Міністерство освіти і науки України
Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля
Державний університет інфраструктури та технологій

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ПОТАПЕНКО ОЛЬГА ОЛЕКСАНДРІВНА

УДК 629.463; 629.4.027.35

ДИСЕРТАЦІЯ

УДОСКОНАЛЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ ФРИКЦІЙНОГО ГАСІННЯ КОЛИВАНЬ В СИСТЕМІ РЕСОРНОГО ПІДВІШУВАННЯ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ

Спеціальність 05.22.07 – Рухомий склад залізниць та тяга поїздів
Галузь знань 27 – Транспорт

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

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

О.О. Потапенко

Науковий керівник:
Могила Валентин Іванович
кандидат технічних наук, доцент

Київ – 2019

АНОТАЦІЯ

Потапенко О.О. Удосконалення елементів фрикційного гасіння коливань в системі ресорного підвішування вантажних вагонів. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 05.22.07 – «Рухомий склад залізниць та тяга поїздів» (273 – Залізничний транспорт). – Державний університет інфраструктури та технологій, Київ, 2019.

Дисертаційну роботу присвячено вирішенню актуального науково-прикладного завдання – покращення функціонування ресорного підвішування вантажних вагонів шляхом удосконалення елементів системи фрикційного гасіння коливань.

Наукова новизна дисертаційної роботи полягає в наступному.

Вперше:

– науково обґрунтовано характер залежності процесу переміщень, зміни прогину підклинових пружинних комплектів та значення контактних напружень пари «фрикційний клин – фрикційна планка» серійних та удосконалених елементів фрикційного гасіння коливань в системі ресорного підвішування візків вантажних вагонів від режиму експлуатації;

– запропоновано метод визначення інваріантної характеристики комбінованих пружин (тарілчастих та витих) під впливом зовнішніх навантажень.

Удосконалено:

– комп'ютерну модель динаміки руху напіввагона, яка на відміну від існуючої, враховує конструкційні зміни елементів фрикційного гасіння коливань в системі ресорного підвішування.

Подальшого розвитку набули:

– методики експериментальних досліджень трибологічних властивостей матеріалу та стендових порівняльних випробувань зразків фрикційних клинів

на конструкційну міцність та руйнуюче навантаження з використанням розробленого обладнання;

– спосіб пропорційного розподілу навантажень між елементами підклинового пружинного комплекту візків вантажних вагонів;

– метод оцінювання енергетичної ефективності спрацювання фрикційних клинових гасителів коливань з урахуванням площі робочої діаграми.

Практичне значення отриманих результатів дисертаційної роботи полягає у наступному:

– для аналізу та створення сучасних конфігурацій фрикційного клину створена класифікація конструкційних особливостей фрикційних клинів, які використовуються в Україні та за кордоном;

– запропоновані нові конструкторсько-технічні рішення з удосконалення елементів фрикційного гасіння коливань в системі ресорного підвішування візка вантажного вагона, які захищені державними патентами України, можуть бути використані при проектуванні візків вантажних вагонів нового покоління;

– розроблений програмний алгоритм для визначення напружено-деформованого стану та отримання епюр контактних напружень елементів ресорного підвішування дозволяє дослідити та виявити вразливі місця у взаємодіючих елементах конструкції;

– розроблений програмний алгоритм та удосконалена комп’ютерна модель динаміки руху напіввагона дозволяють виконати кількісну і якісну оцінку впливу удосконалених елементів фрикційного гасіння коливань в системі ресорного підвішування на динамічні показники вантажного вагона в реальних умовах;

– запропонована конструкція фрикційного клинового гасителя коливань та підклинового пружинного комплекту дозволяє отримати стабільні характеристики системи демпфірування, рівномірне навантаження та зменшення загального зносу взаємодіючих фрикційних поверхонь, тим самим подовжити пробіг візка та підвищити безпеку руху вагонів, які знаходяться в експлуатації;

– основні результати дисертаційної роботи використані: Товариством з обмеженою відповідальністю «Об'єднане господарство залізничного транспорту» (ТОВ «ОГЗТ»), в етапах модернізації та випробування перспективних візків вантажних вагонів та Державним підприємством «Український науково-дослідний інститут вагонобудування» (ДП «УкрНДІВ») під час досліджень зразків фрикційних клинів вантажних вагонів на конструкційну міцність та руйнуюче навантаження (підтверджено актами впровадження);

– наукові результати дисертаційного дослідження використовуються в навчальному процесі Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля та Державного університету інфраструктури та технологій при підготовці бакалаврів та магістрів за спеціальностями: 273 «Залізничний транспорт», 275 «Транспортні технології (залізничний транспорт)» (підтверджено актами впровадження).

У дисертаційній роботі обґрунтовано актуальність теми, сформульовано мету та задачі дослідження, визначено об’єкт і предмет. Показано зв'язок роботи з державними програмами розвитку та оновлення залізничного рухомого складу України. Вказано використані методи дослідження, визначено наукову новизну дисертації, її практичне значення та особистий внесок автора. Наведено дані про апробацію та публікації результатів досліджень дисертації.

Проаналізовано стан вантажного парку та сучасні проблеми, пов’язані з технічним забезпеченням вантажних перевезень в Україні, країнах СНД, визначено шляхи їх вирішення. Приведені статистичні дані відчеплень вантажних вагонів по основним вузлам, найбільш масових видів несправностей по візку вантажних вагонів, причин бракування та відмов в залежності від місця установки пружин ресорного комплекту. Представлені статистичні дані свідчать, що термін експлуатації пружин ресорного підвішування у візків моделі 18-100 часто не досягає першого деповського ремонту, який проводять на третій рік з моменту побудови вагона.

Виконано аналіз конструкційних особливостей трьохелементних візків вантажних вагонів в Україні, країнах СНД та Північній Америці. Розглянуто тенденції сучасного проектування та конструкційні рішення, застосовувані при модернізації вантажних візків. Дослідження показали, що візок моделі 18-100 має певні недоліки, в тому числі інтенсивний знос елементів та недостатні динамічні якості.

Проведено аналіз наукових праць, присвячених теоретичним та експериментальним дослідженням особливостей конструкції вантажних вагонів та їх удосконаленню, патентної документації та розроблено класифікацію конструкційних особливостей фрикційних клинів, впроваджених у виробництво в Україні та за кордоном. Це дозволило визначити, що для покращення функціонування ресорного підвішування необхідно удосконалити конструкцію фрикційного клинового гасителя коливань та підклинового пружинного комплекта.

Представлено удосконалену конструкцію елементів фрикційного гасіння коливань системи ресорного підвішування, яка розроблена з урахуванням конструкційних особливостей, виявлених та досліджених недоліків і несправностей ресорного підвішування візків вантажних вагонів.

Запропонована конструкція є об'єктом комплексного комп'ютерного та експериментального дослідження: напружено-деформованих, міцністних, трибологічних та динамічних характеристик його елементів.

За проектом модернізації розроблено комп’ютерну модель з використанням програмно-апаратного забезпечення SolidWorks (Dassault Systèmes).

Досліджено характеристики серійної та удосконаленої конструкцій елементів фрикційного гасіння коливань системи ресорного підвішування візка вантажного вагона, визначено напружено-деформований стан елементів під дією статичного навантаження в порожньому і завантаженому режимі експлуатації. При оцінці міцності досліджуваних елементів конструкцій застосовано метод скінченних елементів.

Представлено спосіб пропорційного розподілу навантажень між елементами підклинового пружинного комплекту візків вантажних вагонів, який дозволяє визначати зусилля, що діють на елементи ресорного підвішування.

Для дослідження вертикальної силової характеристики запропоновано метод визначення інваріантної характеристики (прогину) комбінованих пружин (тарілчастих та витих) під впливом зовнішніх навантажень. Метод базується на використанні програмно-апаратного забезпечення SolidWorks (Dassault Systèmes) з використанням нелінійного динамічного аналізу (Nonlinear Dynamic Analisis) та розрахунку в середовищі MathCAD 15 з побудовою результуючої діаграми переміщення.

Запропоновано метод оцінювання енергетичної ефективності спрацювання фрикційних клинових гасителів коливань з урахуванням площі робочої діаграми.

Проведено оцінку конструкційної міцності методом порівняння напруженого стану та визначено фактичний запас міцності конструкції п'яти фрикційних клинів, виготовлених зі сталі 25Л (ГОСТ 977-88, К 20, $\sigma_т$ = 235 МПа, $\sigma_в$ = 441 МПа) та чавуну СЧ25 (ГОСТ 1412-85, $\sigma_в$ = 250 МПа), клинів зі зносом робочих поверхонь після експлуатації та пропонованої конструкції. Стендові випробування на конструкційну міцність та руйнуюче навантаження проведено за участю автора з використанням розробленого обладнання.

Стендові випробування досліджених фрикційних клинових гасителів коливань на конструкційну міцність та руйнуюче навантаження показали, що напруження в контрольованих точках пропонованої конструкції у 1,5 – 2 рази нижчі, порівняно з серійною конструкцією.

Доопрацьовано методику та представлено результати експериментального дослідження трибологічних властивостей матеріалу досліджуваних зразків згідно нормативної документації і контрольно-вимірювальних приладів.

При проведенні експериментальних досліджень властивостей матеріалу фрикційних клинів визначено трибологічні, конструкційні властивості та характер зносу робочої пари «фрикційний клин – фрикційна планка», виготовлених зі сталі та чавуну. За результатами експериментальних досліджень встановлено: робочі поверхні взаємодії фрикційного клину з фрикційною планкою не пласкі, фрикційний клин має циліндричну поверхню дотику, через нерівномірність зношування в процесі експлуатації, а фрикційна планка – пласку. При аналізі впливу механічних властивостей сталі 25Л і сірого чавуну СЧ25 на трибологічні та конструкційні властивості фрикційного клину, встановлено, що клини з сірого чавуну в 2...2,5 рази знижують знос похилих поверхонь надресорних балок. Описано порядок визначення оцінки точності та обробки результатів експериментальних досліджень.

Представлено розроблені алгоритм створення, структурну схему та удосконалену комп'ютерну модель динаміки руху напіввагону з досліджуваними конструкціями елементів фрикційного гасіння коливань в системі ресорного підвішування на прикладі напіввагона моделі 12-7019 і результати дослідження в програмному комплексі «Универсальный механизм» («UM»). Моделювання виконано при задовільному стані колії, за даними вагона-колієвимірювача та вантажного вагона в порожньому режимі, як найбільш несприятливому.

Для існуючого напіввагона, за прийнятих умов технічного стану та параметрів колії, отримано показники якості ходу, які вказують, що перевищення гранично допустимої межі значень настає для коефіцієнтів вертикальної динаміки порожнього напіввагона починаючи зі швидкості руху v = 100 км/год, запасу стійкості колісних пар проти сходу з рейок – v = 110 км/год та горизонтальної динаміки v = 120 км/год.

Для напіввагона з удосконаленими елементами ресорного підвішування при русі в порожньому стані отримане значення коефіцієнту вертикальної динаміки свідчить про перевищення гранично допустимої межі починаючи зі швидкості руху v = 130 км/год. Значення коефіцієнтів запасу стійкості колісних

пар проти сходу з рейок та горизонтальної динаміки знаходяться в межах норми при швидкості руху v = 130 км/год згідно ДСТУ 7598:2014. Вагони вантажні. Загальні вимоги до розрахунків та проектування нових і модернізованих вагонів колії 1520 мм (несамохідні).

Економічний ефект від зменшення витрат на проведення поточного відчіплювального ремонту та збільшення безремонтного пробігу вантажних вагонів з візками обладнаними удосконаленими елементами фрикційного гасіння коливань в системі ресорного підвішування для одного вагона на рік складає 3450 грн та на період в межах призначеного заводом-виробником строку служби напіввагону (22 роки) – 75912 грн.

Отримані результати комплексного дослідження підтверджують покращення функціонування системи ресорного підвішування візків вантажних вагонів та ефективність використання удосконалених елементів фрикційного гасіння коливань.

За результатами теоретичних та експериментальних досліджень розроблено технічні рішення і рекомендації з удосконалення елементів фрикційного гасіння коливань в системі ресорного підвішування візків вантажних вагонів, які захищені державними патентами України [30 – 48].

Ключові слова: напіввагон, візок, ресорне підвішування, фрикційний клиновий гаситель коливань, швидкість, знос, тарільчаста пружина, міцність, трибологічні характеристики, моделювання, коефіцієнт динаміки.

ANNOTATION

Potapenko O.O. Improving Friction Oscillation Damping Elements in the Spring Suspension System of Freight Cars. – Qualifying scientific work on the rights of a manuscript.

Dissertation for obtaining the scientific degree of the Candidate of Technical Sciences (Doctor Of Filosophy) in speciality 05.22.07 – Rolling

stock of railways and traction of trains (273 – Railway transport). – State University of Infrastructure and Technologies, Kyiv, 2019.

The dissertation is devoted to solving a topical problem of applied character – increasing performance of the spring suspension of freight cars by improving friction oscillation damping elements.

The scientific novelty of the dissertation is as follows:

For the first time:

– there have been scientifically substantiated the nature of the dependence of the movement process, changes in deflection of the sub-wedge spring system and the importance of contact stresses of the “friction wedge – friction plate” pair of series production and upgraded elements of friction oscillation damping elements in the spring suspension system of freight car bogies on the operating mode;

– there have been proposed a method for determining the invariant characteristics of combined springs (plate and coil) under the influence of external loads.

There has been improved:

– a computer model of the open-top freight car movement dynamics, which unlike the existing one takes into account design changes of the friction oscillation damping elements in the spring suspension system.

Further development has been given to:

– methods of experimental research of tribological properties of the material and bench comparative tests of friction wedges on structural integrity and destructive load using the developed equipment;

– the method of proportional distribution of loads among the elements of the sub-wedge spring suspension system of freight car bogies;

– the method of calculating operation energy efficiency of wedge-type friction oscillation dampers taking into account the operating chart area.

The practical value of the obtained results of the dissertation is as follows:

– a classification of the design features of friction wedges used in Ukraine and abroad was made for the analysis and creation of modern configurations of the friction wedge;

– the proposed new design and engineering solutions for upgrading the friction oscillation damping elements in the spring suspension system of car bogies protected by state patents of Ukraine can be used in the design of bogies of new generation cars;

– the developed software algorithm for determining the stress-strain state and obtaining the contact stress diagrams of the spring suspension system elements allows researching and identifying the vulnerabilities in the interacting elements of the design;

– the developed software algorithm and advanced computer model of the open-top car movement dynamics allows performing a quantitative and qualitative assessment of the impact of the upgraded elements of the friction oscillation damping elements in the spring suspension system on the dynamic performance of the freight car in real conditions;

– the proposed design of the friction wedge oscillation damper and the sub-wedge spring suspension system allows obtaining stable characteristics of the damping system, uniform distribution of load and reduction of the total wear of the interacting friction surfaces, thereby prolonging the run of the bogie and increasing the safety of cars in operation;

– the main results of the dissertation were used by TOV "Ob'ednane Gospodarstvo Zaliznychnogo Transportu" at the stages of upgrading and testing prospective freight car bogies, and by the State Enterprise "Ukrainian Scientific Railway Car Building Research Institute" (DP UkrNDIV) during tests of friction wedge samples of freight cars on structural integrity and destructive load (confirmed by the implementation acts);

– scientific results of the dissertation are used in the educational process of Volodymyr Dahl East Ukrainian National University and the State University of Infrastructure and Technology during training bachelors and masters in specialties:

273 “Railway Transport”, 275 “Transport Technology (Railway Transport)” (confirmed by the implementation acts).

The relevance of the topic is substantiated in the dissertation, formulation of the research aim and objectives, definition of the research object and subject. The work connection with the state programmes of development and upgrade of the railway rolling stock of Ukraine are shown. The research methods are specified, the dissertation scientific novelty is determined, its practical significance and personal contribution of the author are provided. Data on approbation and publication of the dissertation research results are given.

The state of the freight cars fleet and modern technical problems of freight transportation in Ukraine and the CIS countries have been analysed, ways of their solution have been determined. The statistics of detachments of freight cars on the main points, the most common types of malfunctions in freight car bogies, the reasons for defects and failures depending on the location of springs in the spring system has been given. The statistics presented indicates that the life span of the suspension springs in bogies of 18-100 model often does not reach the first depot repair, which is carried out during the third year since the car construction.

The analysis of design features of three-element freight car bogies in Ukraine, the CIS countries and North America has been carried out. The tendencies of modern design decisions applied during upgrading freight car bogies have been considered. The research has shown that the bogie of 18-100 model has some disadvantages, including intensive wear of elements and insufficient dynamic properties.

There has been conducted the analysis of research papers devoted to theoretical and experimental studies of the features of the freight car design features and their improvement, patent documentation and fulfilled classification of design features of friction wedges implemented into production in Ukraine and abroad. It allowed determining that in order to improve the spring suspension, it is necessary to improve the design of the wedge-type friction oscillation damper and the sub-wedge spring system.

There has been presented the improved design of the wedge-type friction oscillation damper of the spring suspension system developed taking into account design features, identified and researched defects and malfunctions of the spring suspension of freight cars.

The proposed design has been an object of a complex experimental and computer research: stress-strain, strength, tribological and dynamic properties of its elements.

A computer model has been developed according to the upgrade project using SolidWorks (Dassault Systèmes) hardware.

Characteristics of series production and upgraded designs of friction oscillation damping elements of the spring suspension system of the freight car bogie have been researched, the stress-strain state of elements under the influence of static load in the empty and loaded operating modes has been determined. While evaluating strength of the researched design elements, the finite elements method has been applied.

The method of proportional distribution of loads among the elements of the sub-wedge spring suspension system of the freight car bogie has been presented, which allows determining forces affecting the elements of the spring suspension.

To research the vertical force characteristics, the method for determining the invariant characteristics (deflection) of combined springs (plate and coil) under the influence of external loads has been proposed. The method is based on the use of SolidWorks software (Dassault Systèmes) with nonlinear dynamic analysis (Nonlinear Dynamic Analysis) and calculation in MathCAD 15 with design of the resulting movement chart.

The method of calculating operation energy efficiency of friction wedge oscillation dampers has been proposed taking into account the operating chart area.

The structural integrity has been evaluated by the method of the stress state comparison, and there has been defined the actual strength margin of the design of five friction wedges made of 25L steel (GOST 977-88, K 20, σ_t = 235 MPa, σ_v = 441 MPa), and SCH25 cast-iron (GOST 1412- 85, σ_v = 250 MPa), wedges with wear of working surfaces after operation and the proposed design. Bench tests on

structural integrity and destructive load have been carried out with participation of the author using the developed equipment.

Bench tests of the researched wedge-type friction oscillation dampers on structural integrity and destructive load have showed that stresses at the control points of the proposed design are 1.5 – 2 times lower comparing to the series production design.

The elaborated the methodology and presented the results of the experimental study of tribological properties of the material of the researched samples according to the standard documents, control and measuring instruments.

While conducting experimental research of the material properties of friction wedges, tribological, structural properties and the wear pattern of the "friction wedge - friction plate" operating pair made of steel and cast iron have been determined. According to the results of experimental research, it has been established that the working surfaces of the interaction of the friction wedge with the friction plate are not flat. The friction wedge has a cylindrical touch surface due to uneven wear during operation, and the friction plate is flat. In the analysis of the influence of mechanical properties of 25L steel and SCH 25 grey cast iron on tribological and structural properties of the friction wedge, it has been found out that wedges made of grey cast iron reduce the wear of the inclined surfaces of truck bolsters by 2…2.5 times. The procedure for determining the evaluation accuracy and processing results of experimental research has been described.

The presented the developed algorithm of design, the block diagram and the improved computer model of dynamics of the open-top freight car with the researched design of the friction oscillation damping elements in the suspension system taking the example of the open-top freight car of 12-7019 model and the research results in the "Universal Mechanism" ("UM") programme complex. The modelling has been performed at a satisfactory track condition, according to the track recording car and the freight car in the empty mode as the most unfavourable one.

For the existing open-top freight car under the accepted technical conditions and the track parameters, the movement quality values have been obtained showing

that increase in the maximum permissible limit of values takes place for the coefficients of vertical dynamics of the empty open-top car freight starting from the speed of v = 100 km/h, the safety factor against derailment of the wheel pair – at the speed of v = 110 km/h and horizontal dynamics – at the speed of v = 120 km/h.

For the open-top freight car with upgraded elements of the spring suspension in the empty state, the obtained values of the coefficients of vertical dynamics indicate that the maximum permissible limit increases at the speed of v = 130 km/h. The values of the safety factor against derailment of the wheel pair and horizontal dynamics are within the normal range at the speed of v = 130 km/h according to DSTU 7598: 2014. Freight cars. General requirements for the calculation and design of new and upgraded track cars 1520 mm (non-self-propelled).

The economic effect of reducing the cost of ongoing decoupled repair and increasing the maintenance-free run of freight cars with bogies equipped with upgraded elements of friction oscillation damping in the spring suspension system for one car per year is 3450 UAH and for the period within the designated life span of the open-top car (22 years) is 75912 UAH.

The obtained results of a comprehensive study confirm operation improvement of the spring suspension system of the freight car bogie and efficiency of the use of upgraded elements of the friction oscillation damping elements.

According to the results of theoretical and experimental research, there have been developed technical solutions and recommendations for improving the elements of friction oscillation damping in the spring suspension system of freight cars protected by state patents of Ukraine [30 – 48].

Keywords: open-top freight car, bogie, spring suspension, friction oscillation damper, speed, wear, plate spring, strength, tribological properties, modelling, dynamic coefficients.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Губачева Л.А., Потапенко О.А., Потапенко А.Н. Влияние геометрии поверхности фрикционного клина на работу фрикционного гасителя колебаний грузовых вагонов. *Вісник СНУ ім. В.Даля*. Луганськ. 2014, № 5 (212), Ч 1. С. 64 – 66.

2. Потапенко О.А. Проблемы современных перевозок грузовыми вагонами в странах СНГ и направления их решения. *Вісник СНУ ім. В. Даля*. Сєвєродонецьк. 2015, № 2 (219). С. 57 – 61.

3. Потапенко О.А., Могила В.И. Исследование динамики подвижных соединений грузовых вагонов с учетом состояния железнодорожного пути. *Вісник СНУ ім. В. Даля*. Сєвєродонецьк. 2016, № 1 (225). С. 180 – 184.

4. V. Mogila., O. Potapenko. Analysis and Study of the Problems Arising in Movable Joints of Freight Car Bogies. *TEKA Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. Lublin. 2016, Vol. 16, No.2. P. 27 – 32. – ***Index Copernicus International.***

5. Потапенко О.О., Могила В.І. Систематизація та класифікація конструкційних особливостей фрикційних клинів гасителів коливань візків вантажних вагонів. *Вісник СНУ ім. В. Даля*. Сєвєродонецьк. 2017, № 4 (234). С. 189 – 194.

6. Потапенко О.О., Могила В.І. Результати досліджень роботи фрикційного гасителя коливань серійної та удосконалених конструкцій візка вантажного вагону. *Вісник СНУ ім. В. Даля*. Сєвєродонецьк. 2018, № 2 (243). С. 184 – 192.

7. Потапенко О.О., Щербина Ю.В. Визначення силової характеристики елементів ресорного підвішування вантажного вагона. *Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій «Транспортні системи та технології»*. К: ДУІТ. 2019, Вип. 33, Т. 1. С. 67 – 77. – ***Google Scholar, Cite Factor.***

8. Потапенко О.О., Могила В.І. Перспективна конструкція ресорного підвішування візка вантажного вагона та результати її дослідження. *Вісник СНУ ім. В. Даля*. Сєвєродонецьк. 2019, № 3 (251). С. 144 – 150. – ***Index Copernicus International.***

9. Olha Potapenko, Nikolay Gorbunov, Valentin Mogyla, Yuriy Shcherbina, Vladimir Hauser. Function Evaluation of Common and Proposed Friction Shock Absorbers for Open Box Wagon 12–7019 KRVZ. *Manufacturing Technology*. Ústí nad Labem, Czech Republic. 2019, Vol 19, No.2. P. 303 – 307. – ***Scopus.***

Праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

10. Губачева Л.А., Потапенко О.А. Модельная установка для испытаний фрикционных планок гасителя колебаний грузовых вагонов. Матеріали III Міжнародної науково-практичної конференції студентів, аспірантів та молодих вчених *«Комп'ютерні науки для інформаційного суспільства»*, 12 – 13 грудня 2012 р. Луганськ. 2012. С. 364 – 367.

11. Губачева Л.А., Потапенко О.А., Потапенко А.Н. Влияние работы фрикционного гасителя колебаний на скорость трехэлементной тележки 18-100 (ЦНИИ-Х3-0). Матеріали IV Міжнародної науково-практичної конференції студентів, аспірантів та молодих вчених *«Комп'ютерні науки для інформаційного суспільства»*, 11 – 12 грудня 2013 р. Луганськ. 2013. С. 259 – 261.

12. Потапенко О.А., Потапенко А.Н. Взаимосвязь геометрии фрикционного клина с процессом гашения вертикальных колебаний тележки 18-100. Матеріали науково-практичної конференції студентів та молодих вчених *«Логістичне управління та безпека руху на транспорті»*, 4 – 6 листопада 2014 р. Сєвєродонецьк. 2014. С. 67 – 69.

13. Потапенко О.А. Пути совершенствования грузовых вагонов в странах СНГ. Матеріали VI Міжнародної науково-практичної конференції *«Проблеми розвитку транспортних систем і логістики»*, 4 – 7 травня 2015 р. Сєвєродонецьк – Кременчуг. 2015. С. 53 – 55.

14. Пительгузов Н.А., Потапенко О.А. Влияние верхнего строения пути на подвижные соединения грузовых вагонов. Збірник статей за матеріалами III Міжнародної інтернет – конференції молодих учених та студентів *«Проблеми розвитку транспортних систем в Євразійському регіоні»*, 25 – 27 травня 2015 р. Сєвєродонецьк. 2015. С. 35 – 38.

15. Потапенко О.А., Могила В.И. Исследование трибологических свойств фрикционного клина гасителя колебаний. Збірник тез Міжнародної науково-практичної конференції *«Інновації інфраструктури транспортно – логістичних систем. Проблеми, досвід, перспективи»*, 11 – 17 квітня 2016 р. Сєвєродонецьк – Трускавець. 2016. С. 151 – 152.

16. Потапенко О.О., Могила В.І. Ефективність застосування удосконаленої конструкції гасителя коливань візків вантажних вагонів. Матеріали XXVI Всеукраїнської наукової інтернет – конференції *«Вітчизняна наука на зламі епох: Проблеми та перспективи розвитку»:* Збірник наукових праць, 14 жовтня 2016 р. Переяслав-Хмельницький. 2016. Випуск 26. С. 294 – 297.

17. Потапенко О.О., Могила В.І. Комплексне обґрунтування ефективності конструктивного рішення удосконалення візка вантажного вагону для реалізації швидкісного руху в Україні. Збірник наукових праць за матеріалами XII Всеукраїнської науково-практичної конференції: *«Проблеми сучасного управління: економічні, екологічні, політико-правові, історичні, культурні, ментальні аспекти»*, 24 – 26 листопада 2016 р. Одеса. 2016. С. 191 – 202.

18. Потапенко О.О., Могила В.І. Узагальнення результатів випробувань фрикційних клинів гасителя коливань візка вантажного вагону. Збірник тез науково-практичної конференції *«Актуальні проблеми сучасного управління в соціально-економічних, технічних та гуманітарних системах»*, 24 – 26 листопада 2016 р. Одеса – Сєвєродонецьк. 2016. С. 123 – 124.

19. Потапенко О.О., Могила В.І. Класифікація конструкційних особливостей фрикційних клинів та її практична цінність. Збірник наукових праць VII-ї Міжнародної науково-практичної конференції *«Проблеми розвитку*

транспорту і логістики», 26 – 28 квітня 2017 р. Сєвєродонецьк – Одеса. 2017. С. 104 – 106.

20. Потапенко О.О., Могила В.І. Удосконалення рухомих сполучень візку вантажного вагону. Тези доповідей Всеукраїнської науково-технічної конференції молодих вчених, магістрів та студентів *«Науково-технічний прогрес на транспорті»,* 26 – 30 березня 2018 р. Дніпро. 2018. С. 95 – 96.

21. Потапенко О.О., Могила В.І. Результати комп'ютерного моделювання роботи гасителя коливань візка вантажного вагону. Збірник наукових праць за матеріалами VIII-ї Міжнародної науково-практичної конференції *«Транспорт і логістика: проблеми та рішення»,* 23 – 25 травня 2018 р. Сєвєродонецьк – Одеса – Вільнюс – Київ. 2018. С. 106 – 108.

22. Hauser V., Gerlici Ju., Kravchenko K., Lack T., Loulová M., Potapenko O.A. Definition of composite profiles for the needs of a dynamic analysis of a rail vehicle. Book of abstracts of XXIII Polish – Slovak Scientific Conference *«Mashine Modelling AND Simulation MMS 2018»,* 4 – 7 September 2018. Rydzyna, Poland. 2018. P. 48.

23. Olha Potapenko, Nikolay Gorbunov, Valentin Mogyla, Yuriy Shcherbina, Vladimir Hauser. Analysis and Function Evaluation of Common and Proposed Friction Shock Absorbers for Open Box Wagon**.** Book of abstracts of XVI International Conference *«Dynamics of Rigid and Deformable Bodies 2018»*. 17 – 19 October 2018. Ústí nad Labem, Czech republic. 2018.

24. Потапенко О.О., Могила В.І. Підвищення працездатності ресорного підвішування вантажних вагонів шляхом вдосконалення елементів системи фрикційного гасіння коливань. Тези 79 Міжнародної науково-практичної конференції *«Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту»*, 16 – 17 травня 2019 р. Д.: ДНУЗТ. 2019 р. С. 67 – 69.

25. Потапенко О.О., Могила В.І. Результати комплексного дослідження елементів ресорного підвішування візка вантажного вагона. Збірник наукових праць за матеріалами IX-ї Міжнародної науково-практичної конференції

«Транспорт і логістика: проблеми та рішення», 22 – 24 травня 2019 р. Сєвєродонецьк – Одеса – Вільнюс – Київ. 2019. С. 87 – 88.

Праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

26. Потапенко О.А. Проблемы современных перевозок грузовыми вагонами в странах с шириной колеи 1520 и направления их решения. *Міжнародний професійний журнал «Вагонний парк»*. Харків. 2016, № 5 – 6 (110 – 111). С. 46 – 49.

27. Потапенко О.О., Могила В.І. Обґрунтування економічної ефективності впровадження вдосконаленої конструкції гасителя коливань у візках вантажних вагонів. *Міжнародний професійний журнал «Вагонний парк»*. Харків. 2017, № 1 – 2 (118 – 119). С. 28 – 31.

28. Потапенко О.О. Конструкційні особливості фрикційних клинів гасителів коливань візків вантажних вагонів України, країн СНД та Північної Америки. *Міжнародний професійний журнал «Вагонний парк»*. Харків. 2017, № 3 – 4 (120 – 121). С. 13 – 16.

29. Потапенко О.О. Комп'ютерна модель напіввагону 12-7019 КВБЗ з досліджуваними конструкціями ресорного підвішування. *Міжнародний професійний журнал «Вагонний парк»*. Харків. 2019, № 3 (147). С. 20 – 25.

30. Фрикційний клиновий гаситель коливань: пат. №110509 Україна: МПК (2016.01): кл. B61F 5/00. Могила В.І., Потапенко О.О. заяв. 15.04.2016; опубл. 10.10.2016, Бюл. № 19.

31. Фрикційний клиновий гаситель коливань: пат. №110511 Україна: МПК (2006.01): кл. B61F 5/12. Могила В.І., Потапенко О.О., Варган Г.О. заяв. 15.04.2016; опубл. 10.10.2016, Бюл. № 19.

32. Фрикційний клиновий гаситель коливань: пат. №110512 Україна: МПК (2006.01): кл. B61F 5/12. Могила В.І., Потапенко О.О., Варган Г.О. заяв. 15.04.2016; опубл. 10.10.2016, Бюл. № 19.

33. Фрикційний клиновий гаситель коливань: пат. №110513 Україна: МПК (2006.01): кл. B61F 5/12. Могила В.І., Потапенко О.О., Варган Г.О. заяв. 15.04.2016; опубл. 10.10.2016, Бюл. № 19.

34. Фрикційний клиновий гаситель коливань візка вантажного вагону: пат. №115545 Україна: МПК (2006.01): кл. B61F 5/12. Могила В.І., Горбунов М.І., Потапенко О.О., Ковтанець М.В. заяв. 06.09.2016; опубл. 25.04.2017, Бюл. № 8.

35. Фрикційний гаситель коливань візка вантажного вагону: пат. №115546 Україна: МПК (2006.01): кл. B61F 5/12, B61F 5/06. Могила В.І., Горбунов М.І., Потапенко О.О., Ковтанець М.В. заяв. 06.09.2016; опубл. 25.04.2017, Бюл. № 8.

36. Клиновий гаситель коливань візка вантажного вагону: пат. №121649 Україна: МПК (2006.01): кл. B61F 5/12, B61F 5/06. Горбунов М.І., Могила В.І., Потапенко О.О. заяв. 26.06.2017; опубл. 11.12.2017, Бюл. № 23.

37. Клиновий гаситель коливань візка вантажного вагону: пат. №121656 Україна: МПК (2006.01): кл. B61F 5/12, B61F 5/06. Горбунов М.І., Могила В.І., Потапенко О.О. заяв. 26.06.2017; опубл. 11.12.2017, Бюл. № 23.

38. Клиновий гаситель коливань візка вантажного вагону: пат. №122728 Україна: МПК (2006.01): кл. B61F 5/12, B61F 5/06. Горбунов М.І., Могила В.І., Потапенко О.О. заяв. 17.07.2017; опубл. 25.01.2018, Бюл. № 2.

39. Клиновий гаситель коливань візка вантажного вагону: пат. №122731 Україна: МПК (2006.01): кл. B61F 5/06, B61F 5/12. Потапенко О.О., Горбунов М.І., Могила В.І. заяв. 17.07.2017; опубл. 25.01.2018, Бюл. № 2.

40. Фрикційний клиновий гаситель коливань візка вантажного вагону: пат. №122729 Україна: МПК (2006.01): кл. B61F 5/12. Потапенко О.О., Горбунов М.І., Могила В.І. заяв. 17.07.2017; опубл. 25.01.2018, Бюл. № 2.

41. Клиновий гаситель коливань візка вантажного вагону: пат. №122730 Україна: МПК (2006.01): кл. B61F 5/06, B61F 5/12. Могила В.І., Горбунов М.І., Потапенко О.О. заяв. 17.07.2017; опубл. 25.01.2018, Бюл. № 2.

42. Фрикційний клиновий гаситель коливань візка вантажного вагону: пат. №122734 Україна: МПК (2006.01): кл. B61F 5/06. Могила В.І., Горбунов М.І., Потапенко О.О. заяв. 17.07.2017; опубл. 25.01.2018, Бюл. № 2.

43. Фрикційний клиновий гаситель коливань візка вантажного вагону: пат. №122735 Україна: МПК (2006.01): кл. B61F 5/12. Могила В.І., Горбунов М.І., Потапенко О.О. заяв. 17.07.2017; опубл. 25.01.2018, Бюл. № 2.

44. Фрикційний клиновий гаситель коливань візка вантажного вагону: пат. №122736 Україна: МПК (2006.01): кл. B61F 5/12. Потапенко О.О., Горбунов М.І., Могила В.І. заяв. 17.07.2017; опубл. 25.01.2018, Бюл. № 2.

45. Фрикційний клиновий гаситель коливань візка вантажного вагона: пат. №124797 Україна: МПК (2006.01): кл. B61F 5/12. Потапенко О.О., Горбунов М.І., Могила В.І. заяв. 30.10.2017; опубл. 25.04.2018, Бюл. № 8.

46. Фрикційний клиновий гаситель коливань візка вантажного вагона: пат. №124798 Україна: МПК (2006.01): кл. B61F 5/12. Потапенко О.О., Горбунов М.І., Могила В.І. заяв. 30.10.2017; опубл. 25.04.2018, Бюл. № 8.

47. Фрикційний клиновий гаситель коливань візка вантажного вагона: пат. №126619 Україна: МПК (2006.01): кл. B61F 5/12. Потапенко О.О., Могила В.І., Горбунов М.І. заяв. 06.02.18; опубл. 25.06.2018, Бюл. № 12.

48. Фрикційний клиновий гаситель коливань візка вантажного вагона: пат. №126620 Україна: МПК (2006.01): B61F 5/12. Потапенко О.О., Могила В.І., Горбунов М.І. заяв. 06.02.18; опубл. 25.06.2018, Бюл. № 12.

ЗМІСТ

ВСТУП…..……... 25
РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД ДОСЛІДЖЕНЬ ЩОДО ВПЛИВУ КОНСТРУКЦІЙНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ВІЗКІВ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ НА ЇХ ПРАЦЕЗДАТНІСТЬ. ОБҐРУНТУВАННЯ МЕТИ ТА ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕНЬ…….. 35
1.1 Аналіз проблем, пов’язаних з технічним забезпеченням вантажних перевезень в Україні, країнах СНД та шляхи їх вирішення…… 35
1.2 Конструкційні особливості трьохелементних візків вантажних вагонів в Україні, країнах СНД та Північній Америці……. 45
1.3 Огляд наукових праць присвячених удосконаленню елементів ресорного підвішування візків вантажних вагонів для покращення їх функціонування…… 51
1.4 Роль елементів ресорного підвішування у процесі гасіння коливань вантажного вагона …….. 56
Висновки за розділом 1……..……. 66
РОЗДІЛ 2. ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ТА МІЦНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ РЕСОРНОГО ПІДВІШУВАННЯ ВІЗКА НАПІВВАГОНА…….. 69
2.1 Дослідження напружено-деформованого стану елементів ресорного підвішування візка напіввагона…….. 69
2.1.1 Мета, об’єкт та задачі досліджень……. 69
2.1.2 Технічні характеристики досліджуваних елементів…… 70
2.1.3 Обладнання та програмне забезпечення……... 77
2.1.4 Методика визначення напружено-деформованого стану елементів досліджуваних конструкцій…… 78
2.1.5 Результати досліджень напружено-деформованого стану елементів ресорного підвішування напіввагона …… 79

2.1.6 Методика досліження силової характеристики комбінованого пружинного комплекту……..... 83
2.1.7 Результати дослідження силової характеристики комбінованого пружинного комплекту…… 85
2.2 Стендові випробування на конструкційну міцність та руйнуюче навантаження…… 94
2.2.1 Стендові випробування на конструкційну міцність……..... 94
2.2.2 Результати та аналіз стендових випробувань на конструкційну міцність…….…… 96
2.2.3 Стендові випробування на руйнуюче навантаження…….. 101
2.2.4 Результати та аналіз стендових випробувань на руйнуюче навантаження…… 102
Висновки за розділом 2..…….……...…… 108
РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ ТРИБОЛОГІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ЕЛЕМЕНТІВ РЕСОРНОГО ПІДВІШУВАННЯ ВІЗКА ВАНТАЖНОГО ВАГОНА …….. 110
3.1 Мета та об’єкт випробувань…….. 110
3.2 Умови проведення випробувань……... 111
3.3 Методика досліджень……... 112
3.3.1 Методика проведення експериментальних досліджень трибологічних якостей матеріалу фрикційних клинів……. 112
3.3.2 Нормативна документація методики проведення експериментальних досліджень трибологічних якостей матеріалу фрикційних клинів …….. 115
3.4 Результати експериментальних досліджень трибологічних властивостей фрикційних клинів …….. 116
3.5 Оцінка точності результатів експериментальних досліджень …….. 122
3.6 Обробка результатів експериментальних досліджень трибологічних властивостей матеріалу фрикційних клинів…….. 125

3.7 Засоби вимірювань досліджуваних зразків…… 126
Висновки за розділом 3…….. 127
РОЗДІЛ 4. КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ ВАНТАЖНОГО ВАГОНА З ДОСЛІДЖУВАНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ РЕСОРНОГО ПІДВІШУВАННЯ…… 129
4.1 Аналіз результатів теоретичних досліджень динаміки руху вантажних вагонів…… 129
4.2 Мета та задачі досліджень……. 133
4.3 Методика створення комп'ютерної моделі динаміки руху вантажного вагона ……..……. 133
4.4 Аналіз показників динаміки руху напіввагона з досліджуваними елементами фрикційного гасіння коливань в системі ресорного підвішування…… 149
Висновки за розділом 4……. 153
ВИСНОВКИ…… 155
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ……..... 158
ДОДАТОК А. Техніко-економічна ефективність використання запропонованих технічних рішень……. 190
ДОДАТОК Б. Рекомендації щодо удосконалення елементів фрикційного гасіння коливань в системі ресорного підвішування візка вантажного вагона…… 198
ДОДАТОК В. Список публікацій здобувача за темою дисертації та відомості про апробацію результатів дисертації ……. 204
ДОДАТОК Г. Акти впровадження та використання результатів дисертації…….. 215

ВСТУП

Актуальність теми дисертації. Організація прискореного руху вантажних поїздів в Україні є важливою умовою інтеграції залізничного транспорту країни у загальноєвропейську систему, чинник підвищення України, як держави, здатний забезпечити за рахунок транзитних транспортних коридорів ефективне залізничне сполучення між Європейським Союзом та країнами Азії, Далекого Сходу, Закавказзя. Разом з тим склалася ситуація, яка вимагає значного оновлення вагонного парку. Середній знос парку вантажних вагонів становить 89,65%. Показники якості та ефективності, рівень безпеки перевезень не відповідають сучасним вимогам. Для придбання нового рухомого складу необхідні значні фінансові капіталовкладення, які неможливі у зв'язку з кризовими явищами в Україні, тому значну роль відіграє удосконалення технічних характеристик вантажних вагонів, поліпшення їх динамічних якостей, роботи системи демпфірування та гасіння коливань, зниження зносу рухомих сполучень, силового впливу на елементи верхньої будови колії, підвищення міжремонтного пробігу, швидкості та безпеки руху. Актуальним питанням, згідно стратегії розвитку залізниць, також визнано впровадження ресурсозберігаючих технологій. Одним із актуальних напрямків покращення функціонування ресорного підвішування вантажних вагонів є удосконалення конструкції фрикційного клинового гасителя коливань та підклинового пружинного комплекту. Це забезпечить стабільні характеристики системи демпфірування, рівномірне навантаження та зменшення загального зносу взаємодіючих фрикційних поверхонь, збільшення пробігу візка та підвищення безпеки руху. Дисертаційна робота спрямована на удосконалення елементів фрикційного гасіння коливань в системі ресорного підвішування вантажних вагонів.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота базується на системному підході до вирішення науково-прикладного завдання, пов'язаного з покращенням функціонування ресорного

підвішування вантажних вагонів шляхом удосконалення елементів системи фрикційного гасіння коливань.

Робота виконана в рамках програм і законодавчих актів України: «Про затвердження Комплексної програми оновлення залізничного рухомого складу України на 2008 – 2020 роки» (Наказ Міністерства транспорту та зв'язку України від 14 жовтня 2008 р., № 1259, Київ); «Про затвердження Державної цільової програми реформування залізничного транспорту на 2010 – 2019 роки» (Постанова Кабінету Міністрів України від 16 грудня 2009 р., № 1390, у редакції Постанови Кабінету Міністрів 26 жовтня 2011 р., № 1106 (1106 – 2011-п)); «Про схвалення Стратегії розвитку залізничного транспорту на період до 2020 року» (Розпорядження Кабінету Міністрів України від 16 грудня 2009 р., № 1555-р); «Про схвалення Транспортної стратегії України на період до 2020 року» (Розпорядження Кабінету Міністрів України від 20 жовтня 2010 р., № 2174-р).

Дисертаційна робота відповідає напрямкам досліджень кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. Автором виконані дослідження, за результатами яких обґрунтовано та запропоновано нові технічні рішення щодо удосконалення елементів фрикційного гасіння коливань в системі ресорного підвішування, які сприяють покращенню експлуатаційних характеристик візків вантажних вагонів.

Мета і задачі дослідження. Метою дисертаційної роботи є покращення функціонування ресорного підвішування вантажних вагонів шляхом удосконалення елементів системи фрикційного гасіння коливань.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

– проаналізувати проблеми, пов'язані з технічним забезпеченням вантажних перевезень в Україні, країнах СНД та шляхи їх вирішення;

– виконати аналіз конструкційних особливостей трьохелементних візків вантажних вагонів в Україні, країнах СНД та Північної Америки;

– виконати огляд наукових праць присвячених удосконаленню конструкції ресорного підвішування візків вантажних вагонів;

– запропонувати шляхи усунення основних недоліків елементів ресорного підвішування вантажних вагонів;

– дослідити напружено-деформований стан, міцність елементів ресорного підвішування візка напіввагона та силову характеристику досліджуваних конструкцій;

– дослідити трибологічні властивості елементів ресорного підвішування візка вантажного вагона;

– доопрацювати комп'ютерну модель вантажного вагона та дослідити динаміку руху напіввагону, з урахуванням конструкційних змін елементів фрикційного гасіння коливань системи ресорного підвішування, з використанням програмного комплексу «Универсальный механизм» («UM»);

– визначити техніко-економічну ефективність використання запропонованих технічних рішень та рекомендацій щодо удосконалення елементів фрикційного гасіння коливань системи ресорного підвішування візків вантажних вагонів.

Об'єкт дослідження – процес функціонування ресорного підвішування візків вантажних вагонів.

Предмет дослідження – закономірності, моделі та особливості функціонування системи фрикційного гасіння коливань ресорного підвішування візків вантажних вагонів.

Методи дослідження. При вирішенні поставлених у дисертаційній роботі задач використано комплексний підхід, що включає теоретичні та експериментальні методи. При опрацюванні літературних джерел застосовано: системний аналіз, аналітичний та емпіричний методи дослідження.

Експериментальні дослідження виконано з використанням розробленої оснастки та наступних методів: теорії планування експерименту, натурного, триботехнічного, теорії тертя, експериментального дослідження напружено-деформованого стану конструкції.

При дослідженні динаміки руху вантажного вагона використані методи теоретичної та прикладної механіки, комп'ютерного та математичного моделювання, скінченних елементів, теорії ймовірності та математичної статистики.

Наукова новизна одержаних результатів.

Вперше:

– науково обґрунтовано характер залежності процесу переміщень, зміни прогину підклинових пружинних комплектів та значення контактних напружень пари «фрикційний клин – фрикційна планка» серійних та удосконалених елементів фрикційного гасіння коливань в системі ресорного підвішування візків вантажних вагонів від режиму експлуатації;

– запропоновано метод визначення інваріантної характеристики комбінованих пружин (тарілчастих та витих) під впливом зовнішніх навантажень.

Удосконалено:

– комп'ютерну модель динаміки руху напіввагона, яка на відміну від існуючої, враховує конструкційні зміни елементів фрикційного гасіння коливань в системі ресорного підвішування.

Подальшого розвитку набули:

– методики експериментальних досліджень трибологічних властивостей матеріалу та стендових порівняльних випробувань зразків фрикційних клинів на конструкційну міцність та руйнуюче навантаження з використанням розробленого обладнання;

– спосіб пропорційного розподілу навантажень між елементами підклинового пружинного комплекту візків вантажних вагонів;

– метод оцінювання енергетичної ефективності спрацювання фрикційних клинових гасителів коливань з урахуванням площі робочої діаграми.

Практичне значення отриманих результатів:

– для аналізу та створення сучасних конфігурацій фрикційного клину створена класифікація конструкційних особливостей фрикційних клинів, які використовуються в Україні та за кордоном;

– запропоновані нові конструкторсько-технічні рішення з удосконалення елементів фрикційного гасіння коливань в системі ресорного підвішування візка вантажного вагона, які захищені державними патентами України [30 – 48], можуть бути використані при проектуванні візків вантажних вагонів нового покоління;

– розроблений програмний алгоритм для визначення напружено-деформованого стану та отримання епюр контактних напружень елементів ресорного підвішування дозволяє дослідити та виявити вразливі місця у взаємодіючих елементах конструкції;

– розроблений програмний алгоритм та удосконалена комп’ютерна модель динаміки руху напіввагона дозволяють виконати кількісну і якісну оцінку впливу удосконалених елементів фрикційного гасіння коливань в системі ресорного підвішування на динамічні показники вантажного вагона в реальних умовах;

– запропонована конструкція фрикційного клинового гасителя коливань та підклинового пружинного комплекту дозволяє отримати стабільні характеристики системи демпфірування, рівномірне навантаження та зменшення загального зносу взаємодіючих фрикційних поверхонь, тим самим подовжити пробіг візка та підвищити безпеку руху вагонів, які знаходяться в експлуатації;

– основні результати дисертаційної роботи використані: Товариством з обмеженою відповідальністю «Об'єднане господарство залізничного транспорту» (ТОВ «ОГЗТ»), в етапах модернізації та випробування перспективних візків вантажних вагонів та Державним підприємством «Український науково-дослідний інститут вагонобудування» (ДП «УкрНДІВ») під час досліджень зразків фрикційних клинів вантажних вагонів на

конструкційну міцність та руйнуюче навантаження (акти впровадження представлені в дисертаційній роботі);

– наукові результати дисертаційного дослідження використовуються в навчальному процесі Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля та Державного університету інфраструктури та технологій при підготовці бакалаврів та магістрів за спеціальностями: 273 «Залізничний транспорт», 275 «Транспортні технології (залізничний транспорт)».

Особистий внесок здобувача. Основні положення та результати, наведені в роботі, автором отримані самостійно. Особистий внесок автора полягає у плануванні та проведенні теоретичних та експериментальних досліджень, аналізі отриманих результатів, розробці наукових положень, технічних рішень, рекомендацій та висновків. Статті [2, 13, 26, 28, 29] підготовлено самостійно.

У роботах виконаних у співавторстві особистий внесок автора наступний:

[10] – розглянуто питання руйнування литих деталей візка вантажних вагонів у процесі експлуатації, проаналізовано роботу гасителя коливань, запропоновано установку для випробувань;

[1, 11, 12] – проаналізовано взаємозв’язок процесу руйнування литих деталей візка з роботою клинового гасителя коливань, побудовано залежності коефіцієнта вертикальної динаміки від швидкості руху при різних коефіцієнтах відносного тертя пропонованої та серійної конструкції клину, досліджено геометричні особливості зносу фрикційних поверхонь клина та планки;

[3, 14] – розглянуто проблеми, які виникають у процесі експлуатації візка 18-100 та вказано на необхідність удосконалення конструкції ресорного підвішування;

[15] – проаналізовано матеріали з яких виготовлені елементи ресорного підвішування, трибологічні властивості матеріалу клина та його вплив на зносостійкість та міцність;

[4] – приведено конструкційні недоліки візка 18-100, досліджено трибологічні та міцністні властивості гасителя коливань;

[16 – 18, 27] – представлено підсумкові результати теоретичних та експериментальних досліджень трибологічних та міцністних властивостей фрикційних клинів пропонованої та серійної конструкцій, обґрунтована економічна та практична доцільність впровадження удосконаленої конструкції гасителя коливань;

[5, 19] – розглянуто конструкційні особливості рухомих сполучень та представлено розроблену класифікацію конструкційних особливостей фрикційних клинів візків вантажних вагонів вітчизняних і закордонних виробників, приведено практичне її використання при створенні нової конструкції фрикційного клину;

[20] – визначено та представлено напрямки модернізації ресорного підвішування візка вантажного вагона, запропоновано конструкційні рішення, захищені державними патентами України;

[6, 9, 21, 23] – засобами комп’ютерного моделювання визначено та представлено результати досліджень напружено-деформованого стану елементів серійної та удосконалених конструкцій ресорного підвішування візка напіввагона моделі 12-7019 виробництва Крюківського вагонобудівного заводу під дією статичного навантаження та впливу на динаміку руху;

[22] – визначено актуальність програм моделювання динаміки рухомого складу;

[7] – вперше представлено та описано: метод визначення інваріантної характеристики (прогину) комбінованих пружин (тарілчастих та витих) під впливом зовнішніх навантажень для дослідження вертикальної силової характеристики, результати досліджень впливу запропонованої конструкції на силову характеристику;

[8, 24, 25] – представлено результати комплексного експериментального та комп'ютерного дослідження запропонованої конструкції; обґрунтовано доцільність її використання.

У роботах [30 – 48] автором проаналізовано технічні рішення щодо удосконалення елементів ресорного підвішування візків вантажних вагонів,

виявлено конструкційні недоліки, запропоновано та спрогнозовано роботу удосконалених елементів, виконано відповідні креслення.

Апробація результатів дисертації. Основні положення та результати дисертаційної роботи були представлені, обговорені та отримали підтримку на конференціях:

– III Міжнародній науково-практичній конференції «Інноваційні технології на залізничному транспорті» (26 лютого – 4 березня, м. Тель-Авів, 2012 р.);

– II International Scientific and Practical Conference of students, graduate students and young of scientists «Technology, Materials, Transport and Logistics: Development Prospects» TMTL'12 (квітень 25 – 26, м. Луганськ, 2012 р.);

– III Міжнародній науково-практичній конференції студентів, аспірантів та молодих вчених «Комп'ютерні науки для інформаційного суспільства» (грудень 12 –13, м. Луганськ, 2012 р.);

– III International Scientific and Practical Conference «Technology, Materials, Transport and Logistics: Development Prospects» TMTL'13 (вересень 23 – 27, м. Ялта (АР Крим), 2013 р.);

– IV Міжнародній науково-практичній конференції студентів, аспірантів та молодих вчених «Комп'ютерні науки для інформаційного суспільства» (грудень 11 – 12, м. Луганськ, 2013 р.);

– Науковій конференції професорсько-викладацького складу та наукових співробітників «Університетська наука – 2014» (березень 25 – 27, м. Луганськ, 2014 р.);

– Науковій конференції студентів та молодих вчених університету, присвяченій 200-річчу від дня народження Тараса Григоровича Шевченка (квітень 22 – 24, м. Луганськ, 2014 р.);

– Науково-практичній конференції студентів та молодих вчених «Логістичне управління та безпека руху на транспорті» (листопад 4 – 6, м. Сєвєродонецьк, 2014 р.);

– VI Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми розвитку транспортних систем і логістики» (травень 4 – 7, м. Сєвєродонецьк – м. Кременчуг, 2015 р.);

– III Міжнародній інтернет-конференції молодих вчених та студентів «Проблеми розвитку транспортних систем в Євразійському регіоні» (травень 25 – 27, м. Сєвєродонецьк, 2015 р.);

– Міжнародній науково-практичній конференції «Інновації інфраструктури транспортно-логістичних систем. Проблеми, досвід, перспективи» (квітень 11 – 17, м. Трускавець, 2016 р.);

– XXVI Всеукраїнській науковій Інтернет - конференції «Вітчизняна наука на зламі епох: Проблеми та перспективи розвитку» (14 жовтня, м. Переяслав-Хмельницьк, 2016 р.);

– XII Всеукраїнській науково-практичній конференції «Проблеми сучасного управління: економічні, екологічні, політико-правові, історичні, культурні, ментальні аспекти» (листопад 24 – 26, м. Одеса, 2016 р.);

– Науково-практичній конференції «Актуальні проблеми сучасного управління в соціально-економічних, технічних та гуманітарних системах» (листопад 24 – 26, м. Одеса, 2016 р.);

– VII-й Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми розвитку транспорту і логістики» (квітень 26 – 28, м. Одеса, 2017 р.);

– Всеукраїнській науково-технічній конференції молодих вчених, магістрантів та студентів «Науково – технічний прогрес на транспорті» (березень 26 – 30, м. Дніпро, 2018 р.);

– VIII-й Міжнародній науково-практичній конференції «Транспорт і логістика: Проблеми та рішення» (травень 23 – 25, м. Одеса, 2018 р.);

– 23rd International Polish – Slovak Conference on Machine Modelling and Simulations MMS 2018 (вересень 4 – 7, м. Ридзина (Польща), 2018 р.);

– 16th International Conference Dynamics of Rigid and Deformable Bodies 2018 (жовтень 17 – 19, Усті-над-Лабем (Чехія), 2018);

– 79-й Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» (травень 16 – 17, м. Дніпро, 2019 р.);

– IX-й Міжнародній науково-практичній конференції «Транспорт і логістика: Проблеми та рішення» (травень 22 – 24, м. Одеса, 2019 р.).

У повному обсязі дисертація доповідалася та була схвалена на розширеному засіданні кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля (14.06.2019 р.) та розширеному засіданні кафедри «Вагони та вагонне господарство» Київського інституту залізничного транспорту Державного університету інфраструктури та технологій (12.09.2019 р).

Публікації. За результатами дисертаційної роботи опубліковано 48 наукових праць (з них 5 без співавторів): 11 – в спеціалізованих виданнях України, з яких 7 входить до затвердженого МОН України переліку наукових фахових видань (з них 2 – у виданнях, включених до міжнародних наукометричних баз), 2 наукові праці у фахових закордонних виданнях, включених до міжнародних наукометричних баз, у тому числі н/м базі Scopus, 16 – в матеріалах конференцій, з яких 2 – за кордоном. За темою дисертації отримано 19 патентів України на корисну модель.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається з анотації, вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертації становить 223 сторінки, у тому числі 133 сторінки основного тексту, 67 рисунків, 35 таблиць, список використаних джерел зі 253 найменувань на 32 сторінках та 4 додатки на 33 сторінках.

РОЗДІЛ 1. ОГЛЯД ДОСЛІДЖЕНЬ ЩОДО ВПЛИВУ КОНСТРУКЦІЙНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ ВІЗКІВ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ НА ЇХ ПРАЦЕЗДАТНІСТЬ. ОБҐРУНТУВАННЯ МЕТИ ТА ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1 Аналіз проблем, пов'язаних з технічним забезпеченням вантажних перевезень в Україні, країнах СНД та шляхи їх вирішення

У сучасній структурі економіки України роль залізничного транспорту важко переоцінити, тому що він є основою транспортної системи України [1, 2].

Залізничний транспорт займає провідне місце у задоволенні потреб економіки та населення України в перевезеннях, є важливим фактором забезпечення соціально – економічного зростання і зміцнення обороноздатності держави, розвитку її зовнішньоекономічних зв'язків.

Характерними рисами функціонування залізничного транспорту все більше стають такі чинники, як нові економічні умови роботи транспортних підприємств і споживачів їх послуг, формування ринку транспортних послуг, посилення конкуренції між суб'єктами транспортного ринку. Розвиток транспортного ринку вимагає серйозних реформ залізничного транспорту, які в конкретних країнах мають свою специфіку на тлі загальних проблем і шляхів їх вирішення [1, 3].

Динамічні характеристики ходових частин рухомого складу залізниць безпосередньо впливають на безпечну експлуатацію поїздів у різних режимах завантаження вагонів і у всьому діапазоні швидкостей їх руху [4].

Від стану транспортного господарства безпосередньо залежить вся економіка країни [5].

Виробничі потужності з випуску вантажних вагонів в СНД оцінюються на рівні 84,5 тис. вагонів на рік, в тому числі у Росії – 52,8 тис. од., на Україні – 31,0 тис. од., у Білорусії – 700 вагонів (рис.1.1).

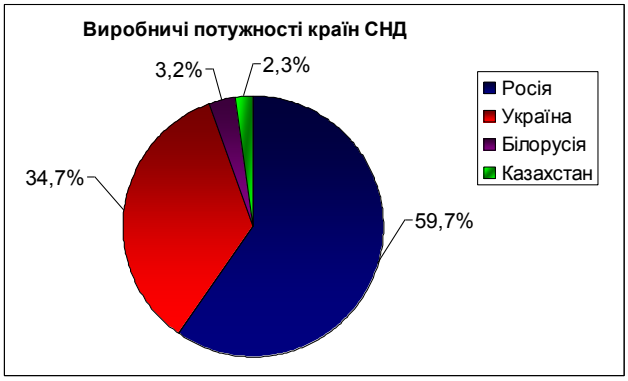


Рисунок 1.1 – Виробничі потужності країн СНД

Найбільші виробники вантажного рухомого складу в Росії: АТ НВК «Уралвагонзавод», ВАТ «Вагонобудівна компанія Мордовії», ВАТ «Алтайвагон», ВАТ «ВО «БМЗ», ВАТ «Абаканвагонмаш», ВАТ «Калінінградський вагонобудівний завод», ЗАТ «Тихвинський вагонобудівний завод», ВАТ «ТВЗ», АТ «Завод металоконструкцій», ВАТ «ТорВЗ», ЗАТ «Промтрактор-Вагон» та на Україні: ПАТ «Дніпровагонмаш», ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод», ПАТ «Азовмаш», ПАТ «Стаханівський вагонобудівний завод» [6, 7], ДМЗ «Карпати», ПАТ «Днепровагонмаш», ПАТ «Верхнєдніпровський машинобудівний завод», ТДВ «Попаснянський вагоноремонтний завод», ТОВ «Дизельний завод», вагоноремонтні заводи філії АТ «Укрзалізниця» – «Стрийський», «Дарницький», «Панютинський» та інші.

Після різкого зростання в 2010 – 2012 рр. виробництва рухомого складу, відбулося скорочення випуску вантажних вагонів на 26% [6, 8]. У 2015 році українські вагонобудівні заводи випустили 1054 вагона – це в шість разів менше, ніж у 2014-му, і в 50 разів менше, ніж у піковий 2011 рік.

Наявний парк вантажних вагонів термін експлуатації яких перевищує нормативний, складає близько 80% (105 тисяч одиниць), а вік деяких одиниць перевищив призначений строк служби заводами-виробниками 40 – 50 років [6, 5, 9]. Для цистерн, платформ та критих вагонів призначений строк служби заводами-виробниками 32 роки, напіввагонів – 22 роки.

Для окремих вагонів критична швидкість у порожньому стані, за межами якої не гарантується стійкість вагону проти сходу з рейок, складає 60 – 70 км/год [10 – 12], особливо легковагових.

Найбільш негативні чинники, що впливають на розвиток залізничного транспорту можливо узагальнити наступним чином:

– висока ступінь зносу основних фондів галузі, що перевищує 80%, у першу чергу це стосується тягового рухомого складу;

– відставання від технічного прогресу у частині безпеки конструкції та забезпечення придатності транспортних засобів до експлуатації, подальше старіння парку транспортних засобів;

– обмеженість бюджетного фінансування та амортизаційних відрахувань, недосконаліть механізму лізингу;

– низький рівень використання транзитного потенціалу держави [13].

Згідно «Стратегічного плану розвитку залізничного транспорту на період до 2020 року», затвердженого Наказом Міністерства інфраструктури України від 21.12.15 № 547, із 111,2 тис. вантажних вагонів у 62,8 тис. (56,5%) закінчився встановлений нормативний термін експлуатації, з яких 47,3 тис. вагонам він був подовжений після виконання капітального ремонту на підставі технічних рішень. Неробочий парк вантажних вагонів становить 34,5 тис. В 2015 році у зв’язку із закінченням терміну експлуатації повинні були додатково вилучити з експлуатації 12,7 тис. вантажних вагонів. Середній знос парку вантажних вагонів становить 89,65%, у тому числі напіввагонів – 88,5% [12]. Якщо найближчим часом не прийняти кардинальних заходів, направлених на заміну застарілих технічних засобів, то це може привести до унеможливлення забезпечення потреб у перевезеннях вантажів та виникнення кризових явищ не тільки в залізничній галузі, але й інших, пов’язаних з нею, стратегічно важливих галузях економіки України.

У період з січня 2002 р. по вересень 2015 р. відбулося 166 випадків зламів бічних рам (рис. 1.2). При цьому кількість зламів до 2014 р. постійно збільшувалася і в 2013 р. досягла рекордних 34 випадки [5, 14, 15]. Зменшення

кількості зламів у 2014 р. та 2015 р. пов'язано зі збільшенням відчеплень вантажних вагонів у поточний ремонт по тріщинах бічних рам, що в свою чергу, пов'язано з введенням в дію нових критеріїв бракування литих деталей візку [5].

Постійно існує ймовірність зламу деталей дорогою прямування. Дані статистики по зламам, що відповідають певному тавру заводу-виробника, представлені на рис. 1.3 [5].

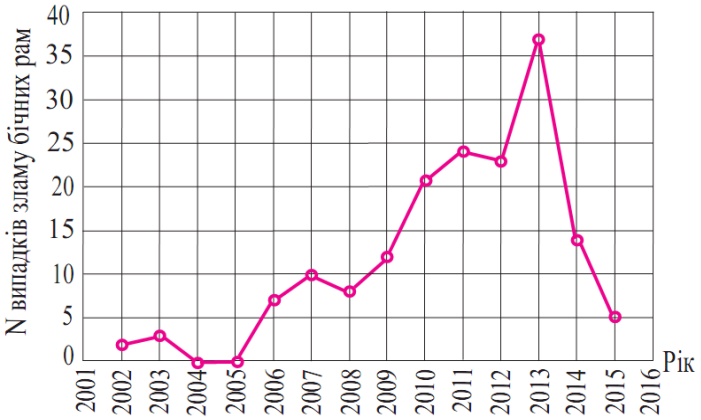


Рисунок 1.2 – Статистика зламу бічних рам візків 18-100 за 2002 – 2015 рр.

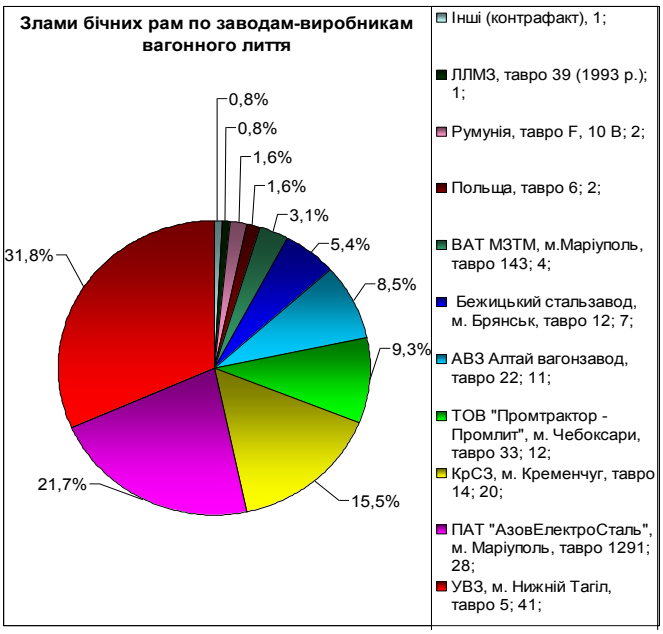


Рисунок 1.3 – Розподіл зламів бічних рам візків вантажних вагонів по заводам-виробникам вагонного лиття за 2006 – 2014 рр.

Існує кілька версій причин виникнення даної проблеми: недосконаліть головних елементів і конструкції, в цілому; недостатня якість виготовлення біч-

них рам; погане утримання залізничної колії; недосконалість конструкції рухомого складу; порушення правил експлуатації та ремонту рухомого складу [5].

Проведені дослідження відповідності сталей бічних рам різних виробників, випробувальним центром продукції вагонобудування та ливарного виробництва Державного підприємства «Український науково-дослідний інститут вагонобудування» (ВЦ ПВДП «УкрНДІВ»), показують, що характеристики механічних властивостей і хімічного складу сталей бічних рам у більшості випадків, вище сучасних нормативних вимог, що висуваються до даної продукції [5, 16, 17].

В експлуатації на залізницях країн СНД знаходяться в основному чотиривісні напіввагони випущені АТ НВК «Уралвагонзавод» з глухими торцевими стінками моделей 12-119, 12-132 та напіввагони випущені ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод» з торцевими стінками у вигляді двостулкових дверей (моделей 12-753, 12-1000 та 12-757). З універсальних критих вагонів найбільшу питому вагу у вагонному парку складають вагони моделей: 11-066, 11-217 та 11-270. Дані вантажні вагони оснащені двовісними візками моделі 18-100.

Кількість відчеплень до поточного відчіплювального ремонту (ПВР) вантажних вагонів має тенденцію до зростання: 2013 рік – 1118 тис. ваг., 2014 – 1256 тис. ваг., 2015 – 1346 тис. ваг. Структура відчеплень до поточного відчіплювального ремонту вантажних вагонів у 2015: кузов – 443 тис. ваг., колісна пара – 441 тис. ваг., візок – 285 тис. ваг., буксовий вузол – 42 тис. ваг., інші – 40 тис. ваг., рама – 34 тис. ваг., автогальма – 31 тис. ваг., автозчеплення – 30 тис. ваг. Статистика відчеплень вантажних вагонів по несправностям візка за 9 місяців 2017 року наступна: несправності візків – 18643 (37 %), несправності інших вузлів – 31576 (63 %), злам пружин – 5340 (29 %), інші несправності – 13074 (71 %). Експлуатаційні випробування рухомого складу в країнах СНД та статистичні дані про відчеплення до ПВР [18, 19] показали, що однією з найслабших ланок вагону є візок, який значно впливає на ходові характеристики вантажного вагону [6, 20, 21].

Теоретичні та експериментальні дослідження, а також статистичні дані про сходи рейкових екіпажів з рейок та їх аналіз свідчать про високу чутливість показників динаміки до технічного стану ходових частин рухомого складу та верхньої будови колії. Небезпеку сходу, особливо, при високій швидкості руху, можуть викликати причини, не пов'язані з несправностями вагона, а залежачі від особливості конструкції візку, тобто залежать від конструкційних особливостей рухомих сполучень, які безпосередньо не викликають сход, а є причинами розвитку динамічних процесів, які призводять до підвищеного силового впливу рухомого складу на колію і, у кінцевому підсумку, викликають його сход. До них можна віднести несправності елементів фрикційного гасіння коливань в системі ресорного підвішування вантажних вагонів. Статистика причин бракування пружин ресорного комплекту візка вантажного вагону при планових ремонтах (рис.1.4) [19, 20, 21].

Рисунок 1.4 – Причини бракування пружин ресорного комплекту при планових ремонтах вантажних вагонів

За 9 місяців 2018 року до ПВР надійшло 997881 вагонів, що на 11633 вагона чи на 1,2% більше, ніж за той же період 2017 року. З них відчеплено 965301 вагон, що більше, ніж в 2017 р. на 16156 вагонів чи на 1,7% (в 2017 р. – 949145 вагонів) [20 – 22]. Розподіл по видам поточного ремонту: ПР-1 – 373573 вагона (37,4%); ПР‑2 – 624308 вагонів (62,6%). Статистика

надходжень вагонів до ПВР з розподілом по основним вузлам вантажних вагонів [20 – 22] представлено у таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Статистика відчеплень вантажних вагонів до ПВР по основним вузлам

Основні вузли вантажних вагоні	Кількість відчеплень до ПВР	
	9 міс. 2017 р.	9 міс. 2018 р.
Колісна пара	382994	403283
Буксовий вузол	27282	26580
Візок	178815	185967
Автозчіпний пристрій	18829	23071
Автогальмівне обладнання	32902	32900
Кузов	322149	302951
Рама	21888	21514
Інші відчеплення	1389	1615
Всього	986248	997881

Статистику найбільш масових видів несправностей вантажних вагонів по вузлу «візок», що надійшли до ПВР за 9 місяців 2018 року [20 – 22], приведено у таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 –Статистика несправностей вагонів по вузлу «візок» за 9 місяців 2018 року

Несправності вагонів	9 міс. 2017 р.	9 міс. 2018 р.
Завищення/заниження фрикційного клину відносно опорної поверхні надресорної балки більше норми	50812	62023
Невідповідність проміжку сковзуна	47389	47433
Злам пружин	24005	25877
Злам опорної прокладки в буксовому прорізі	21549	18074
Тріщина ковпака сковзуна	11060	11762
Тріщини чи злом бічної рами	12756	8790
Злам ковпака сковзуна	3549	3877
Наднормативний знос фрикційного клину візка	2025	1809
Знос ковпака сковзуна	1924	2752
Обрив (відсутність) чи послаблення заклепки фрикційної планки	262	501
Тріщина, злам клина гасителя коливань	494	448
Тріщина чи відкол рухомої планки візка 18-100, яка пройшла модернізацію М1698	244	243
Відсутність чи зміщення пружин	124	83

В даний час ситуацію з пошкоджуваністю деталей візків вантажних вагонів, зокрема пружин ресорно-пружинного комплекту, не можна вважати

задовільною. За даними Головного обчислювального центру ВАТ «РЗД» через злам пружин за період побудови вагонів з початку 2013 року по квітень 2015 року до поточного відчіпного ремонту надійшло 7660 вагонів. З них 2640 вагонів побудови АТ НВК «Уралвагонзавод», 1128 вагонів побудови ЗАТ «Промтрактор-Вагон», 938 вагонів побудови ВАТ «Алтайвагон» та 2894 вагонів побудови інших виробників [20, 21, 23].

Представлені статистичні дані свідчать, що термін експлуатації пружин ресорного підвішування у візків моделі 18-100 часто не досягає першого деповського ремонту, який проводять на третій рік з моменту побудови вагона [20, 21]. При цьому, згідно з ГОСТ 1452-2011, циклічна довговічність пружин ресорного підвішування повинна забезпечувати термін служби в експлуатації не менше шістнадцяти років, гарантійний термін експлуатації пружин повинен бути не менше ніж до першого планового ремонту складальної одиниці, що включає до свого складу циліндричну пружину стиснення, але не менше чотирьох років [24]. У більшості випадків зламу пружин найчастіше ламаються саме підклинові пружини. Злам пружин, в першу чергу, призводить до порушення стабільної роботи фрикційного вузла гасителя коливань і передачі підвищених динамічних навантажень на бічні рами візка, що може спричинити появу втомних тріщин і руйнування бічних рам [20, 21, 23]. Статистику зламу пружин ресорного комплекту в залежності від місця установки приведено у таблиці 1.3 [20, 21, 25].

Таблиця 1.3– Статистика зламу пружин ресорного комплекту в залежності від місця установки

Місце розташування пружин		Кількість зламаних пружин	
		зовнішні	внутрішні
Під клином	шт.	101	385
	%	6,3	24
Центральні	шт.	82	270
	%	5,1	16,8
Зовнішня сторона комплекту	шт.	81	285
	%	5,1	17,8
Внутрішня сторона комплекту	шт.	89	306
	%	5,6	19,25

В даний час чітко сформувалися основні напрямки у галузі проектування вантажних вагонів нового покоління. У вагонах нового покоління повинні враховуватися: рівень безпеки та екологічного навантаження на навколишнє середовище, споживчі показники, вартість життєвого циклу, коефіцієнт експлуатаційної готовності та інші [6]. Варто відзначити, що залізниці більшості країн СНД і Балтії зазнають дефіцит пропускної здатності, і по мірі зростання економіки очікують, що ситуація буде ускладнюватися [6].

Транспортною стратегією України на період до 2020 року [13] передбачено забезпечення рухомим складом, здатним істотно підвищити техніко–технологічні показники [4, 5, 20, 21, 26], зокрема:

– підвищення швидкості руху вантажних поїздів до 100 – 120 км/год;

– збільшення терміну експлуатації та підвищення продуктивності рухомого складу;

– зниження питомих витрат енергоресурсів і матеріаломісткості;

– зменшення часу доставки вантажів.

Реалізація зазначених вимог значною мірою пов’язана з покращенням фукціонування ресорного підвішування вантажних вагонів щляхом удосконалення елементів системи фрикційного гасіння коливань [10].

З підвищенням швидкості руху негативні наслідки функціональної недосконалості елементів рухомих сполучень, перш за все, демпфуючих пристроїв, багаторазово посилюються, що значною мірою обмежує можливість експлуатації поїзді в умовах прискореного руху [2, 10, 11].

Зниження витрат як у сфері їх виробництва, так і у сфері експлуатації повинно внести значний вклад до розвитку залізничної галузі України. Актуальним завданням є створення вітчизняних конкурентоспроможних моделей вантажних вагонів, що є складною науково-технічною проблемою, вирішення якої потребує реалізації системного підходу з урахуванням досвіду експлуатації та досягнень розвитку сучасної науки та техніки при їх проектуванні. Розробка сучасних та перспективних конструкцій, які дозволяють комбінувати та агрегатувати, відповідні до завдання

конструкційно-функціональні схеми є одним із перспективних шляхів розв’язання даного питання [2, 27]. Основою для розробок рухомого складу нового покоління є принцип модульної компоновки з раціональної уніфікацією вузлів та систем, знижуючих вартість цих конструкцій та їх розробку. Перехід від проектування окремих спеціалізованих вагонів до проектування сімейства вагонів на базі основної конструкції дозволить створити вагони із заданим рівнем надійності та довговічності.

Можливими критеріями інновації напіввагонів є: сприйняття вісьового навантаження від 25 т/вісь і вище; застосування полегшених матеріалів, що дозволить скоротити коефіцієнт тари нижче 0,3. Дані заходи дозволять розвивати важковаговий рух та збільшити пропускну здатність залізничних ліній. Можливими критеріями інновації критих вагонів є: збільшення об'єму перевозимого вантажу, об'єму кузову не менше 159 $м^3$ по ТУ завода-виробника; зниження динамічних характеристик на колію та перевозимі вантажі, що дозволить знизити вертикальне прискорення діюче на вагон та вантаж на швидкості 90 км/год до 0,37 $м/с^2$, горизонтальне – 0,2 $м/с^2$. Заходи дозволять мінімізувати вплив на інфраструктуру [6].

Впровадження нових конструкцій вагонів підвищеної вантажопідйомності, продуктивності, з новими споживчими властивостями та експлуатаційними характеристиками призвели до необхідності створення більш досконалих конструкцій візків. Вихід бачиться у застосуванні нових транспортних технологій [6, 28, 29] і, в першу чергу, у підвищенні продуктивності вантажного рухомого складу за рахунок:

– підвищення вісьових навантажень до 27 – 30 т/вісь та погонних навантажень до 8,5 – 10,5 т/м, що забезпечується збільшенням габариту, скороченням міжвагонних проміжків;

– зниження маси тари за рахунок застосування композиційних матеріалів та нових металів;

– застосування візків з вдосконаленими системами ресорного підвішування;

– зниження динамічних навантажень у несучих вузлах вагонів та елементах верхньої будови колії;

– збільшення швидкості до 140 км/год;

– ресурс бандажів не менше 600 тис.км;

– поліпшення взаємодії у системі «колесо – рейка»;

– застосування альтернативних джерел енергії для локомотивів та спеціального самохідного рухомого складу, стаціонарної енергетики;

– збільшення терміну служби вантажних вагонів до 32 років.

Тому необхідно провести більш детальні науково-дослідні та дослідно-конструкторські роботи з удосконалення елементів фрикційного гасіння коливань в системі ресорного підвішування вантажних вагонів.

1.2 Конструкційні особливості трьохелементних візків вантажних вагонів в Україні, країнах СНД та Північній Америці

До візків з центральним одноступінчатим ресорним підвішуванням, рама яких складається з надресорної балки, двох бічних рам та колісних пар, що спираються на підшипникові вузли, відносяться візки: Motion Control M-976 Truck System (США), QCZ56 (Китай), ICF та MD45/52 (Німеччина), 18-100, 18-131, 18-578, 18-597 (Росія) і 18-7020, 18-755, 18-781, 18-1711 (Україна) та інші.

Починаючи з середини 50-х років минулого століття на мережі залізниць колії 1520 мм експлуатується візок ЦНДІ-Х3-0 («Центральний науково-дослідний інститут МШС – Ханін») з одноступінчатим центральним ресорним підвішуванням і клиновими фрикційними гасителями коливань зі змінною силою тертя, пропорційній масі кузова вагону. Він замінив візки МТ-44 та МТ-50, що застосовувалися у той час [30]. Це сталося завдяки ряду переваг – порівняно кращими показникам якості ходу, менш інтенсивній дії на колію. У подальші роки візку ЦНДІ-Х3-0 була присвоєна модель 18-100 (рис. 1.5).

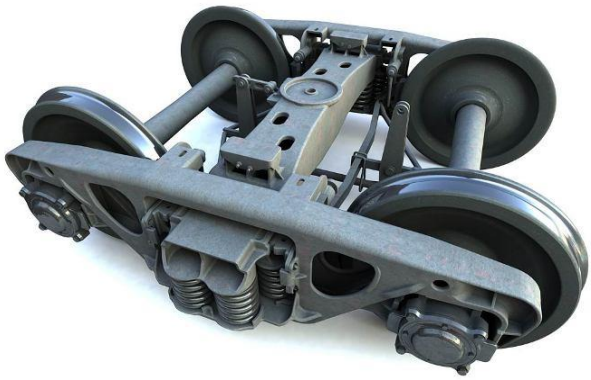


Рисунок 1.5 – Загальний вигляд візку моделі 18-100

Візок цієї наймасовішої моделі до 2004 р. був фактично єдиним серійно випускаємим Крюківським ВБЗ, Стаханівським ВБЗ, БМЗ, УВЗ, Абаканвагонмаш, Титан–експрес та використовуваним у складі чотири- та восьмивісних вантажних вагонів [31].

З моменту введення в експлуатацію візка моделі 18-100 його конструкція зазнала ряд змін та модернізацій. Необхідність поліпшення конструкції в першу чергу була викликана збільшенням навантаження на вісь. Другим напрямом при модернізації візку моделі 18-100 було збільшення його експлуатаційних якостей та міжремонтних пробігів. Дані напрями удосконалення ходових частин вантажних вагонів не втратили своєї актуальності і на сьогоднішній день.

Майже одночасно з вітчизняними розробками О.Г. Ханіна в США були сконструйовані візки типу Barber та візок типу Motion Control, які серійно випускаються по наш час. Більше 75% вагонного парку США та більше 90% парку Канади і Мексики оснащено візками сімейства Барбер. Головною відмінністю американських візків є наявність широкого типорозмірного ряду пружин підвішування для вісьових навантажень від 7 до 34 т/вісь. Сучасні бокові рами, застосовувані в американських візках, мають збільшену висоту перетину в зоні буксового проміжку та збільшену площу робочої поверхні сталевих фрикційних клинів.

В області підвищення міжремонтних пробігів візків вантажних вагонів слід зазначити модернізацію візка моделі 18-100 за проектом М1698 (Росія) та за проектами С03.04, С14.01 (Україна).

В даний час для навантаження 23,5 т/вісь запропоновані візки, які можна розділити по конструкційному виконанню на 4 групи [32]:

І група – аналоги візку 18-100 з модернізацією за проектом М1698 (18-2128, 18-9801, 18-9845, 18-9841, 18-9770, 18-1750);

ІІ група – аналоги візку 18-100 з модернізацією за проектом С03.04 – випускаються для експлуатації в Україні;

ІІІ група – візки 18-578 та її аналоги (18-9771, 18-7020);

IV група – візок моделі 18-9810, спроектований за технологією Barber S-2, який відрізняється конструкцією основних вузлів – на 2010 рік були випущені досліджувані зразки.

Для навантаження 25 т/вісь запропоновані наступні моделі візків: 18-194-1, 18-9800, 18-9855, 18-9836, які значно відрізняються за конструкційним виконанням.

Суть модернізації за проектом М1698 полягає в тому, що на опорну поверхню буксового отвору бічної рами встановлюється зносостійка скоба, а фрикційні планки замінюються складеними, маючими рухливу планку підвищеної твердості, а також застосовують фрикційні клини з чавуну марки СЧ 25 [33, 34]. Сьогодні, з урахуванням проведення модернізації візків вантажних вагонів, міжремонтний норматив складає 2 роки, а за окремими видами вагонів — 3 роки (криті, платформи та інші). Пробіг виріс з 110 000 до 160 000 км.

Комплексна модернізація візків моделі 18-100 за проектом С03.04 відбувається за технологією американської компанії A. Stucki (США), що передбачає використання трьох пристроїв: пружнодисипативних бічних ковзунів постійного контакту у вузлах спирання кузова на ходові частини, зносостійких фрикційних планок товщиною 16 мм і фрикційних клинів із високоміцного чавуну з пружними поліуретановими накладками на похилих

поверхнях у ресорному підвішуванні, еластомірних прокладок між п'ятником та підп'ятником, а також застосування коліс зі зносостійким нелінійним профілем ІТМ-73, розробленим в ІТМ НАНУ і НКАУ [33 – 36].

З 2006 року Крюковським вагонобудівним заводом розпочато випуск вагонів на візках моделі 18-7020, у конструкції яких використані модернізовані вузли згідно з рекомендаціями проекту С03.04 та застосовані аналогічні візку 18-578 технічні рішення відмінність – пружно-каткові ковзуни фірми А. Стакі. В даному візку замість букси застосовані касетні підшипники з адаптером. У ресорному комплекті внутрішні пружини мають вільну висоту на 30 мм менше зовнішніх, забезпечуючи білінійну жорсткість комплекту. Клини фрикційних гасителів коливань відлиті з високоміцного чавуну та мають уретанові накладки фірми «А.Стакі». Клини мають геометричні розміри, створюючі початкове заниження 10 мм.

Модернізація візків вантажних вагонів моделі 18-100, згідно з С14.01, включає модернізацію надресорних балок та бічних рам, а також заміну сталевих фрикційних клинів на чавунні. На модернізовані візки встановлюють чавунні фрикційні клини або інші, погоджені Укрзалізницею [37 – 39].

В 2004 р. у результаті комплексної модернізації візка моделі 18-100, фахівці АТ «НВК «Уралвагонзавод» розробили візок моделі 18-578, який нині експлуатується у складі напіввагонів виробництва АТ «НВК «Уралвагонзавод». У візку моделі 18-578 застосовано ряд конструкційних та технологічних рішень: знімні ковзуни пружно-каткового типу, чавунні термозміцнені фрикційні клини з уретановими накладками та інших, детально розглянутих у статтях [40, 41].

В той же час на ЗАТ «Протрактор-вагон» було поставлено на виробництво та сертифіковано візок моделі 18-9771, головною відмінністю від 18-578, якого стала можливість застосування різних конструкцій пружних та пружно-каткових ковзунів основних світових виробників. Проте досвід експлуатації візка моделі 18-578 виявив недостатню надійність зони

внутрішнього кута буксового отвору бічної рами. Так, за час експлуатації цього візку допущено 17 випадків зламу бічних рам.

Випущений Тихвінським вагонобудівним заводом («ТВБЗ») візок Barber S-2-R моделі 18-9810 з вісьовим навантаженням 23,5 та 18-9855 з вісьовим навантаженням 25 тс відрізняється за конструкцією від серійних вантажних візків моделі 18-100 [40]. В основу цієї розробки покладений візок S-2-R, спроектований компанією «Standard Car Truck Co», що входить у корпорацію «WABTEC» (США). Інноваційний візок моделей 18-9810 та 18-9855 має ряд технологічних особливостей описаних у статтях [34, 40].

На сьогоднішній день пройшли повний цикл постановки на виробництво і сертифікації два вантажні візки з вісьовим навантаженням 25 тс моделі 18-194-1 виробництва АТ «НВК «Уралвагонзавод» та моделі 18-9800 виробництва ЗАТ «Промтрактор-вагон». У конструкції цих візків застосовуються фрикційні клини збільшеної ширини [41].

Перспективним візком з вісьовим навантаженням 25 тс та конструкційною швидкістю 120 км/год є візок моделі 18-9836 сумісного виробництва ЗАТ «Промтрактор-вагон» та компанії «ASF-Keystone Inc» (США), призначений для використання під універсальними та спеціалізованими вантажними вагонами колії 1520 мм. Прототипом даного візка послужив візок «Motion Control». Візок оснащенно ковзунами постійного контакту, а зношувані деталі та вузли мають візуальні індикатори їх граничного стану. Детальний опис конструкції у статті [41].

Розроблені ТОВ «Софія – Інвест» візок моделі 18-4129 та візок моделі 18-9817 (спільна розробка з компанією ASF США) для вантажних вагонів нового покоління з вісьовим навантаженням 25 тс, розглянуті у статті [40].

ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод» спільно з американською корпорацією «Amsted Rail» розробив конструкції та освоїв виробництво вагонів на сучасних візках моделі 18-7020 з 2006 року та 18-7033 з 2015 року. У візку моделі 18-7033 використані комплектуючі та технічні рішення, направлені на

посилення несучих елементів – бічних рам та надресорних балок. В 2015 році візок пройшов повний комплекс випробувань [42, 43].

Варто зауважити, що на відміну від візку моделі 18-100, взаємодія надресорної балки та бічних рам якої відбувається через клини, у конструкціях візків типу Barber, Ride Master, Motion Control надресорна балка має опорні стінки, які допускають її поздовжнє переміщення відносно бічної рами не більше, ніж на 8 мм. Це попереджує істотне підвищення діючих на клин навантажень при ударах вагонів з гірок та забіганні бічних рам у кривих, що є однією з основних відмінностей візку 18-100, у результаті недостатньої «зв'язаності» бічних рам у горизонтальній площині, та призводить до значного зменшення ресурсу пар тертя у візку.

Застосування візків моделі 18-100, в якості ходових частин для вантажних вагонів нового покоління, істотно обмежує швидкісні можливості. Дослідження показали, що візок за багатьма параметрами не повністю відповідає експлуатаційним вимогам [2, 11, 27, 40]. Візок вагона, як механічна система складається з фізичних тіл і зв'язків між ними, має велику кількість ступенів свободи та видів коливань, які багато разів повторюються під дією сил, достатньо швидко змінних у часі та напрямі, що приводить до інтенсивного зносу взаємодіючих вузлів і деталей візка [44]. Конструкційна схема даного візку заснована на принципі переважного використання технічних рішень зв'язків несучих елементів у вигляді відкритих вузлів тертя з нестабільними характеристиками. Мають місце істотні недоліки, основними з яких є інтенсивний знос елементів, що труться та низькі динамічні якості [2, 11, 27]. При цьому зі збільшенням зносу елементів конструкції погіршується робота складових фрикційної системи демпфування, п′ятникових вузлів та буксових отворів, а також зменшується критична швидкість вагонів. Усунення цих негативних факторів можливо тільки при деяких конструкційних змінах ходових частин візка [2, 10, 11, 27, 45, 46].

Формування динамічної навантаженості конструкції вагона, а також елементів верхньої будови колії, значною мірою залежить від характеристик

системи демпфірування та гасіння коливань. Це означає, що для забезпечення задовільних ходових якостей вагонів вирішальним фактором є демпфірування коливань [4, 5].

Удосконалення конструкції вантажних вагонів, особливо вагонів з підвищеним навантаженням на вісь, покращення функціонування системи демпфірування і гасіння коливань, зниження силового впливу на елементи верхньої будови колії одне з найважливіших питань, яке постійно досліджується [4, 5, 45].

1.3 Огляд наукових праць присвячених удосконаленню елементів ресорного підвішування візків вантажних вагонів для покращення їх функціонування

Розвиток та створення відповідаючого вимогам сьогодення залізничного транспорту, спирається на відкриття та винаходи видатних науковців та інженерів з використанням результатів фундаментальних науково-технічних досліджень.

Великий внесок у вирішення проблем зниження інтенсивності зношування робочих поверхонь рухомих сполучень, шуму та вібрації, навантаження ходових частин, підвищення стійкості та плавності руху рейкових екіпажів з залізничною колією зроблено науковими колективами ЦНДІЗТ (ЦНДІМШС), ВНІТІ, ВНДПКІ (ВелНДІ), МДУШЗ (МІІТ), ПДУШЗ, РДУШС (раніше РІІЗТ), ДНУЗТ (ДІІТ ім. акад. В. Лазаряна), СНУ ім. В. Даля, БДТУ (раніше БІТМ), ХПІ, ДНДЦ УЗ під керівництвом А.І. Бєляєва, О.Л. Голубенка, В.Л. Горобця, М.Ф. Веріга, Е.І. Даніленка, О.П. Єршкова, В.Н. Іванова, І.П. Ісаєва, А.А. Камаєва, В.А. Камаєва, Д.Є. Кармінського, О.Я. Когана, М.Л. Коротенка, В.В. Косарчука, С.М. Куценка, В.А. Лазаряна, В.Г. Маслієва, В.Б. Меделя, Г.С. Михальченка, А.П. Павленка, Б.Є. Боднаря, М.І. Капиці, М.П. Пахомова, Е.Д. Тартаковского, Т.О. Тібілова, І.І. Челнокова та інших вчених.

Завдяки дослідженням наукових колективів БДТУ, ВНДІЗТ, ВНДКТ, МДУШЗ (МІІТ), ДНДЦ УЗ, ДНУЗТ ім. акад. В. Лазаряна, ПДУШЗ, СНУ ім. Володимира Даля, УкрДУЗТ, методи математичного моделювання в механіці рухомого складу набули широкого застосування. Досягнутий рівень програмного забезпечення сприяє ефективній взаємодії комп'ютерного моделювання з експериментальними методами та засобами досліджень у вирішенні задач динаміки рухомого складу.

Визначну роль у розвитку наукових підходів до визначення раціональних схем конструкцій та параметрів ходових частин рухомого складу відіграли фундаментальні праці академіка В.А. Лазаряна, а також його учнів і послідовників – Є.П. Блохіна, В.Д. Дановича, М.І. Капиці [47], Л.А. Длугача, Ю.В. Дьоміна, М.Л. Коротенка, Л.А. Манашкіна, О.М. Пшинька, Б.Є. Боднаря, С.В. Мямліна, О.А. Львова, О.М. Савчука, В.Ф. Ушкалова та ін.

Значний внесок у створенні удосконалених конструкцій вагонів різного призначення та їх вузлів належить вітчизняним вченим – Г.І. Богомазу, В.М. Бубнову, В.Ф. Головку, А.В. Донченку, М.Б. Кельріху, А.О. Радзіховському, О.М. Савчуку та іншим [48 – 57].

У розробках вагонних конструкцій, зокрема візків, видатних успіхів досягли вчені-залізничники та інженери – О.Г. Ханін, П.С. Анісімов, С.В. Вершинський, Ю.П. Бороненко, Л.О. Грачова, В.М. Котуранов, Ю.С. Ромен, М.М. Соколов, О.О. Хохлов, В.Д. Хусідов, Л.А. Шадур, В.В. Лукін, М.В. Вінокуров, В.Х. Власов, В.М. Філіпов, Н.К. Галахов, І.О. Браун, П.І. Травин, О.К. Константинов, В.В. Кобищанов, Е.Е. Нольтейн, Фетте та інші [30, 32, 58 – 61].

Внесок у сучасний рівень знань у галузі створення та дослідження конструкції напіввагонів, вагон-хоперів, цистерн внесли вчені: О.Є. Афанасьєв, О.А. Битюцький, Р.І. Зайнетдінов, Л.В. Заславський, С.О. Кузнєцов, О.Е. Павлюков, А.І. Речкалов, Г.Г. Ултургашев, Н.Э. Черняк, О.В. Фомін, В.І. Сенько, А.В. Путято інші дослідники [62 – 68]. Цими вченими були досліджені питання вибору раціональних параметрів, динаміки вагонів і

розробки методів оцінки міцності та надійності несучої конструкції напіввагонів.

Варто особливо виділити праці останнього періоду, в яких викладені теоретичні та експериментальні дослідження нових конструкцій візків вантажних вагонів та їх елементів: Є.П. Блохіна, О.М. Пшинька, В.Д. Дановича, Г.І. Богомаза, Ю.С. Ромена, В.М. Бубнова, С.В. Мямліна, Ю.П. Бороненка, А.В. Третьякова, А.М. Орлової, Е.О. Рудакової, О.М. Савчука, А.Д. Лашка, Ю.Д. Дьоміна, В.Ф. Ушкалова, Н.Е. Науменка, М.Б. Кельріха, А.О. Радзіховського, О.А. Шкаброва, В.І. Приходько, А.В. Донченка, Е.В. Можейка, Д. Шолдана, Е.С. Оганьяна, П.С. Анісімова, В.П. Ефімова, М.М. Соколова, А.М. Соколова, І.І. Челнокова, С.С. Довганюка, І.Е. Мартинова, В.М. Іщенка, О.М. Сафронова, С.В. Кари та ін. [69 – 71].

Представники Луганської наукової школи О.М. Коняев, О.Л. Голубенко, Ю.І. Осенін, В.П. Ткаченко, О.С. Петров, С.Ю. Сапронова, М.І. Горбунов у своїх дослідженнях приділяють більшу увагу визначенню сил зчеплення між колесом та рейкою, а також умов динамічного вписування рейкових екіпажів [72 – 74].

Розробки вчених Калкера та Картера, присвячені вивченню питань визначення сил проковзування між колесом та рейкою, рішення яких було оформлено у вигляді відповідних теорій [75 – 81].

Закордонні вчені Нідерландів J.J. Kalker [82], Франції J.B. Ayasse and H. Chollet [83], Швеції O. Polach [84], та Польщі О.В. Сладковський [85] займалися дослідженнями в галузі взаємодії колеса з рейкою.

Доктор Г. Шефель (ЮАР) велику увагу приділяв покращенню вписування візків у криволінійних ділянках колії, а також удосконаленню динамічних характеристик рейкових екіпажів. З його участю підготовлено багато теоретичних та з опису конструкції візків вантажних вагонів робіт [86, 87].

В галузі удосконалення конструкції рухомого складу залізниць, визначення їх динамічних якостей відомі роботи таких вчених Польщі – професорів А. Худзікевича, Р. Богача, М. Ситажа, Угорщини – проф. І. Зоборі,

Л. Сабо та інші [88 – 91]. Удосконалення конструкції візків рейкових екіпажів і вантажних вагонів, у тому числі, в галузі покращення динамічних характеристик вагонів за рахунок визначення раціональних параметрів ресорного підвішування, присвячені праці таких вчених, як В.А. Камаєва, В.Д. Дановича, М.М. Соколова, Е.П. Блохіна, С.В. Мямліна, В.І. Приходька та інших [92 – 96].

Динаміка вагонів сформувалася на основі праць видатних вчених: С.В. Вершинського [97], М.Ф. Веріго, В.А. Лазаряна [98], В.М. Данілова, В.Б. Меделя, І.П. Ісаєва, В.Г. Іноземцева, Є.П. Блохіна, Ю.П. Бороненка [99], І.П. Кудрявцева, О.Я. Когана [100], В.Н. Котуранова, А.А. Камаєва, В.А. Камаєва, В.Г. Кегліна, В.Д. Дановича, О.Л. Голубенка, А.М. Савоськіна, П.С Анісімова [101], І.В. Бірюкова, Л.О. Грачевої, І.І. Галнева, М.М. Соколова, Т.О. Тібілова, Ю.С. Ромена [102], В.Ф. Ушкалова [103], О.П. Ершкова, О.О. Хохлова [104], В.Д. Хусідова, І.І. Челнокова [105], Ю.М. Черкашина [106], В.Н. Філіпова [107], Г.М. Шахунянца, В.Н. Шестакова, В.О. Певзнера, В.С. Плотіна, М.М. Кудрявцева, О.О. Долматова, О.Г. Редемейстера, Н.Є. Науменка та багатьох інших.

Дослідженню процесів коливання рухомого складу при русі присвячені роботи закордонних вчених В.К. Гарга, Р.В. Дуккіпаті [108], A.H. Wickens [109], P. Carlbom [110], J. Zhou, L. Ren, H. Zhang, R. Goodall [111].

Дослідженням поздовжньої динаміки присвячені роботи вчених Австралії C. Cole [112], I. Duncan, L. Muller [113], Нідерландів M. McClanachan [114].

У працях А.О. Попова, М.А. Короткевича, М.В. Вінокурова, А.А. Львова, О.О. Хохлова, П.С. Анісімова, В.Н. Філіпова викладені основи теорії вільних та вимушених коливань вагону з урахуванням тертя у ресорному підвішуванні, результати досліджень коливань вагонів у системі поїзда, що рухається по пружній колії, а також явища резонансу при коливаннях вагона під дією періодичних нерівностей [115 – 120].

Питанням аналізу та класифікації гасителів коливань присвячені роботи І.І. Челнокова, М.М. Соколова, В.М. Гарбузова. Аналіз характеристик

фрикційних демпферів з урахуванням умов руху та конструкційних параметрів екіпажу подано у праці А.О. Попова. Можливість усунення зони нечутливості, властивої клиновим гасителям коливань досліджувалася у працях В.І. Кальянова, П.С. Анісімова, Л.І. Бартенєва, О.О. Долматова, А.Д. Кочнова, Н.Н. Кудрявцева, які наголошують на необхідності додаткового експериментального та теоретичного вивчення закономірностей впливу перерозподілу сил тертя в процесі руху вагона на його динамічні якості.

Елементам сухого тертя (взаємодія візка та кузова вагона, підвішування з фрикційними клинами, букси та бічної рами) присвячені роботи В.А. Лазаряна та вчених ДІІТу, Г.І. Петрова, Д.Ю. Погорєлова та Брянської школи – Г.С. Михальченка, Ю.С. Ромена, М.М. Соколова, І.І. Челнокова та інших.

Інженерні методи вибору жорсткості та демпфірування у вертикальному напрямку відпрацьовані В.І. Варавою, С.В. Вершинським, І.І. Челноковим, В.Г. Маслієвим [121 – 123], Л.О. Кальніцьким, Г.В. Левковим, Л.Л. Осиновським, Ю.С. Роменом та А.В. Біловусовим, С.Л. Самошкіним, М.М. Соколовим; вибору горизонтальної жорсткості підвішування – А. Вікенсом та Г. Шефелем.

Чисельні методи оптимізації отримали розвиток у роботах Ю.В. Дьоміна [124 – 128], Л.А. Длугача, В.І. Єршова, Н.М. Єршової, В.М. Кондрашева, М.Л. Коротенка, С.М. Куценка, О.М. Маркової, В.К. Мироненка, Д.Ю. Погорелова та його колективу, Н.А. Радченка, В.М. Самсонкіна, Т.А. Тібілова.

Різноманітним питанням, які стосуються загальних закономірностей сухого тертя, присвячено багато робіт радянських та закордоних вчених: Ф.Р. Теккера, І.В. Крагельського, Л.В. Попова, Дж. Ден-Гартога.

У працях вчених Е.М. Берлінгера, Ф. Боудена, Э. Брауна, Н.Б. Демкіна, Ю.Н. Дроздова, І.В. Крагельського, Е.В. Рижова, А.В. Чічінадзе встановлено, що зниження зносу деталей може бути забезпечено шляхом оптимізації геометричних та розмірних параметрів робочих поверхонь при ремонті.

М.А. Белянчіков, Р.Н. Давидов, В.П. Єфімов, А.А. Іванов, О.І. Кашкін, О.Д. Конюхов, Х.І. Пейрик, С.І. Рудюк, В.О. Хлобистова, Б.В. Борщ, О.В. Габець займалися дослідженнями, присвяченими використанню нових матеріалів у вагонобудуванні та в системі гасіння коливань.

Питаннями моніторингу та розробками систем контролю технічного стану вагонів в експлуатації займалися Н.С. Брайковська, В.І. Варава, Г.М. Левіт, Г.В. Левков, В.В. Мямлін, В.В. Пігунов, А.В. Пігунов, В.Г. Пузир, М.М. Соколов, О.В. Устенко, В.Б. Харитонов [129 – 135].

В удосконалення ходових частин вантажних вагонів вагомий внесок зробили закордонні спеціалісти таких компаній як Amsted Rail Company, Standart Car Truck Co (WABTEC), A. Stucki, ABC-NACO, ASF-Keyston Inc., Starfire Engineering & Technologies Inc., American Steel Foundries (ASF), Buckeye Steel Castings Company, National [136 – 140].

Зроблений огляд наукових праць видатних вчених з дослідження динамічних якостей та запропонованих удосконалень рухомих частин і сполучень вантажних вагонів, показав, що за останні 60 років проведено велику кількість досліджень провідними вченими різних країн, в результаті яких, розроблено різноманітні конструкції візків вантажних вагонів. Загалом, основну увагу при створенні візків приділяли удосконаленню окремих елементів. Але питання вибору та обґрунтування раціональних конструкційних схем та параметрів ресорного підвішування візків вантажних вагонів досі не вирішено та залишається актуальним [10].

1.4 Роль елементів ресорного підвішування у процесі гасіння коливань вантажного вагону

Вагони, рухаючись по прямим ділянкам колії, в дійсності описують не прямолінійну, а складну хвилеподібну траєкторію. Тому для гасіння резонансних коливань в систему ресорного підвішування вводять спеціальні гасителі, які дозволяють знизити амплітуди та прискорення коливального руху,

а отже, зменшити вплив динамічних сил на елементи вагону, колію та вантаж, що перевозиться [97, 141].

Гасителі коливань створюють дисипативні сили, необхідні для розсіювання енергії власних коливань та обмеження амплітуд коливань вагону і його частин.

Нормативи гранично допущених в експлуатації зносів фрикційного клинового гасителя коливань візка моделі 18-100, перевищення яких може призвести до сходу з рейок, зазначені у таблиці 1.4 [142].

Основні несправності гасителя коливань візку ЦНДІ-Х3-0 моделі 18-100 наведені у таблиці 1.5 [143].

Таблиця 1.4 – Нормативи гранично допущених в експлуатації зносів гасителя коливань візку моделі 18-100

N п/п	Найменування параметру	Граничні зноси
1	Розширення фрикційних планок донизу, мм	не більше 11*/не менше 2*
2	Сумарний знос робочих поверхонь фрикційного клину не більше, мм	10* чи 6* на сторону
3	Сумарний знос похилих поверхонь надресорної балки, не більше мм	6*
4	Положення фрикційних клинів щодо надресорної балки не більше, мм – заниження – завищення	 12 8
5	Висота пружини не менше, мм	243*
6	Різниця висот пружин в одному комплекті не більше, мм	8*

Примітка. * – граничні зноси, які не повинні бути досягнуті до моменту закінчення міжремонтного пробігу (періоду) вагону.

Таблиця 1.5 – Несправності гасителя коливань візку ЦНДІ-Х3-0 моделі 18-100

Несправність	Причина
Гаситель у зборі	
Завищення фрикційних клинів над опорною поверхнею надресорної балки більше 6 мм	Надмірний знос поверхонь тертя фрикційної планки, клину, надресорної балки
Тріщини чи відколи в упорному ребрі клину, злом підклинової пружини	Підвищені динамічні дії на гаситель
Фрикційний клин	
Рівномірний знос вертикальної поверхні більше 8 мм та похилої більше 4 мм	Порушення технології виготовлення чи ремонту, міцність поверхонь менше норми

Продовження таблиці 1.5

Нерівномірний знос, задири поверхонь тертя	Неправильна установка гасителя у візку
Фрикційна планка	
Рівномірний знос більше 4 мм, нерівномірний знос більше 3 мм	Порушення технології ремонту, неправильна взаємодія
Послаблення заклепок кріплення, люфт відносно рами	Неправильний монтаж планки на візку
Натискні пружини	
Просадка більше 3 мм, злом	Порушення технології виготовлення чи ремонту, руйнування
Надресорна балка	
Рівномірний знос похилої поверхні більше 8 мм, нерівномірний знос більше 2 мм	Порушення технології ремонту, неправильна взаємодія з фрикційним клином

На вагонобудівних підприємствах України та країн СНД серійно випускають: сталеві фрикційні клини, які встановлюють у вантажні візки нового вагонобудування; фрикційні клини з сірого чавуну при проведенні планових видів ремонту вантажних вагонів; фрикційні клини з високоміцного чавуну з ізотермічним загартуванням, застосовувані у візку зі збільшеним міжремонтним пробігом моделі 18-578. У таблиці 1.6 зазначені основні технічні та конструкційні характеристики ресорного підвішування [30, 31, 144 – 147].

Таблиця 1.6 – Технічні та конструкційні характеристики ресорного підвішування

Характеристика	Сталь 20Л, 25Л	СЧ25, СЧ35	ВЧ120
Жорсткість ресорного комплекту, кН/м	8,77	8,77	6,25
Розрахункове навантаження, кН	230,5	230,5	230,5
Тиск поверхонь тертя, МПа	2 – 10	2 – 10	4 – 12
Поверхня тертя клину, мм^2	31142	31142	31142
Поверхня тертя планки, мм^2	31142	31142	31142
Сила тертя під навантаженням, кН:			
– при стисненні	16	16	24
– при розтиску	52	52	68
Швидкість відносного ковзання пар тертя, м/с	0,1 – 0,2	0,1 – 0,3	0,2 – 0,4
Коефіцієнт відносного тертя	0,0806	0,0805	0,084
Хід клину, мм	11 – 48	11 – 48	–
Маса пружини, кг	14,8/7,05	14,8/7,05	12,8/6,8
Маса клину, кг	15,7 – 15,9	15,9 – 16,8	14,2
Міжремонтний пробіг, тис.км	160	160	210

Для виявлення найбільш недосконалих місць конструкції та створення, відповідаючої сучасним технічним вимогам конфігурації фрикційного клину, запропонована класифікація конструкційних особливостей фрикційних клинів, розроблених та впроваджених у виробництво в Україні та за кордоном, а також проведено патентний аналіз (рис. 1.6) [148 – 150].

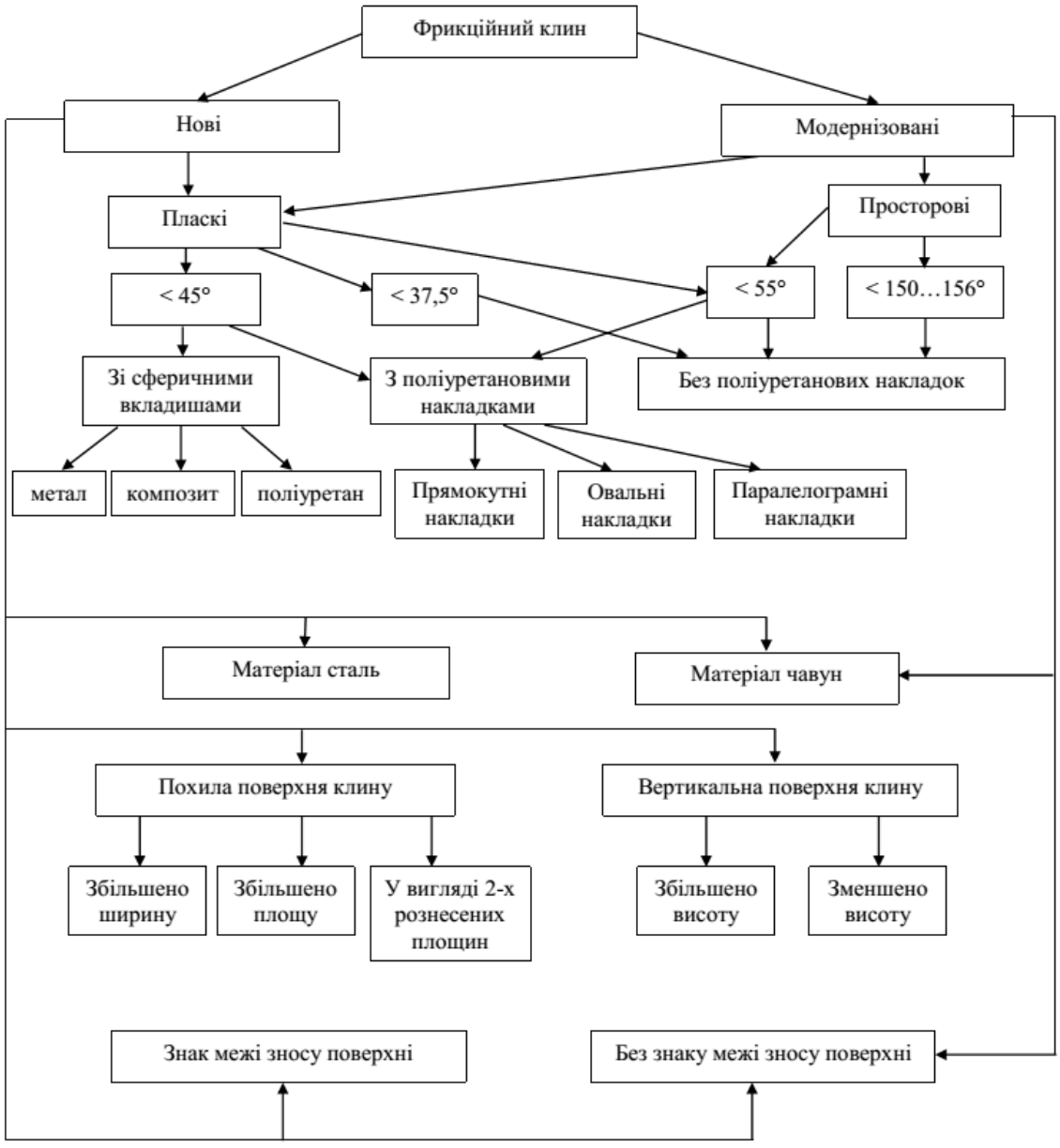


Рисунок 1.6 – Схема класифікації конструкційних особливостей фрикційних клинів

Класифікація конструкційних особливостей фрикційних клинів:

1. По типу виробництва:

а) нові; б) модернізовані.

2. По конфігурації:

а)пласкі; б) просторові.

3. По куту нахилу похилої робочої поверхні:

а) 45°; б) 37,5°; в) 55°; г) 150…156°.

4. По матеріалу виробництва:

а) сталь; б) чавун; в) композит.

5. Наявність елементів прикріплених до клину:

а) з поуліретановими накладками: прямокутні, овальні, паралелограмні;

б) зі сферичними вкладишами: метал, композит, поліуретан;

в) без поуліретанових накладок.

6. По типу конструкції похилої робочої поверхні клину:

а) збільшена ширина похилої поверхні;

б) збільшена площа контактної похилої поверхні;

в) похила поверхня у вигляді двох рознесених площин.

7. По типу конструкції вертикальної поверхні клину:

а) збільшена висота вертикальної поверхні;

б) зменшена висота вертикальної поверхні.

8. По наявності знаку межі зносу:

а) маючі знак межі зносу; б) без знаку межі зносу.

У результаті проведеного патентного огляду, запропонованих удосконалень гасителів коливань за останні 15 років, основні пропозиції технічних рішень стосуються:

– удосконалення кріплення та форми зносостійких накладок [151, 152];

– введення додаткових фрикційних матеріалів, зносостійких накладок, кріплень на робочих поверхнях клину [151 – 156];

– застосування індикаторів зносу [157];

– зміни куту нахилу робочих поверхонь фрикційного клину [158];

– інших конструкційних пропозицій [152, 157 – 161].

Проведений аналіз літературних джерел і патентної документації та розроблена класифікація конструкційних особливостей фрикційних клинів

дозволили визначити напрямки модернізації основного вузла ходової частини вантажних вагонів [10, 11, 162].

Клинова система повинна забезпечувати підвищений опір забіганню боковин, стабільність характеристик демпфірування протягом всього міжремонтного пробігу при зниженні навантажень, діючих на поверхні клину, для зменшення його зносу. Для створення надійної конструкції з покращеним функціонуванням ресорного підвішування, відповідаючої сучасним вимогам вагонів нового покоління, необхідно удосконалити конструкцію фрикційного клинового гасителя коливань та підклинового пружинного комплекта [26, 162].

У більшості вітчизняних візків величина кута нахилу похилої робочої поверхні клину становить 45°, а в моделях деяких сучасних закордонних візків 63°. При раніше проведеному у роботах [163 – 165] розрахунковому аналізі впливу величини кута нахилу похилої поверхні фрикційного клину від 30° до 70°, виявлено, що для візка 18-100 кут нахилу 45° є раціональним. Його суттєва зміна призведе до погіршення динамічних показників вагону, а саме: модифікація кута нахилу похилої поверхні фрикційного клину від 30° до 52° призводить до значного збільшення вертикальної складової сили тертя; збільшення величини кута нахилу похилої поверхні фрикційного клину веде до збільшення частки часу протягом якої гаситель заклинено; при зміні кута клину від 45° до 55° зростає опір забіганню бічних рам візку у 1,8 рази та у 2,25 рази при зростанні ширини вертикальної поверхні від 120 до 280 мм.

Використання поуліретанових накладок між надресорною балкою та похилою поверхнею фрикційного клину усуває процес тертя металу по металу в контактній парі, але навіть перерозподіл зусиль через полімерні накладки, не виключає перекоси вертикальних стінок корпусів відносно зносостійких планок на бічних рамах візків.

Робота трибологічного сполучення «клин – планка» визначається експлуатаційними чинниками і залежить від матеріалу поверхонь тертя (сталь по сталі, чавун по сталі, сталь надресорної балки по уретановій накладці) [46].

Статистичний та теоретичний аналіз по заводам-виробникам і ремонтним депо залізничного транспорту, а також лабораторне дослідження робочих поверхонь вузла «фрикційний клин – фрикційна планка» показав, що основними причинами заміни фрикційних клинів та відмов фрикційних планок є: підвищений знос фрикційних планок, у тому числі, нерівномірний знос робочої поверхні планки та робочих (похилої та вертикальної) поверхонь фрикційного клину; крихке руйнування клинів та планок; руйнування клинів по упорам; руйнування, пов'язані з утворенням тріщин на внутрішній перемичці та вертикальній стінці фрикційного клину; втомне руйнування по всьому перетину планки чи від заклепки.

У роботі гасителів коливань істотну роль відіграє положення клинів щодо надресорної балки. Ефективність роботи фрикційного клину залежить від його стану, геометричних розмірів та кутів між його основою і робочими поверхнями (вертикальною та похилою) приймається $89^{\circ}\frac{+30'}{-15'}$, при цьому верхня частина поверхні повинна відхилятися від вертикалі на 0,5 – 2,5 мм, що забезпечує цій поверхні ухил, рівний ухилу прикріпленої до бічної рами фрикційної планки [166]. Похила поверхня клину з його основою становить кут 45°. Відхилення похилої поверхні від розрахункової середньої у верхній частині клину в ту та іншу сторону не повинно перевищувати 1,5 мм, а в сумі – 3 мм [166].

На фрикційний клин діють сила тяжіння, сила інерції, реакція підклинової пружини, сила нормального тиску та сила тертя від взаємодії з надресорною балкою та фрикційною планкою. Вузол гасителя коливань «фрикційний клин – фрикційна планка» [5] працює в жорстких умовах сухого тертя, абразивної дії робочого середовища та впливу вологи. Відповідно до регламентуючих документів [31, 143], статичний прогин ресорного підвішування від тари – 8 мм, від маси брутто — 46 – 50 мм, коефіцієнт відносного тертя гасителя коливань становить — 0,08 – 0,16. Однією з умов, обмежуючих підвищення швидкості руху та поліпшення динамічних показників ресорного підвішування

екіпажу, є силові фрикційні зв'язки ходових частин рейкових екіпажів, які обумовлюють швидкісні якості рухомого складу [4, 5].

Аналіз умов експлуатації показав, що нестабільність коефіцієнта тертя у фрикційних клинових гасителях коливань залежить від умов, головними з яких є: навантаження, швидкість переміщення, температура та фізико-механічні властивості контактуючих поверхонь. Передача зусиль і руху від однієї деталі до іншої здійснюється під тиском в області контакту [10, 45]. Основний механізм зношування визначається по співвідношенню між діючим напруженням та міцністю при даній температурі. Крім того, область контакту практично недоступна для досліджень у процесі фрикційної взаємодії. Значний вплив на фрикційну взаємодію справляє трансформація енергії тертя, яка має місце у контактному зазорі. Частина енергії йде на деформаційні процеси, а частина на нагрів матеріалу, що викликає зміну механічних властивостей.

У процесі експлуатації фрикційний клиновий гаситель коливань характеризується нестабільністю роботи. Низька стабільність роботи гасителя коливань призводить або до завищення, або до заниження сил тертя проти розрахункової [30, 141]. Величина різниці рівня клинів та надресорної балки візка коливається в значних межах від –10 до +20 мм. Ефективність роботи гасителя коливань в значній мірі залежить від робочого положення фрикційного клину, яке визначається нормованим значенням завищення/заниження опорної поверхні клину відносно нижньої опорної поверхні надресорної балки [167]. Для нового чи відремонтованого вантажного вагону заниження клину має бути в межах до 8 мм. У процесі експлуатації допустиме завищення не повинно перевищувати 12 мм [143], при перевищенні сила тертя гасителя коливань зменшується на 30…35% у завантаженого вагона, а у порожнього відбувається повне розвантаження клинів [4, 14, 167 – 169]. Завищення клинів, особливо, у порожніх вагонів небезпечно через можливість випадіння підклинових пружин та клинів. При заниженні клину на 12 мм відбувається збільшення сили тертя гасителя коливань в 2 рази, що може призвести до заклинювання клину і виключення з роботи ресорного

підвішування. Таким чином, порушення у роботі вузла гасіння коливань вагону становить пряму загрозу безпеці руху [168].

Фрикційні клини зношуються нерівномірно по вертикальній площині при взаємодії з фрикційною планкою, а по похилій площині – з надресорною балкою. Вертикальна площина більше зношується по краях та менше у середині, в результаті, взаємного забігу бічних рам візка при русі вагону. На початковому етапі припрацювання, знос похилої поверхні клину відбувається у два рази інтенсивніше, ніж вертикальної, а потім похила поверхня зношується приблизно в 10 разів інтенсивніше, що призводить до збільшення динамічних сил, діючих на вагон і колію. Різна величина зносу клину для однакового пробігу обумовлена багатьма факторами: початковим притисненням при установці у підвішуванні візку; типом та фактичним завантаженням вагону в експлуатації; маршрутом слідування вагона; властивістю матеріалів контактуючих поверхонь [5]. Інтенсивний знос контактуючих поверхонь фрикційних гасителів коливань є однією з проблем в області підвищення надійності та довговічності ходових частин вантажних вагонів [5, 14]. Виходячи з необхідності внесення відповідних конструкційних змін та вибору параметрів ресорного підвішування, основну увагу зосередженно на покращенні фукціонування шляхом удосконалення елементів системи фрикційного гасіння коливань [170 – 188].

Виходячи з аналізу конструкційних особливостей головних вузлів масовозастосовуваних візків вантажних вагонів та дослідження недоліків і несправностей ресорного підвішування запропоновано удосконалену конструкцію елементів фрикційного гасіння коливань системи ресорного підвішування [20, 21, 26, 189 – 191] (рис. 1.7). Дана конструкція є сучасною інтеграцією конструкційних рішень, так як тарілчасті пружини вперше застосовані у ресорному підвішувані візків вантажних вагонів [20, 21, 26, 189, 191].

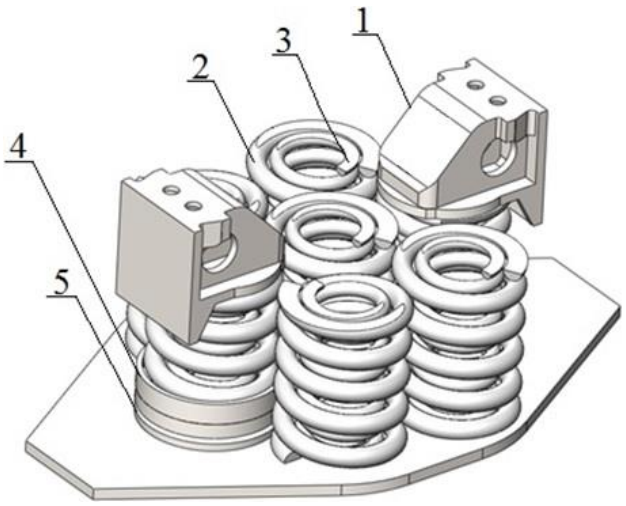


Рисунок 1.7 – Запропонована конструкція за патентом № 126619:
1 – клин; 2 – зовнішня та 3 внутрішня натискна пружина;
4 – металева кільцева прокладка; 5 – тарілчаста пружина

Вони показали гарні експлуатаційні результати в різних галузях важкої промисловості багатьох країн світу і характеризуються довговічністю, безвідмовністю, міцністю, зносостійкістю та витримують великі навантаження.

У машинобудуванні широко використовуються тарілчасті пружини – пружні елементи, виготовлені холодною штамповкою та працюючі при статичному, динамічному та циклічному навантаженні [192 – 194]. До пружних елементів висуваються вимоги збереження заданих експлуатаційних властивостей [195, 196], особливо міцності, впродовж тривалого часу (25 років).

Згідно виконаного проекту модернізації конструкція фрикційного клинового гасителя коливань з підклиновим пружинним комплектом має ряд певних конструкційних особливостей [21, 189, 190]. Так, на відміну від «класичного» варіанту [30, с. 167 – 168 Рис. VII.27], удосконалена конструкція [21, 189, 190, 187] складається з вкороченої зовнішньої натискної пружини 2, яка спирається через металеву кільцеву прокладку 4 на пакет тарілчастих пружин 5.

Тарілчасті пружини відрізняються від найбільш поширених циліндричних витих пружин не тільки більшою жорсткістю, але й більшою енергоємністю, тобто запасом потенційної енергії деформації. Даний параметр дуже важливий для зниження динамічних навантажень та інших навантажень паразитного

характеру [21, 197]. У тарілчастих пружинах досягається вища (в 2...3 рази), ніж в циліндричних витих пружинах, енергоємність. Це відбувається за рахунок застосування матеріалів з високою питомою енергоємністю – високоміцні пружинні сталі марок 60С2А, 60С2ХА, 60С2Н2А, 65С2ВА [21, 198], які забезпечують величину межі міцності до $\sigma_в$ = 1800...1900 Мпа. Сталеві тарілчасті пружин характеризуються стабільністю та термостійкістю (- 60 °С до + 120 °С) [21, 195].

Запропонована конструкція є об'єктом комплексного комп'ютерного та експериментального дослідження: напружено-деформованих, міцністних, трибологічних та динамічних характеристик його елементів [20, 21, 26, 189, 191].

Висновки за розділом 1

1. Аналіз конструкційних особливостей сучасних трьохелементних візків вантажних вагонів в Україні, країнах СНД та огляд наукових праць стосовно досліджень динамічних якостей та конструкційно-технологічних удосконалень вантажних вагонів показали, що основну увагу при створенні візків приділяли удосконаленню окремих елементів та вирішенню проблеми зносу деталей. Але питання вибору раціональних конструкційних схем і параметрів ресорного підвішування візків вантажних вагонів залишається актуальним.

2. Експлуатаційні випробування рухомого складу в країнах СНД та статистичні дані про відчеплення до поточного відчіплювального ремонту показали, що однією з найслабших ланок вагону є візок, який значно впливає на ходові характеристики вантажного вагону. Статистику найбільш масових видів несправностей ресорного підвішування вантажних вагонів становлять: завищення/заниження фрикційного клину відносно опорної поверхні надресорної балки більше норми; злам, просадка, відколи пружин та інші; відсутність чи зміщення пружин; наднормативний знос та злам фрикційного клину візка; обрив (відсутність) чи послаблення заклепки фрикційної планки.

3. Термін експлуатації пружин ресорного підвішування у візків моделі 18-100 часто не досягає першого деповського ремонту, який проводять на третій рік з моменту побудови вагона. Статистика зламу пружин ресорного комплекту, свідчить про те, що найбільш уразливе місце розміщення пружин – під клином.

4. Ефективність роботи фрикційного клину залежить від його стану, геометричних розмірів та кутів між його основою та робочими площинами. Аналіз величини кута нахилу похилої робочої поверхні клину закордонних та вітчизняних візків та його вплив на динамічні показники вагону, виявив, що для візка 18-100 кут нахилу 45° є раціональним.

5. Представлено розроблену класифікацію конструкційних особливостей фрикційних клинів, впроваджених у виробництво в Україні та за кордоном, а також проведено патентний аналіз для виявлення найбільш недосконалих місць конструкції та створення конфігурації фрикційного клину, яка відповідає сучасним технічним вимогам.

6. Запропоновано удосконалену конструкцію фрикційного клинового гасителя коливань та підклинового пружинного комплекту з покращеним функціонуванням ресорного підвішування вантажних вагонів.

На основі аналізу стану вантажних перевезень, конструкційно-технічних проблем рухомого складу та вище зазначених висновків визначено наступні задачі дисертаційного дослідження:

– дослідити напружено-деформований стан, міцність елементів ресорного підвішування візка напіввагона та силову характеристику досліджуваних конструкцій;

– дослідити трибологічні властивості елементів ресорного підвішування візка вантажного вагона;

– доопрацювати комп'ютерну модель вантажного вагона та дослідити динаміку руху напіввагону, з урахуванням конструкційних змін елементів фрикційного гасіння коливань системи ресорного підвішування, з використанням програмного комплексу «Универсальный механизм» («UM»);

– визначити техніко-економічну ефективність використання запропонованих технічних рішень та рекомендацій щодо удосконалення елементів фрикційного гасіння коливань системи ресорного підвішування візків вантажних вагонів.

РОЗДІЛ 2. ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ТА МІЦНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ РЕСОРНОГО ПІДВІШУВАННЯ ВІЗКА НАПІВВАГОНА

2.1 Дослідження напружено-деформованого стану елементів ресорного підвішування візка напіввагона

2.1.1 Мета, об'єкт та задачі досліджень

Метою досліджень є визначення напружено-деформованого стану (НДС) елементів фрикційного гасіння коливань та їх характеристик під дією статичного навантаження в порожньому і завантаженому режимі експлуатації засобами комп'ютерного моделювання.

Об'єктом дослідження є фрикційний клиновий гаситель коливань та підклиновий пружинний комплект системи ресорного підвішування моделі візка 18-100 вантажного вагона та запропонованої конструкції (Рис. 1.7) [189, 190, 199, 200].

Основні задачі, які було вирішено в процесі дослідження НДС: науково обґрунтувано характер залежності процесу переміщень, зміни прогину підклинових пружинних комплектів та значення контактних напружень пари «фрикційний клин – фрикційна планка» серійних та удосконалених елементів фрикційного гасіння коливань в системі ресорного підвішування візків вантажних вагонів від режиму експлуатації; запропоновано метод визначення інваріантної характеристики комбінованих пружин (тарілчастих та витих) під впливом зовнішніх навантажень; представлено спосіб пропорційного розподілу навантажень між елементами підклинового пружинного комплекту візків вантажних вагонів та метод оцінювання енергетичної ефективності спрацювання фрикційних клинових гасителів коливань з урахуванням площі робочої діаграми; доопрацьовано методичне забезпечення та удосконалено обладнання [189, 190, 199, 200].

2.1.2 Технічні характеристики досліджуваних елементів

Технічні характеристики напіввагона моделі 12-7019 Крюківського вагонобудівного заводу («КВБЗ») [201] зведено до таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Технічні характеристики напіввагона моделі 12-7019 «КВБЗ»

Вантажопідйомність, не більше, т	72,0
Об'єм кузова, м3	77,5
Маса тари, не більше, т	22,0
Розрахункове статичне навантаження від колісної пари на рейки, кН (тс)	230,5 (23,5)
База вагона, мм	8 650
Довжина вагона по осям автозчеплень, мм	13920
Габарит по ГОСТ 9238	1-ВМ
Висота до осі зчеплення від рівня головок рейок, мм	1060 ±20
Внутрішні розміри кузова, мм:	
– довжина	12690
– ширина	2985
– висота	2050
Міжремонтний пробіг, років (тис. км)	2 (110)
Конструкційна швидкість, км/год	120
Термін служби, років	22
Тип візку	візок мод. 18-100, візок мод. 18-7055 тип 2
Автозчеп	СА-3
Поглинаючий апарат класу	Т1

Максимальне вертикальне навантаження згідно [202] та [144, 145], що передається від верхньої надбудови напіввагона на елементи ресорного підвішування візків визначено як:

$$P_{верт..\max} = P_{ст} \cdot (1 + K_{дв}), \tag{2.1}$$

де $P_{ст}$ – статичне навантаження, т;

$K_{дв}$ – коефіцієнт вертикальної динаміки.

Коефіцієнт вертикальної динаміки згідно [144] визначено за формулою:

$$K_{дв} = \frac{\overline{K}_{дв}}{\beta} \cdot \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \ln \frac{1}{1 - P(K_{дв})}}, \qquad (2.2)$$

де $\overline{K}_{дв}$ – середнє вірогідне значення коефіцієнта вертикальної динаміки;

β – параметр розподілу, уточнюється за результатами експериментальних даних, при існуючих умовах експлуатації: для вантажних завантажених вагонів β = 1,13, для порожніх вантажних вагонів β = 1,5.

$P(K_{дв})$ – розрахункова одностороння вірогідність, при розрахунках на міцність по допустимим напруженням приймається $P(K_{дв})$ = 0,97.

$$\overline{K_{дв}} = a + 3{,}6 \cdot 10^{-4} \cdot b \cdot \frac{v - 15}{f_{ст}},$$

де а – коефіцієнт, який дорівнює для елементів кузова – 0,05, для обресорених частин візка – 0,10, для необресорених частин візка – 0,15;

b – коефіцієнт, який враховує вплив кількості осей *n* у візка чи групи візків під одним кінцем екіпажу,

$$b = \frac{n + 2}{2 \cdot n};$$

$f_{ст}$ – статичний прогин ресорного підвішування, м;

v – розрахункова швидкість руху, м/с.

Статичне навантаження розраховане, у відповідності до технічних характеристик напіввагона моделі 12-7019 КВБЗ, складає $P_{ст\ 12-7019} = 85{,}66\ m$ у завантаженому режимі, тоді вертикальне навантаження становить [189, 199]:

$$P_{верт.\max}^{вант.} = 85{,}66 \cdot (1 + 0{,}388) = 118{,}9\ m.$$

Вертикальне навантаження, що діє на один комплект, визначено за формулою:

$$P^{вант.}_{верт..\max 1} = \frac{P^{вант..}_{верт..\max}}{n}. \quad (2.3)$$

де n – кількість пружиних комплектів напіввагона.

$$P^{вант.}_{верт.\max 1} = \frac{118{,}9}{28} = 4{,}246\ т.$$

Для порожнього режиму вертикальне навантаження, що передається на один комплект, становить $P^{порож}_{верт.\max 1} = 0{,}8464\ т.$

Умовою розрахунку характеристик об'єкту дослідження була наявність вихідних даних технічних характеристик витої циліндричної пружини [203, 204] та тарілчастої пружини [195] удосконаленого підклинового пружинного комплекту, зведених до таблиць 2.2 та 2.3.

Таблиця 2.2 – Технічні характеристики витої циліндричної пружини удосконаленого підклинового пружинного комплекту

Параметр, розмірність	Внутрішня пружина	Зовнішня пружина
Висота, мм	249^{+7}_{-2}	190,1
Середній діаметр пружини D, мм	111	170
Діаметр прутка d, мм	21	30
Кількість повних витків n, од.	7,95	4,5
Марка сталі	60С2	60С2
Модуль зсуву E, МПа	$8 \cdot 10^4$	$8 \cdot 10^4$

Таблиця 2.3 – Технічні характеристики тарілчастої пружини удосконаленого підклинового пружинного комплекту

Параметр, розмірність	Величина
Модуль пружності E, МПа	$2{,}06 \cdot 10^5$
Коефіцієнт Пуассона μ	0,3
Зовнішній діаметр пружини D_1, мм	220
Внутрішній діаметр пружини D_2, мм	140
Розрахунковий коефіцієнт A	1,57
Розрахунковий коефіцієнт Y	0,563
Ширина опорної поверхні (площини) b, мм	1,2
Максимальна ширина опорної поверхні (площини) $b_{\max}$, мм	2,4
Максимально допустима деформація пружини s, мм	6,0

Продовження таблиці 2.3

Максимально деформація пружини s_3, мм	7,5
Товщина пружини t, мм	9,0
Сила пружини при робочій деформації F, Н	42460
Сила пружини при максимальній деформації F_3, Н	132000

Жорсткість тарілчастої пружини згідно [195] визначено за формулою для пружин з опірною поверхнею:

$$c = \frac{4E}{1-\mu^2} \cdot \frac{s^3}{Y(D_1 - 2b)^2} \left[\left(\frac{s_3}{t} \right)^2 - 3\frac{s_3}{t} \cdot \frac{s}{t} + \frac{3}{2}\left(\frac{s}{t} \right)^2 + 1 \right], \; H/мм \qquad (2.4)$$

де E – модуль пружності, Н/мм;

μ – коефіцієнт Пуасона;

Y – розрахунковий коефіцієнт;

D_1 – зовнішній діаметр тарільчастої пружини, мм;

D_2 – внутрішній тарільчастої пружини, мм;

s – максимально допустима деформація, мм:

$$s = 0{,}8 \cdot s_3, \text{ мм}$$

s_3 – максимальна деформація пружини, мм;

$$s = 0{,}8 \cdot s_3 = 0{,}8 \cdot 7{,}5 = 6 \text{ мм}.$$

t – товщина пружини, мм;

A – розрахунковий коефіцієнт.

$$A = \frac{D_1}{D_2} = \frac{220}{140} = 1{,}57$$

b – ширина опорної поверхні (площини), мм:

$$b = b_{ном} = 0{,}5\, b_{max},$$

де $b_{ном}$ – номінальна ширина опорної поверхні (площини), мм;

b_{max} – максимальна ширина опорної поверхні (площини), мм.

$$b = b_{ном} = 0,5\ b_{max} = 0,5 \cdot 2,4 = 1,2 \text{ мм}.$$

$$c = \frac{4E}{1-\mu^2} \cdot \frac{s^3}{Y(D_1 - 2b)^2} \cdot \left[\left(\frac{s_3}{t} \right)^2 - 3\frac{s_3}{t} \cdot \frac{s}{t} + \frac{3}{2} \cdot \left(\frac{s}{t} \right)^2 + 1 \right] =$$

$$= \frac{4 \cdot 2,06 \cdot 10^5}{1-0,3^2} \cdot \frac{6^3}{0,563 \cdot (220 - 2 \cdot 1,2)^2} \cdot \left[\left(\frac{7,5}{9} \right)^2 - 3\frac{7,5}{9} \cdot \frac{6}{9} + \frac{3}{2} \cdot \left(\frac{6}{9} \right)^2 + 1 \right] = 5084,5 \ {}^{H}\!/_{мм}$$

Розрахована жорсткість тарілчастої пружини відповідає значенню $C_{тарел} = 5084,5 \ {}^{H}\!/_{мм}$ [189, 199].

Характеристика зміни жорсткості залежить від відношення s_3/t і відповідає характеру зміни сили s_3/t [195]. При відношенні $s_3/t<0,6$ залежність «сила – деформація» практично лінійна. При відношенні $s_3/t \geq 0,6$ залежність «сила – деформація» нелінійна. В нашому випадку вигляд залежності характеристики «сила – деформація» пакету тарілчастих пружин має нелінійний характер, так як $s_3/t = 0,8$, що більше $s_3/t>0,6$.

$$\frac{F}{F_3} = \frac{42460}{132000} = 0,32; \ \frac{s}{s_3} = 0,25, \text{ згідно рис.7, стор. 25 [195].}$$

Для пружин зі сталі допустимі напруження при максимальній деформації складають $[\sigma_I]_3 = 2940$ МПа, $[\sigma_{II}\ (\sigma_{III})]_3 = 1760$ МПа [195].

Вплив схеми збірки пружин у пакети на характеристику «сила – деформація». Сила при максимальній деформації пакета:

$$F_{п3} = F_3, \text{ Н}, \qquad (2.5)$$

де F_3 – сила тарілчастої пружини при максимальній деформації, Н.

$$F_{п3} = F_3 = 132000 \text{ Н}.$$

Максимальна деформація пакета пружин:

$$S_{п3} = n \cdot S_3, \text{ мм}, \quad (2.6)$$

де S_3 – максимальна деформація пружини, мм.

n – кількість пружин при послідовній збірці, n = 3 шт.

$$S_{п3} = n \cdot S_3 = 3 \cdot 7,5 = 22,5 \text{ мм}.$$

Висота пакета у вільному стані:

$$L_0 = l_0 \cdot n, \text{ мм}, \quad (2.7)$$

де l_0 – висота пружини, l_0 = 16,5 мм, згідно [195].

$$L_0 = l_0 \cdot n = 16,5 \cdot 3 = 49,5 \text{ мм}.$$

Згідно [30] жорсткість пакету послідовно з'єднаних тарілчастих пружин визначалася за формулою:

$$\frac{1}{c} = \sum_{i=1}^{N} \frac{1}{c_i} \text{ звідси } c = \frac{c_1 \cdot c_2}{c_1 + c_2}. \quad (2.8)$$

Загальну жорсткість трьох послідовно з’єднаних тарілчастих пружин визначено за формулою [189, 199]:

$$\frac{1}{C_{тарел.}} = \sum_{i=1}^{3} \frac{1}{C_{тарел.i}}, \quad (2.9)$$

У результаті розрахунку, маємо $C_{тарел3} = 1694,83 \, H/мм$.

Жорсткість зовнішньої та внутрішньої підклинової пружини визначено за формулою [30, 202].

$$c_{пр} = \frac{P}{f} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n}, \; H/мм \tag{2.10}$$

де G – модуль зсуву сталі, $G = (8...9) \cdot 10^4$ *МПа,* згідно [205].

$d_з$, $d_в$ – діаметр прутка зовнішньої та внутрішньої пружини, мм;

$D_з$, $D_в$, – середній діаметр зовнішньої та внутрішньої пружини, мм;

n – кількість повних (робочих) витків пружини.

Загальна жорсткість внутрішньої та зовнішньої комбінованої підклинової пружини удосконаленого підклинового пружинного комплекту розрахована за формулою:

$$c = c_в + c_з, \; H/мм \tag{2.11}$$

Жорсткість складових комплекту визначено відповідно до [144] і становить для зовнішньої пружини типової конструкції $C_1 = 300 \; H/мм$, удосконаленої – $C_1 = 366{,}35 \; H/мм$ [189, 199].

Тоді для випадку з'єднання зовнішньої вкороченої витої циліндричної пружини з пакетом тарілчастих пружин жорсткість складе:

$$C_{1П} = \frac{C_1 \cdot C_{тарел3}}{C_1 + C_{тарел3}}, \tag{2.12}$$

$$C_{1П} = \frac{366{,}35 \cdot 1694{,}83}{366{,}35 + 1694{,}83} = 301{,}3 \; \frac{H}{мм}$$

Розрахунки за формулами 2.4, 2.8 – 2.12 зведено до таблиць 2.4 та 2.5.

Таблиця 2.4 – Розрахована жорсткість досліджуваних пружин

Тип пружини	Жорсткість пружини, Н/мм	
	повні витки	робочі витки
Зовнішня циліндрична винтова пружина	300	412,2
Зовнішня вкорочена циліндрична винтова пружина	366,35	549,5
Внутрішня циліндрична винтова пружина	179	220,41
Комбінована зовнішня пружина	301,3	415
Тарілчаста пружина	5084,5	

Таблиця 2.5 – Розрахована жорсткість комплектів досліджуваних пружин

Тип комплекту пружин	Загальна жорсткість комплекту пружин, Н/мм	
	повні витки	робочі витки
Серійний комплект пружин	479	632,61
Удосконалений комплект пружин	480,3	635,41
Пакет тарілчастих пружин	1694,83	

Сила, що діє на внутрішню пружину:

$$F_2 = C_2 \cdot S_2, H \tag{2.13}$$

де C_2 – жорсткість внутрішньої пружини, Н/мм;

S_2 – прогин пружини під зовнішнім навантаженням, мм.

2.1.3 Обладнання та програмне забезпечення

Відповідно до геометричних розмірів, за проектом модернізації було розроблено комп'ютерну модель (рис. 1.7) з використанням програмно-апаратного забезпечення SolidWorks (Dassault Systèmes). Дослідження НДС елементів фрикційного гасіння коливань системи ресорного підвішування візка вантажного вагона також проводились в середовищі SolidWorks [26, 189, 190, 191, 199, 200].

2.1.4 Методика визначення напружено-деформованого стану елементів досліджуваних конструкцій

При оцінці міцності спроектованих елементів досліджуваних конструкцій було застосовано сучасний метод визначення напруженого стану – метод скінченних елементів (МСЕ). Розрахунок НДС елементів ресорного підвішування зведено до визначення переміщень вузлів у створеній сітці моделі. Для отримання єдиного рішення, глобальна матриця жорсткості скінченних елементів доповнюється граничними умовами, які забезпечують нерухомість скінченно-елементної моделі в просторі і запобігають виродженню матриці жорсткості внаслідок недостатньої кількості зв'язків [189, 190, 199, 200].

Необхідною умовою визначення параметрів ресорного підвішування є наявність вхідних даних: геометрія досліджуваного елементу конструкції, механічні характеристики матеріалу конструкції; відомості про діючі навантаження та умови закріплення окремих точок досліджуваного елемента [189, 190, 199, 200].

Для моделювання поведінки конструкції використано рівняння стану [199]:

$$C(x) \cdot F = U\,, \tag{2.14}$$

де $C(x)$ – глобальна матриця жорсткості скінченних елементів конструкції;

F – вектор розмірності n перемінних стану;

U – вектор приведених навантажень у вузлах скінченно-елементної моделі.

Обмеження можуть бути представлені наступним чином [199]:

$$\begin{cases} \xi_i(x,F) = \dfrac{[g_i]}{g_i \cdot (x,F)} - 1 \geq 0,\ \mathrm{i} = 1, \mathrm{j}_1 \\ a_i < x_i < b_i,\ \mathrm{i} = 1, \mathrm{j}_2 \end{cases} \tag{2.15}$$

де $[g_i]$, $\xi_i(x,F)$ – відповідно нормативні і дійсні значення параметрів стану в *i*-му елементі конструкції (напруження, прогини, деформації);

a_i, b_i – обмеження на значення параметрів вузла дослідження;

j_1, j_2 – обмеження на параметри стану та розміри об'єкту.

Для визначення напруженого стану за МСЕ створено комп'ютерну модель дослідного зразка, встановлено попередні граничні умови дослідження, побудовано сітку на твердому тілі з використанням МСЕ, послідовно досліджено пружинні елементи ресорного підвішування при дії вертикального навантаження залежно від завантаженності вагона [190, 199, 200].

За дійсною методикою, при встановлених режимах навантаження, для типової та удосконалених конструкцій елементів фрикційного гасіння коливань системи ресорного підвішування візка напіввагону моделі 12-7019 КВБЗ було визначено наступні вихідні параметри – переміщення, деформації та напруження його елементів [190, 199, 200].

2.1.5 Результати досліджень напружено-деформованого стану елементів ресорного підвішування напіввагона

При проведенні дослідження НДС елементів фрикційного гасіння коливань системи ресорного підвішування під дією вертикального навантаження, яке відповідає завантаженому та порожньому режиму експлуатації, отримано результати, що зведено до таблиці 2.6.

Таблиця 2.6 – Статичні прогини досліджених пружинних комплектів

Режим експлуатації	Значення статичних прогинів досліджених пружинних комплектів, мм		
	Типовий комплект	Удосконалений комплект	Удосконалений комплект зі стандартним клином
Завантажений, т (4,246 т)	43,99	32,8	36,4
Порожній, т (0,8464 т)	8,77	6,55	7,28

Залежність зміни прогину підклинового пружинного комплекту від величин прикладених зусиль, відображено на рис. 2.1 [189, 190, 199]. Епюри переміщень підклинового пружинного комплекту у завантаженому та порожньому режимі експлуатації показано на рис. 2.2 [189, 190, 199].

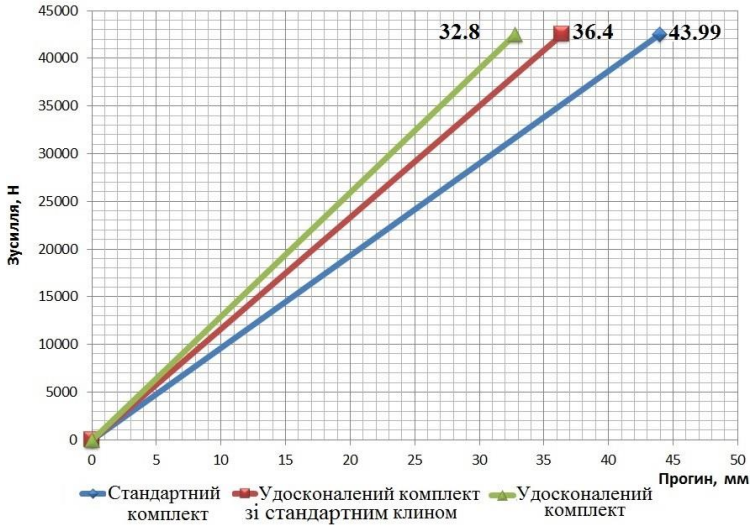


Рисунок 2.1 – Графік залежності зміни прогину підклинового пружинного комплекту під дією вертикальних навантажень у завантаженому режимі

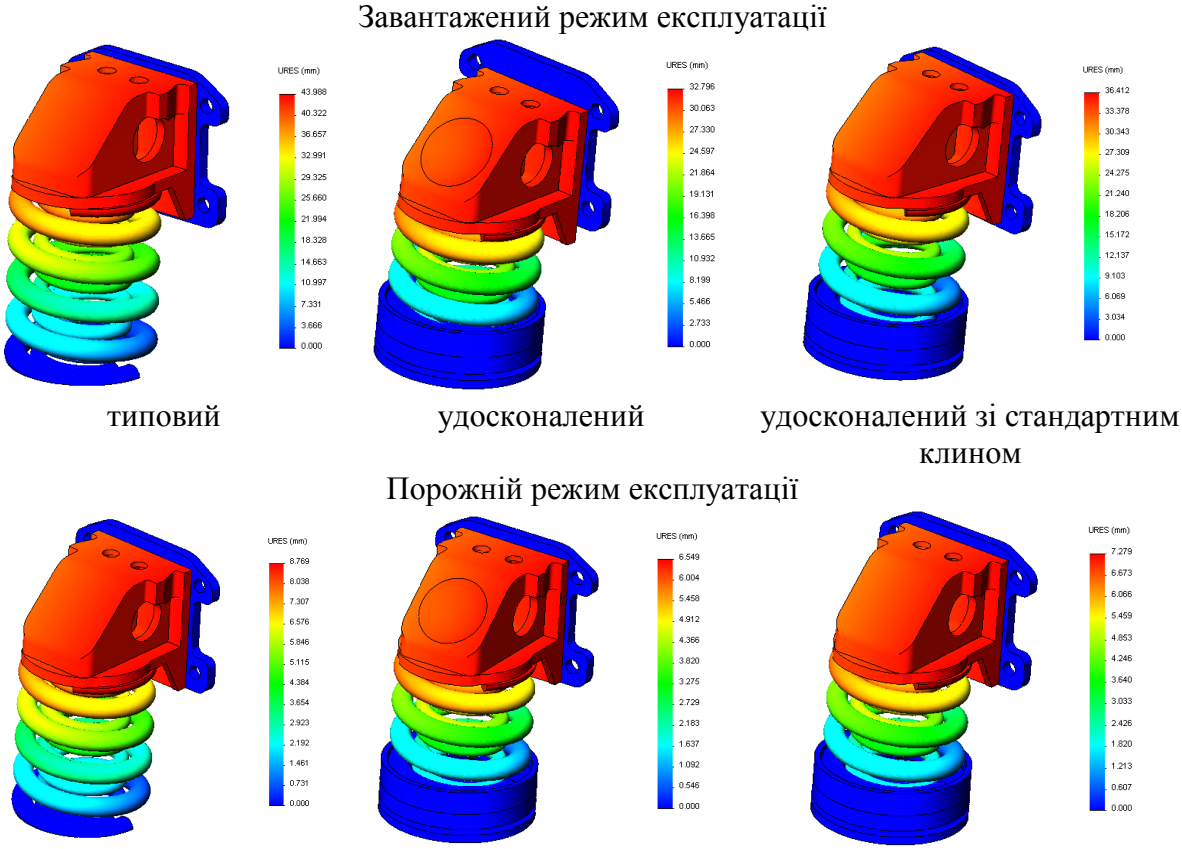


Рисунок 2.2 – Епюри переміщень досліджених підклинових пружинних комплектів

Для пружин (Сталь 55С2, 60С2), з круглим перерізом витків при розрахунку на умовну силу Рр та визначенні напружень з врахуванням кручення, сдвигу та кривизни витків по нормам розрахунків на міцність (ДСТУ ГОСТ 1452:2007, ГОСТ 1452-2011) [206, 207] слід приймати [τ] = 750 Мн/м^2≈ 75 кГ/мм^2 [201]. Еквівалентні напруження, що виникають у підклиновому пружинному комплекті, приведено у таблиці 2.7 [189, 199].

Таблиця 2.7 – Еквівалентні напруження досліджених пружинних комплектів

Типовий комплект, МПа	Удосконалений комплект, МПа	Удосконалений комплект зі стандартним клином, МПа	Допустимі напруження σ_m, МПа
Порожній режим			750
81,2	58,7	60,1	
Завантажений режим			
572,5	504,1	510,3	

Епюри контактних напружень пари «фрикційний клин – фрикційна планка» досліджених конструкцій у завантаженому та порожньому режимі експлуатації, показано на рис. 2.3 [189, 190, 199].

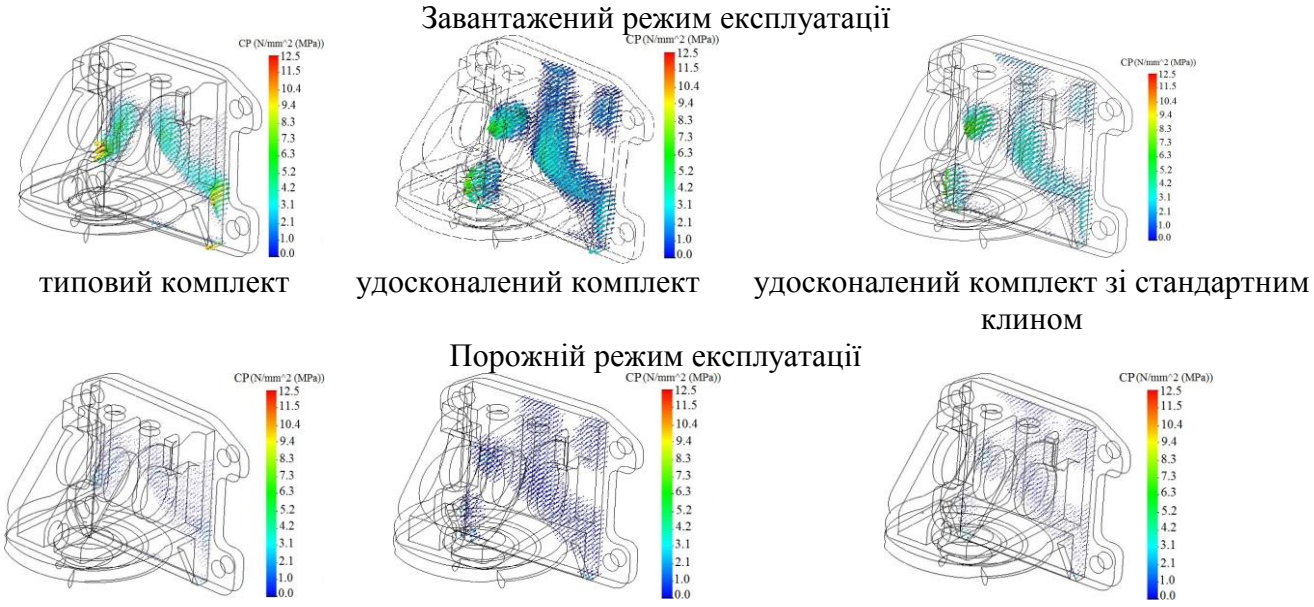


Рисунок 2.3 – Епюри контактних напружень пари «фрикційний клин – фрикційна планка»:

Для визначення пропорційного розподілу навантажень на елементи підклинового пружинного комплекту запропоновано спосіб, за яким зв’язок зусиль між складовими визначається за рахунок введення коефіцієнту

перерозподілу зусиль k [189, 199]. Розрахунок значення величини k здійснюється шляхом вирішення системи рівнянь:

$$\begin{cases} F = k \cdot F_1 + F_2 \\ F = k \cdot C_{1П} \cdot S_1 + C_2 \cdot S_2 \end{cases}, \quad (2.16)$$

де F_1, F_2 – сили, які сприймають підклинові пружини, Н;

C_1, C_2 – жорсткість пружин ресорного комплекту, Н/мм;

S_1, S_2 – прогин пружин під навантаженням, мм;

k – коефіцієнт перерозподілу зусиль.

Результати розрахунку за формулами 2.13 та 2.16 зведено до таблиці 2.8.

Таблиця 2.8 – Розподіл навантажень на елементи підклинового пружинного комплекту

Тип комплекту	*F1*, кН	*F2*, кН	*k*
Типовий	34,568	7,874	2,621
Удосконалений	36,590	5,870	3,702
Удосконалений зі стандартним клином	35,942	6,518	3,276

Розподіл навантажень на елементи підклинового пружинного комплекту, відповідно до результатів розрахунку [189, 199], відображено на рис. 2.4.

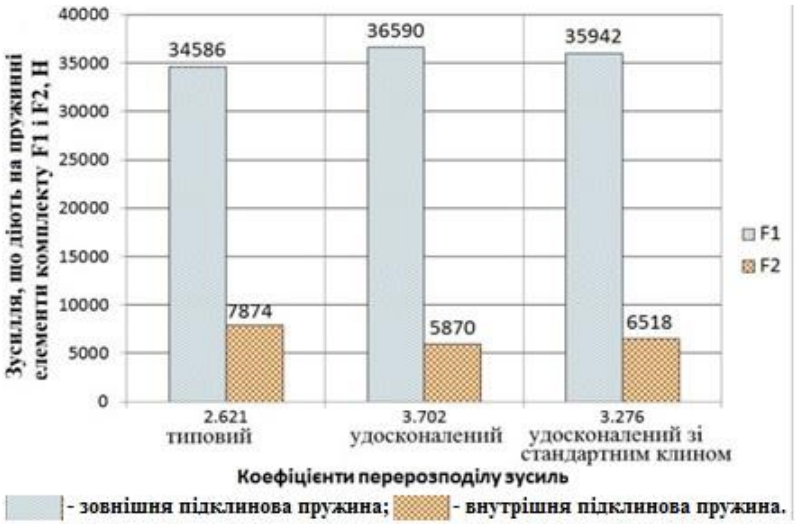


Рисунок 2.4 – Діаграма пропорційного розподілу навантажень у завантаженому режимі

2.1.6 Методика дослідження силової характеристики комбінованого пружинного комплекту

Однією з головних характеристик пружинних елементів ресорного підвішування є вертикальна силова характеристика, яка показує залежність прогину від дії вертикального навантаження. Пружні властивості елементів характеризуються коефіцієнтами жорсткості (жорсткістю) чи гнучкості (гнучкістю). Щоб забезпечити повне прилягання пружини до опорної площини, кінці заготівок відтягують на довжині ¾ витка. Для зняття вертикальної пружинної характеристики елементів ресорного підвішування використовують спеціальні стенди. При отриманні на стенді вертикальної характеристики комбінації різних за силовими характеристиками пружин ресорного підвішування візків вантажних вагонів виникає ряд проблем та похибок. У випадку комбінування різного типу конструкції пружин з різними силовими вертикальними характеристиками (лінійною та нелінійною), даний метод не є актуальний, так як не дає можливості детально та більш точно оцінити результат дослідження змін характеристик пружин різного конструкційного виконання в комбінованому поєднанні зі значною різницею в жорсткості, після прикладення вертикального навантаження [208]. Поєднати теорію з практикою складно так, як не існує такого методу, який би дав можливість визначити, розібратися і зрозуміти, що насправді відбувається у конструкції.

Для дослідження вертикальної силової характеристики запропоновано метод визначення інваріантної характеристики (прогину) комбінованих пружин під впливом зовнішніх навантажень [208], так як пропонована конструкція підклинової пружини виконана методом комбінування зовнішньої вкороченої циліндричної витої пружини, яка має лінійну вертикальну силову характеристику та пакету тарілчастих пружин, комбінація якого має нелінійну вертикальну силову характеристику. Ця комбінація дозволяє отримати силову характеристику – ламану пряму, яка має свої характеристики та геометричну форму. Запропонований метод дає можливість визначити: які типи тарілчастих

пружин в залежності від їх геометрії можна використовувати на практиці та які жорсткісні характеристики потрібні для забезпечення певних функціональних можливостей системи ресорного підвішування.

Від матеріалу і товщини тарілчастих пружин залежить характеристика комбінованої пружини. Характеристику можна отримати завдяки запропонованому методу з застосуванням програмного забезпечення і цілком адекватно оцінити. Метод залежить від вхідних параметрів: навантаження, геометрії, матеріалу.

В даному випадку, оцінка адекватності проведена, так як перед проведенням роботи було встановлено діючі навантаження, які припадають на фрикційний клин, котрий переміщується на певну величину у системі. Показано величину переміщення при різних навантаженнях.

Адаптивна модель прогнозування – це самоналагоджувальна рекурентна модель, здатна відображати яким чином змінюються у часі динамічні властивості часового ряду і враховувати інформаційну цінність його членів [209, 210].

Суть пропонованого методу полягає в адаптивному підборі оптимального варіанту конструкційного виконання комбінованих пружин ресорного підвішування напіввагона з визначенням інваріантних характеристик окремих елементів системи при вирішенні задач оптимізації роботи, тобто визначення раціональних параметрів силових характеристик ресорного підвішування візків вантажних вагонів. Він дає повне уявлення про те, як відбувається переміщення пружинних елементів системи. Метод базується на використанні програмно-апаратного забезпечення SolidWorks (Dassault Systèmes) з використанням нелінійного динамічного аналізу (Nonlinear Dynamic Analisis) та розрахунку в середовищі MathCAD 15 з побудовою результуючої діаграми переміщення [208].

Даний аналіз виконується, коли залежні від часу навантаження поєднуються з нелінійними ефектами – як геометричною, так і фізичною нелінійністю. Нелінійний динамічний аналіз доступний для опрацювання

нелінійних матеріалів, умов контакту і великих переміщень. Метод засновано на прямому інтегруванні рівнянь руху, який не супроводжується розкладом за власними частотами [211].

Метод визначення інваріантної характеристики (прогину) комбінованих пружин під впливом зовнішніх навантажень включає [208]:

– проектування елементів фрикційного гасіння коливань досліджуваної моделі ресорного підвішування візка напіввагона;

– розрахунок і визначення переміщень в окремих вузлах елементів з урахуванням діючих навантажень;

– створення діаграм переміщень і оцінка ефективності застосування досліджуваних елементів конструкції.

2.1.7 Результати дослідження силової характеристики комбінованого пружинного комплекту

Навантаження, що припадає на ресорний комплект, розраховано раніше.

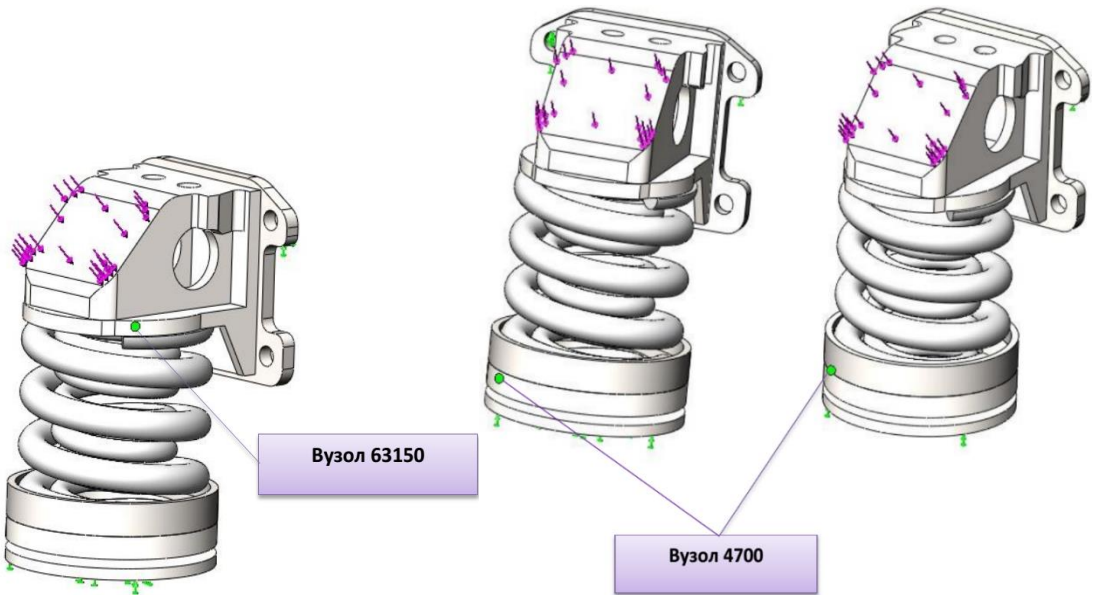
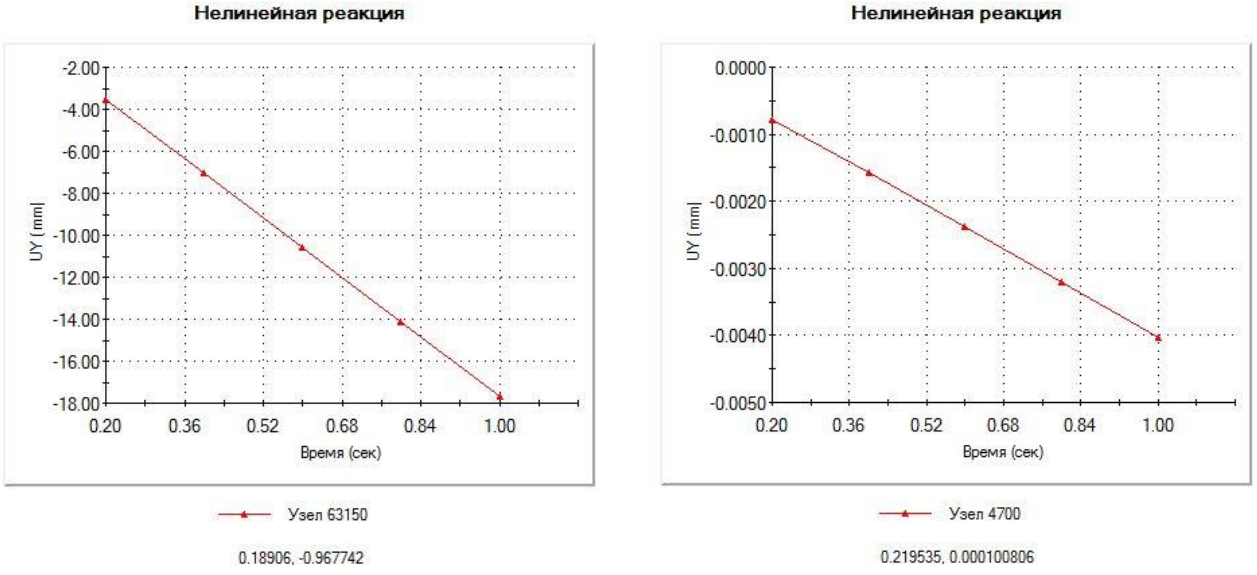


Рисунок 2.5 – Модель досліджуваної конструкції фрикційного клинового гасителя коливань та підклинового пружинного комплекту з зазначенням досліджуваних вузлів

На рис. 2.5 показано модель досліджуваної конструкції фрикційного клинового гасителя коливань та підклинового пружинного комплекту з зазначенням досліджуваних вузлів. Вузлу 63150 (0,18906; - 0,967742) відповідає зовнішня циліндрична вита пружина, вузлу 4700 (0.219535; 0.000100806) – тарілчаста пружина. Кожні з них окремо вибрані у якості верхніх вузлів, розташованих в моделі. Сама модель включає близько 80 тисяч вузлів.

Діаграма залежності прогину зовнішньої вкороченої підклинової витої циліндричної пружини та пакету тарільчастих пружин від часу (рис. 2.6) [208] є результатом, який було отримано завдяки модулю нелінійного динамічного аналізу (Nonlinear Dynamic Analisis) SolidWorks (Dassault Systèmes). Даний модуль дозволив отримати нелінійну реакцію в кількості п'яти точок, які на графіку позначені червоними крапками. UY (mm) – переміщення, мм. Покрокова зміна часу (час дискретизації) склала від 0,2 до 1 сек.



зовнішня вкорочена підклинова вита циліндрична пружина

пакет тарілчастих пружин

Рисунок 2.6 –Діаграма залежності прогину досліджених пружин від часу

На рис. 2.7 показано фрагмент отриманих результатів розрахунку прогинів окремих вузлів від часу імпортованих до Microsoft Office Excel 2013.

За цими даними побудовано діаграму накладання прогинів окремих елементів системи ресорного підвішування (рис. 2.8).

Нелинейная реакция						Нелинейная реакция					
17:36, воскресенье, Февраль 24, 2019						12:40, воскресенье, Февраль 24, 2019					
Название X: Время (сек)						Название X: Время (сек)					
Название Y: UY (mm)						Название Y: UY (mm)					
Точка, X, Y1 (Узел 63150)						Точка, X, Y1 (Узел 4700)					
1, 0.2	,3.5273	,				1, 0.2	,0.00077713	,			
2, 0.4	,7.0592	,				2, 0.4	,0.0015685	,			
3, 0.6	,10.596	,				3, 0.6	,0.0023747	,			
4, 0.8	,14.137	,				4, 0.8	,0.0031963	,			
5, 1	,17.683	,				5, 1	,0.0040336	,			
0.2	3.5273					0.2	0.000777				
0.4	7.0592					0.4	0.001569				
0.6	10.596					0.6	0.002375				
0.8	14.137					0.8	0.003196				
1	17.683					1	0.004034				

Рисунок 2.7 – Фрагмент отриманих результатів розрахунку прогинів вузлів від часу

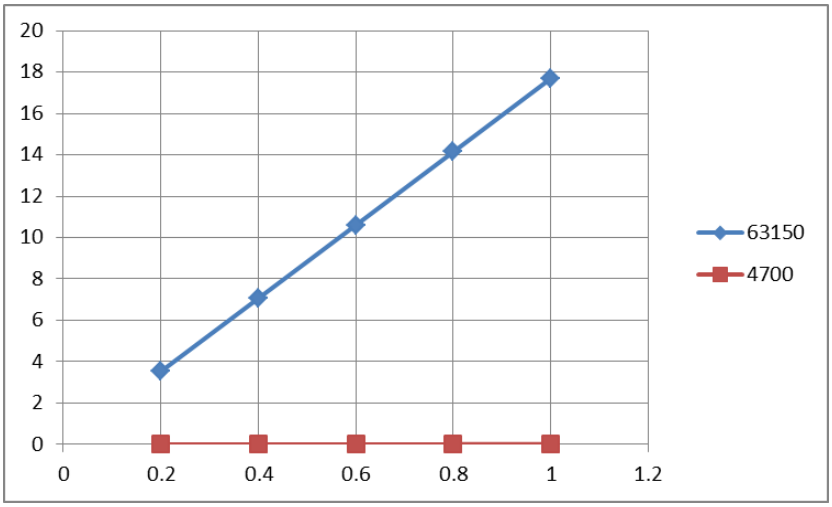


Рисунок 2.8 – Діаграма накладання прогинів елементів ресорного підвішування

Для того ж щоб зрозуміти в якому місці відбувається перетин цих двох ліній, данні лінії було виражено через функції у середовищі MathCAD, використовуючи систему матриць [208].

tA, tB, tA1, tB1 – точки через які проходить функція;

к1 і к2 – коефіцієти, власне це кути нахилу.

Фрагмент розрахунку в середовищі MathCAD 15 з побудовою результуючої діаграми переміщення має наступний вигляд:

tA(0.2,3.52) tA1(0.2,0.00078)

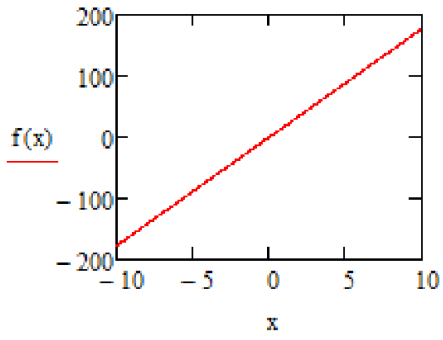
tB(1,17.68) tB1(1,0.00403)

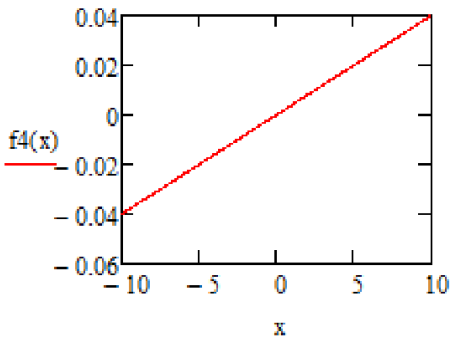
$$A := \begin{pmatrix} 0.2 & 1 \\ 1 & 1 \end{pmatrix} \quad B := \begin{pmatrix} 3.5273 \\ 17.68 \end{pmatrix} \qquad A1 := \begin{pmatrix} 0.2 & 1 \\ 1 & 1 \end{pmatrix} \quad B1 := \begin{pmatrix} 0.00078 \\ 0.00403 \end{pmatrix} \qquad (2.17)$$

$$X := A^{-1} \cdot B \qquad X1 := A1^{-1} \cdot B1 \qquad (2.18)$$

$$X := \begin{pmatrix} 17.690875 \\ -0.010875 \end{pmatrix} \qquad X1 := \begin{pmatrix} 0.004062 \\ -0.000032 \end{pmatrix} \qquad (2.19)$$

f (x) := 17.691x – 0.011 f4 (x) := 0.004x – 0.00002 (2.20)





x1 := 0.2 y1 := 3.5273 x21 := 0.2 y21 := 0.00078

x2 := 1 y2 := 17.68 x22 := 1 y22 := 0.00403

$$k1 := \frac{y2 - y1}{x2 - x1} \quad k1 = 17.690875 \qquad k2 := \frac{y22 - y21}{x22 - x21} \quad k2 = 0.004062 \qquad (2.21)$$

f1(x) := k1·(x – x1) + y1 f2(x) := k2·(x – x21) + y21 (2.22)

На рис. 2.9 показано знаходження точки перетину двох функцій результуючої діаграми переміщення, тобто шукана сходинка. Червона та синя лінії дуже близько проходять від нуля, отже, величина шуканої сходинки буде незначною.

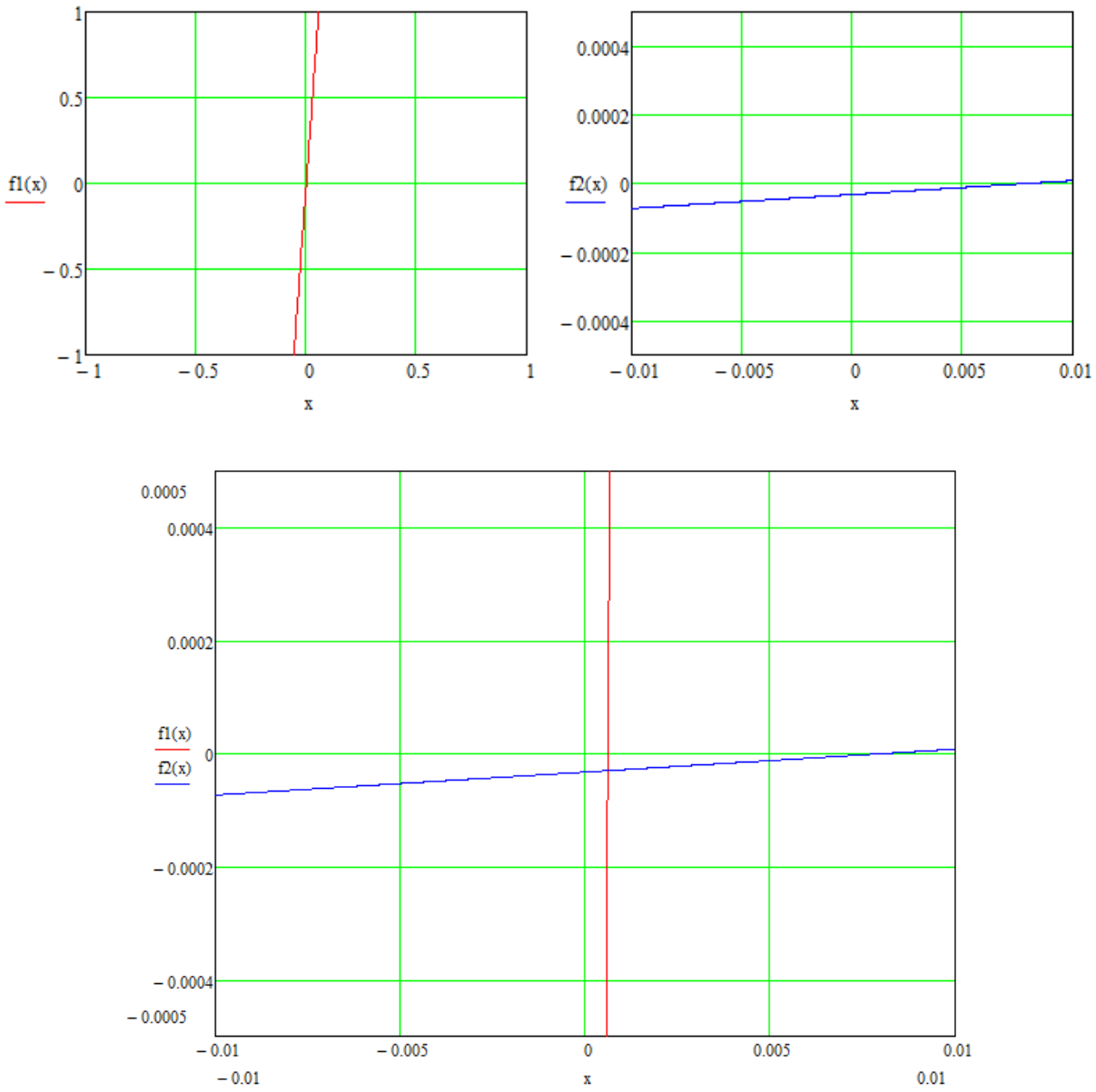


Рисунок 2.9 – Знаходження точки перетину двох функцій результуючої діаграми переміщення

Для визначення її величини, графічно представлено функції з відображенням «ламаної» лінії переміщення пружинних елементів системи (рис.2.10) [208]. Жирні лінії зверху та знизу перетворюються в нескінченні прямі, які перетинаються в точці F четвертого квадранту, що пов'язано з глобальною системою координат в якій відбудовувалася модель комбінованої пружини. Штрихпунктирна лінія – ламана лінія шуканої силової характеристики досліджуваної конструкції. KF – відрізок шуканої сходинки.

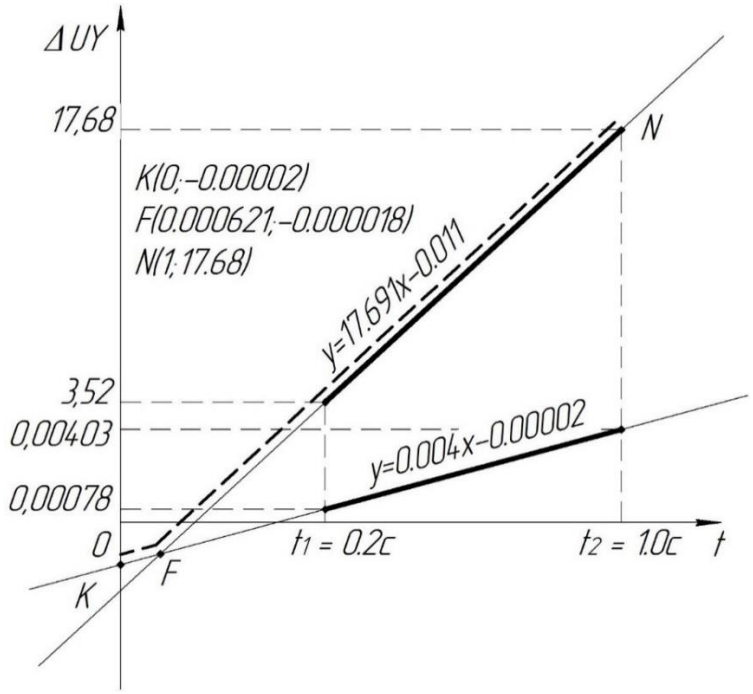


Рисунок 2.10 – Графічне представлення функцій з відображенням «ламаної» лінії переміщення пружиних елементів системи (результуюча діаграма переміщення)

Для знаходження точки перетину двох функцій – F було вирішено систему рівнянь і визначено довжину відрізків KF та FN. Для її рішення представлено, прописаний алгоритм у середовищі MathCAD 15. Завдання зводилося до того, щоб знайти невідомі c, d – координати точки перетину двох функцій – F. Фрагмент розрахунку в середовищі MathCAD 15 знаходження координат точки перетину та значення точки перетину наступний [208]:

$$f1(x) := k1 \cdot (x - x1) + y1 \qquad (2.22)$$

$$f2(x) := k2 \cdot (x - x21) + y21$$

$$c := 0 \quad d := 0$$

Given

$$17.691c - d = 0.011 \qquad (2.23)$$

$$0.004c - d = 0.00002$$

$$\text{Find}(c, d) = \begin{pmatrix} 0.000621 \\ -0.000018 \end{pmatrix}$$

fx2 := 0.000621

kx1 := 0

fy2 := -0.000018

ky1 := 0.00002

Nx3 := 1

Ny3 := 17.68

$$r1 := \sqrt{(fx2 - kx1)^2 + (fy2 - ky1)^2} \tag{2.24}$$

r1 := 0.000621 mm

$$r2 := \sqrt{(Nx3 - fx2)^2 + (Ny3 - fy2)^2}$$

r2 := 17.708241 mm

Координати точки F (0.000621; - 0.000018);

Довжина відрізка KF – 0.000621 мм, FN – 17.708241 мм.

Пропонована конструкція елементів фрикційного гасіння коливань системи ресорного підвішування має лінійно-нелінійну характеристику, що підтверджується отриманими результатами – діаграмами, розрахунками та графіками, в ході проведених досліджень. При визначенні енергетичної ефективності конструкції дане значення шуканої сходинки, не враховується, так як воно незначне і не впливає на розрахунок. Енергія, яка поглинається фрикційним клиновим гасителем коливань під дією вертикального навантаження дорівнює площі петлі гістерезису [189, 199].

Для оцінювання енергетичної ефективності спрацювання фрикційних клинових гасителів коливань з урахуванням площі робочої діаграми запропоновано метод, який аналітично представлено наступним чином [212]:

$$S_{погл енергії} = \int_a^b \left(f_1(x) - f_2(x) \right) dx \tag{2.25}$$

де f_1 – сила, яку сприймає зовнішня підклинова пружина, Н;

f_2 – сила, яку сприймає внутрішня підклинова пружина, Н;

a, b – межа між прогинами пружин під навантаженням, мм.

Відповідно до проведеного розрахунку, площа трикутника визначає величину поглинутої енергії від дії статичного навантаження напіввагона при гранично завантаженому стані (F = 42460 Н) для досліджуваних конструкцій фрикційного клинового гасителя коливань з підклиновим пружинним комплектом [189, 190, 199] (рис. 2.11).

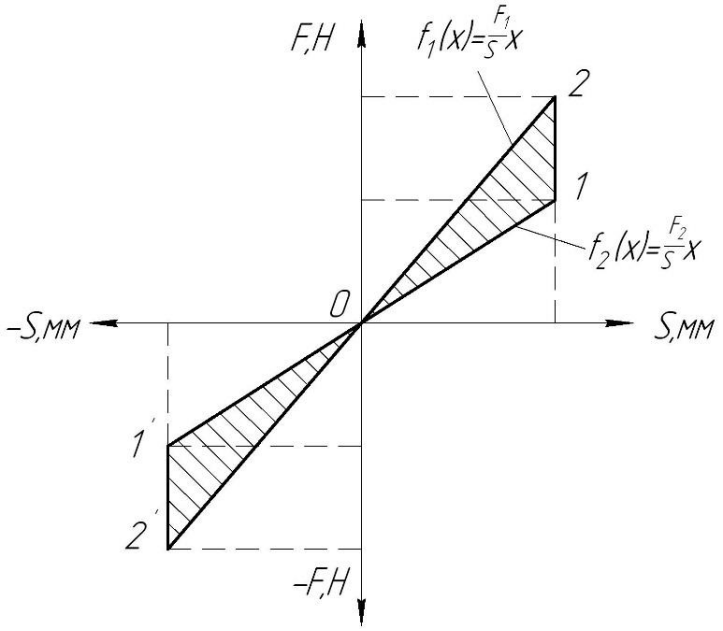


Рисунок 2.11 – Графік поглинання енергії фрикційним клиновим гасителем коливань

Тоді за формулою Ньютона – Лейбніца [212], формула 2.25, отримаємо величину поглинання енергії:

– для стандартного (типового) комплекту:

$$\int_0^{44}\frac{7874}{44}xdx=\frac{7874}{44}\frac{x^2}{2}\Bigg|_0^{44}dx=\frac{7874}{44}\cdot\frac{44^2}{2}-\frac{7874}{44}\cdot\frac{0^2}{2}=\frac{15244064}{88}=173228\ \ H\cdot мм$$

$$\int_0^{44}\frac{34586}{44}xdx=\frac{34586}{44}\frac{x^2}{2}\Bigg|_0^{44}dx=\frac{34586}{44}\cdot\frac{44^2}{2}-\frac{34586}{44}\cdot\frac{0^2}{2}=\frac{66958496}{88}=760892\ \ H\cdot мм$$

$$S_{погл.енергії} = 760892 - 173228 = 587664 H \cdot мм = 587,664 H \cdot м \approx 588 Дж$$

– для удосконаленого комплекту:

$$\int_0^{33} \frac{5870}{33} x dx = \frac{5870}{33} \frac{x^2}{2}\Big|_0^{33} dx = \frac{5870}{33} \cdot \frac{33^2}{2} - \frac{5870}{33} \cdot \frac{0^2}{2} = 96855 H \cdot мм$$

$$\int_0^{33} \frac{36590}{33} x dx = \frac{36590}{33} \frac{x^2}{2}\Big|_0^{33} dx = \frac{36590}{33} \cdot \frac{33^2}{2} - \frac{36590}{33} \cdot \frac{0^2}{2} = 603735 H \cdot мм$$

$$S_{погл.енергії} = 603735 - 96855 = 506880 H \cdot мм = 506,880 H \cdot м \approx 507 Дж$$

– для удосконаленого комплекту зі стандартним клином:

$$\int_0^{37} \frac{6518}{37} x dx = \frac{6518}{37} \frac{x^2}{2}\Big|_0^{37} dx = \frac{6518}{37} \cdot \frac{37^2}{2} - \frac{6518}{37} \cdot \frac{0^2}{2} = 120583 H \cdot мм$$

$$\int_0^{37} \frac{35942}{37} x dx = \frac{35942}{37} \frac{x^2}{2}\Big|_0^{37} dx = \frac{35942}{37} \cdot \frac{37^2}{2} - \frac{35942}{37} \cdot \frac{0^2}{2} = 664927 H \cdot мм$$

$$S_{погл.енергії} = 664927 - 120583 = 544344 H \cdot мм = 544,344 H \cdot м \approx 545 Дж$$

Результати розрахунку за формулою 2.25 зведено до таблиці 2.9.

Таблиця 2.9 – Величина поглинутої енергії дослідженими конструкціями

Тип комплекту	Величина поглинутої енергії, Дж
Типовий	588
Удосконалений зі стандартним клином	545
Удосконалений	507

Показники поглинання енергії в удосконалених комплектах, свідчать про зниження інтенсивності зносу у взаємодіючих елементах фрикційного гасіння коливань системи ресорного підвішування візка вантажного вагона.

2.2 Стендові випробування на конструкційну міцність та руйнуюче навантаження

2.2.1 Стендові випробування на конструкційну міцність

Мета стендових випробувань – дослідження конструкційної міцності фрикційних клинів, порівняння напруженого стану [213, 214] та визначення фактичного запасу міцності конструкції фрикційних клинів, виготовлених зі сталі та чавуну, клинів зі зносом робочих поверхонь після експлуатації та пропонованої конструкції.

Методика проведення стендових випробувань на конструкційну міцність

Оцінку конструкційної міцності проведено при порівнянні напруженого стану, що виникає у фрикційних клинах при випробуванні на стенді. Для цього використано фрагмент вузла фрикційного клинового гасителя коливань (рис. 2.12, рис. 2.13).

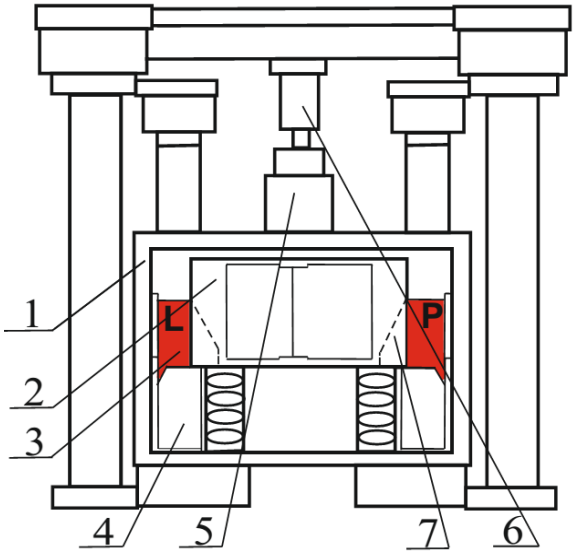


Рисунок 2.12 – Схема стенду для досліджень робочих характеристик гасителів коливань: 1 – фрагмент бічної рами; 2 – фрагмент надресорної балки; 3 – фрикційний клин; 4 – жорсткий обмежувач; 5 – система елементів, передаючих навантаження; 6 – датчик сили; 7 – тензорезистори

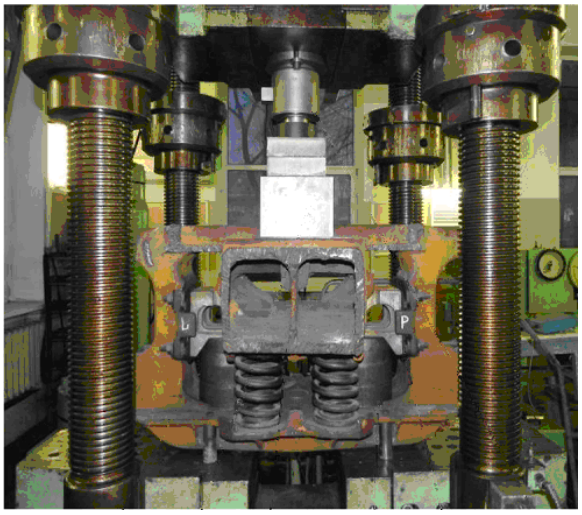


Рисунок 2.13 – Стендове обладнання для досліджень робочих характеристик гасителів коливань

Даний стенд складається з бічної рами 1, надресорної балки 2, двох фрикційних клинів 3 – правого (Р) і лівого (L), з встановленими під ними жорсткими обмежувачами 4. Пружинні комплекти під балку не встановлювали, тим самим не обмежували свободу переміщення, сприяючи прямій передачі сили 6 навантаження 5 на фрикційні клини. На кожному клині в обраних точках технологічного отвору наклеювали по три тензорезистори 7.

Для вимірювання тиску використано тензорезистори вітчизняного виробництва компанії «VEDA» (Україна) типу КФ4Р1-5-400, КФ5Р1-3-400, КФ5Р2-3-400 опором 400 Ом ± 0,2 та порогом чутливості 2,3 ± 1% [10, 215].

Навантаження прикладали до фрагменту надресорної балки 2, обходячи верхній пояс бічної рами 1. Міцність конструкції визначалася максимальним випробувальним навантаженням 5, 6 відповідно до наданих розрахунків міцності від роботи та місця наклейки тензорезисторів 7 (рис. 2.14).

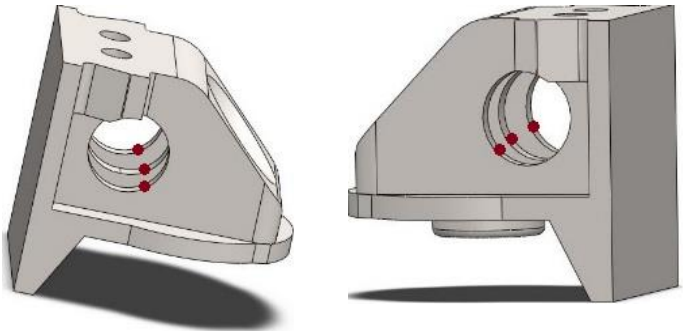


Рисунок 2.14 – Місця розміщення тензорезисторів

Аналіз результатів напружень проведено при навантаженні – 100, 200, 250, 300 кН. Максимальне випробувальне навантаження даного стенду становить 600 кН [10].

Амплітуда переміщення фрикційних клинів 3 щодо планок і, відповідна амплітуда деформації ресорно-пружинного комплекту, обмежені ходом 4, який становить 4...7 мм при статичному прогині пружини 50 мм.

Різниця між висотою пружин за кресленнями 100.30.002-0 (зовнішня пружина) і 100.30.004-0 (внутрішня пружина) – 249^{+7}_{-2} мм, яку при випробуваннях прийнято рівною для всіх пружин 250 мм, і деформацією пружин за кресленнями 100.30.002-0 і 100.30.004-0 – $48^{+5,8}_{-3,8}$ мм під статичним навантаженням $P_{ст}$, прийнято рівною для всіх пружин 50 мм [203, 206, 207, 216]. Циклічне навантаження в діапазоні $P_{мах}$ = (200 – 300) кН, $P_{мін}$ = 100 кН, що забезпечує повну амплітуду переміщення підпружиненого клину 7,0 – 10,0 мм, прикладено з кількістю циклів навантаження 1000000.

2.2.2 Результати та аналіз стендових випробувань на конструкційну міцність

Відповідно до методики випробувань, навантаження 5, прикладали до фрагменту надресорної балки 2, обходячи верхній пояс бічної рами 1 (рис. 2.12). Максимальне випробовуване навантаження 600 кН та місця наклейки тензорезисторів 7 (рис. 2.14) визначалися міцністю конструкції. Аналіз результатів напружень проводився за значеннями навантаження у 100, 200, 250 та 300 Кн [10].

Порівняльний аналіз напружень у нижній частині технологічних отворів, у місці установки тензорезисторів 7 правого (Р) і лівого (L), проводився при випробуванні клинів 3 (рис. 2.12) статичним навантаженням від 100 до 300 кН у режимі «навантаження» [10].

Отримані результати випробувань представлені в таблиці 2.10 та на рис. 2.15 – 2.20 [2, 10, 27].

Таблиця 2.10 – Напруження, виникаючі в досліджених фрикційних клинах

№ п/п	Матеріал фрикційних клинів	Службовий вид фрикційного клину	Навантаження P, кН	Напруга в досліджуваних ділянках σ, МПа											
				P_1		P_2		P_3		L_1		L_2		L_3	
				Нав.	Розв.	Нав.	Розв.	Нав.	Розв.	Нав.	Розв.	Нав.	Розв.	Нав.	Розв.
1	25Л	Без зносу	100	55	29	83	40	51	20	38	29	68	39	69	33
			200	108	62	160	99	88	54	71	61	139	98	127	79
			250	127	81	191	125	100	69	90	74	170	124	152	100
			300	149	101	222	152	114	88	110	92	199	149	179	121
2	СЧ25	Без зносу	100	32	15	62	35	71	45	53	38	70	50	81	42
			200	81	19	150	98	140	100	112	87	140	92	145	100
			250	85	30	160	105	171	125	139	109	166	110	177	128
			300	81	39	190	120	200	150	161	129	205	118	211	153
3	25Л	Зі зносом	100	32	11	38	22	48	26	17	12	25	25	41	33
			200	70	43	119	78	98	78	44	38	65	61	87	72
			250	79	54	150	100	121	100	57	52	81	76	106	91
			300	87	70	177	128	145	122	71	70	100	90	122	102
4	СЧ25	Зі зносом	100	14	5	28	28	33	28	21	17	20	18	59	23
			200	33	31	80	67	71	69	93	69	53	51	114	59
			250	41	41	101	88	91	89	129	100	73	68	137	76
			300	52	52	124	111	109	107	158	130	96	84	150	98
5	25Л, СЧ25	Пропонов. конструкція	100	42	19	32	20	50	23	40	26	25	15	56	27
			200	82	40	79	62	85	52	75	58	60	49	98	82
			250	88	52	92	76	90	70	89	72	72	64	105	97
			300	100	70	96	108	110	86	105	90	94	81	119	100

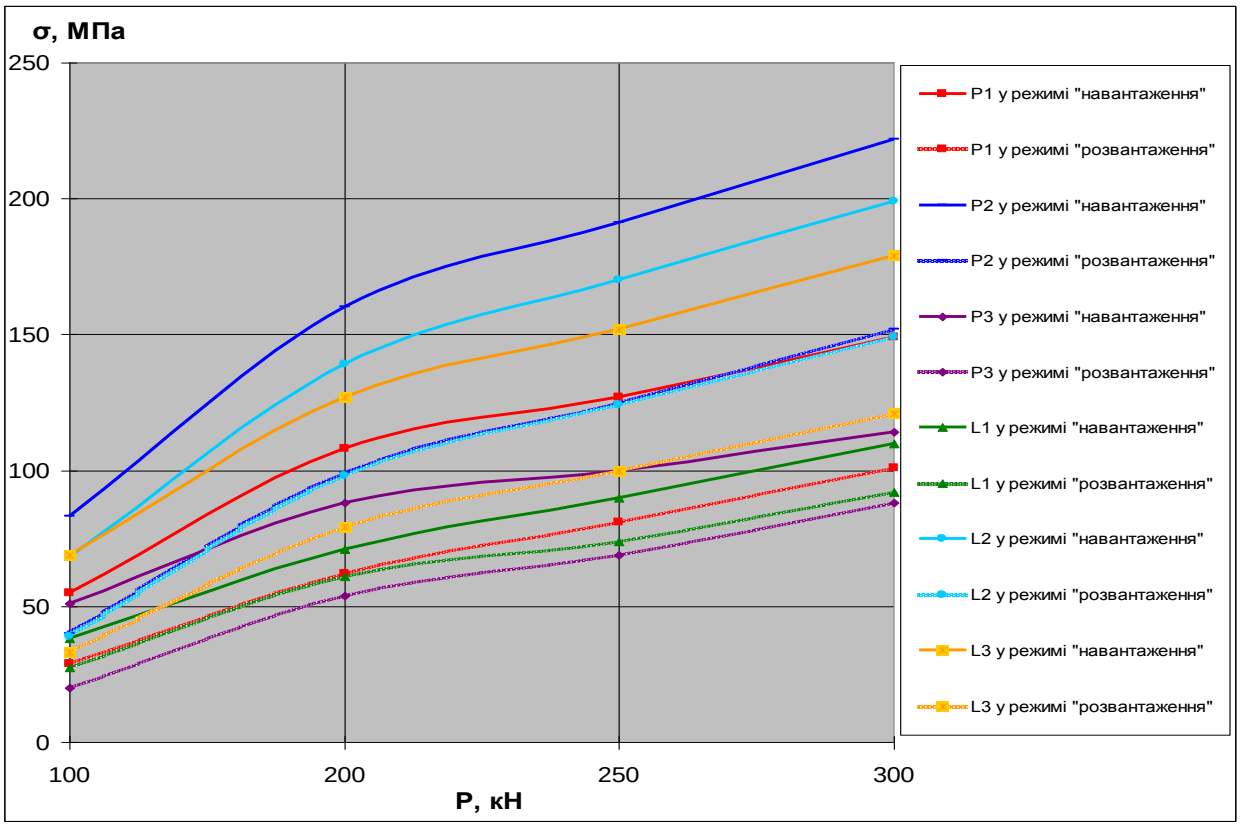


Рисунок 2.15 – Діаграма напружень випробування клину серійної конструкції зі сталі 25Л без зносу робочих поверхонь

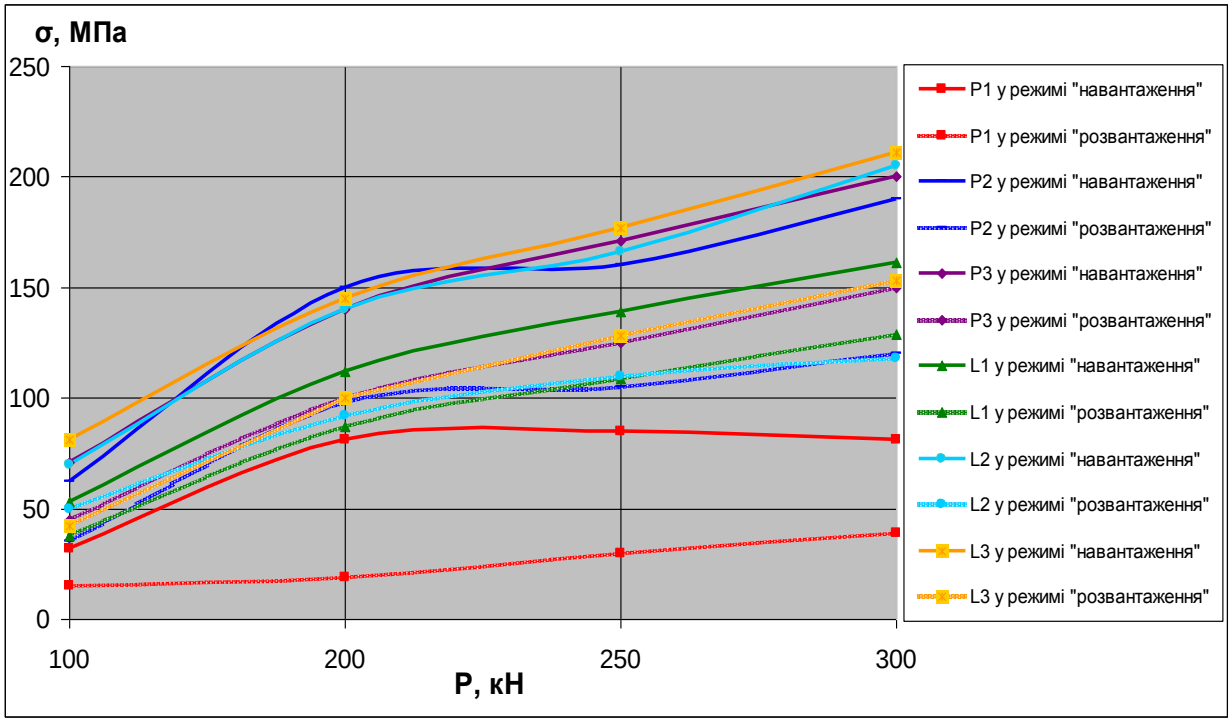


Рисунок 2.16 – Діаграма напружень випробування клину серійної конструкції з сірого чавуну СЧ25 без зносу робочих поверхонь

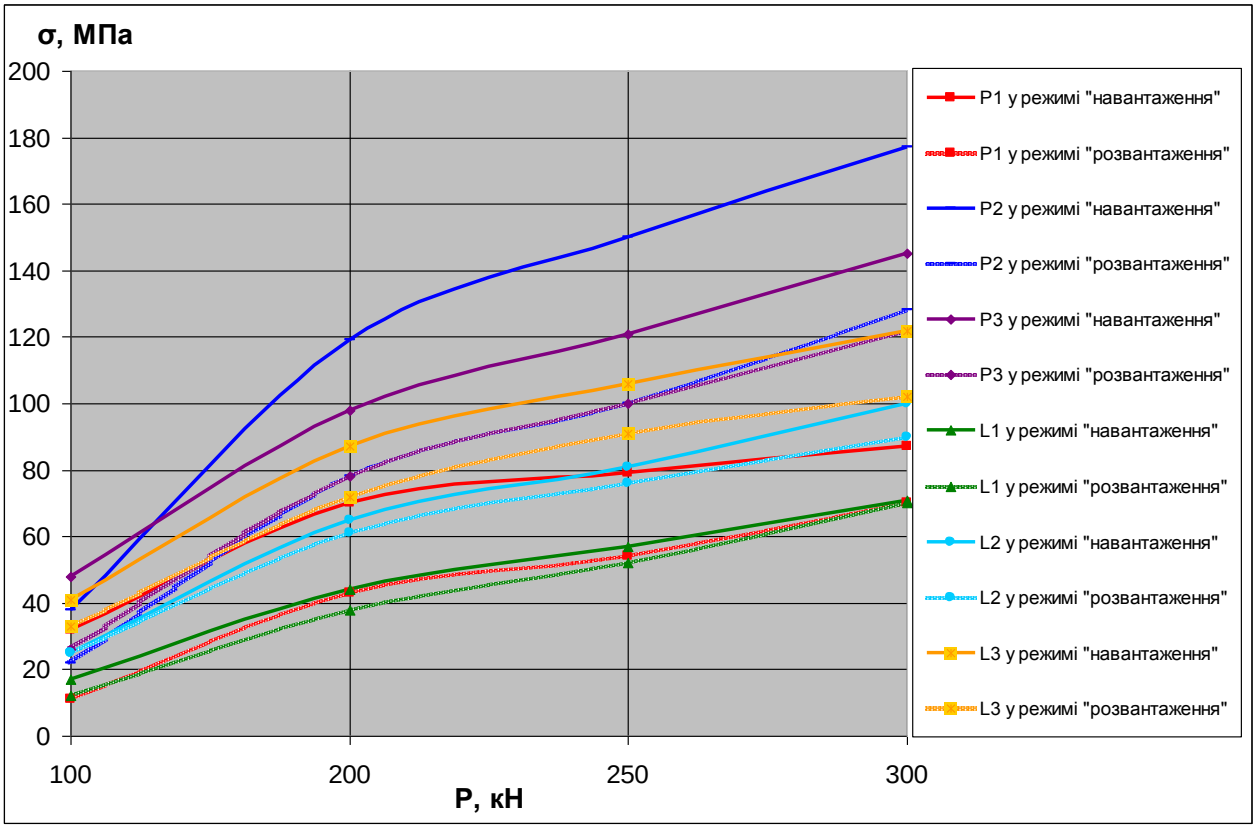


Рисунок 2.17 – Діаграма напружень випробування клину серійної конструкції зі сталі 25Л зі зносом робочих поверхонь

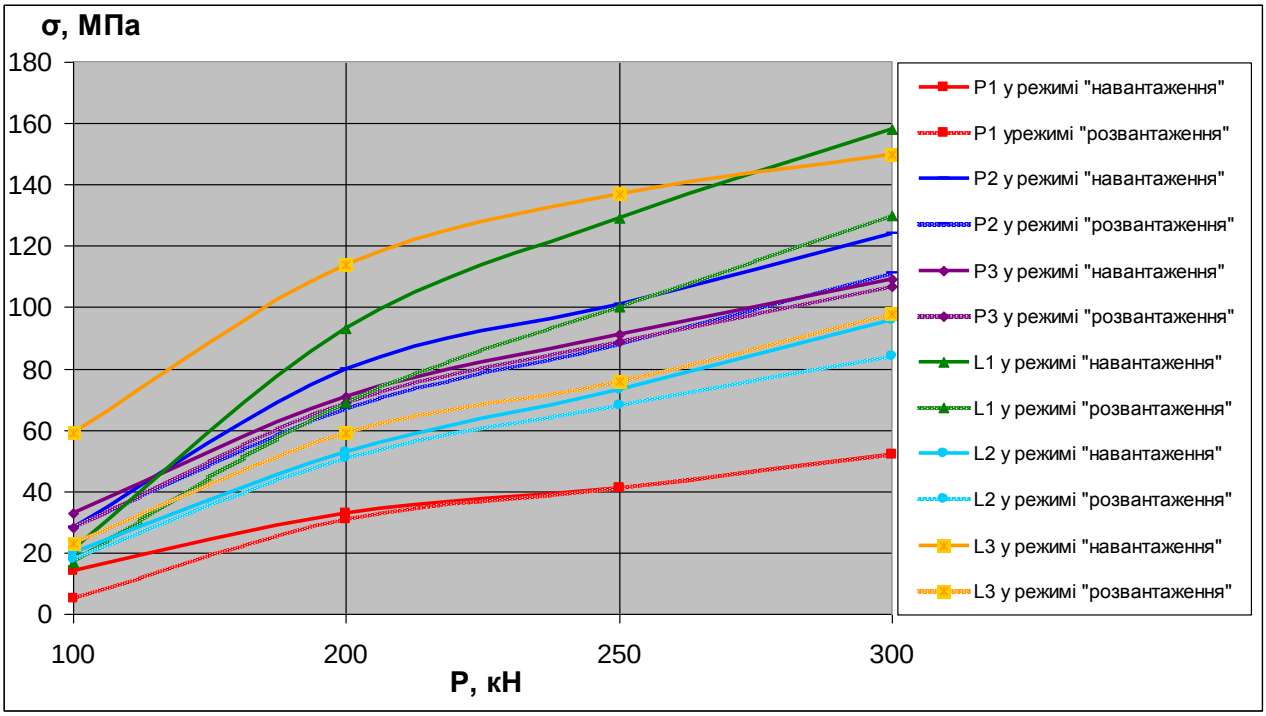


Рисунок 2.18 – Діаграма напружень випробування клину серійної конструкції з сірого чавуну СЧ25 зі зносом робочих поверхонь

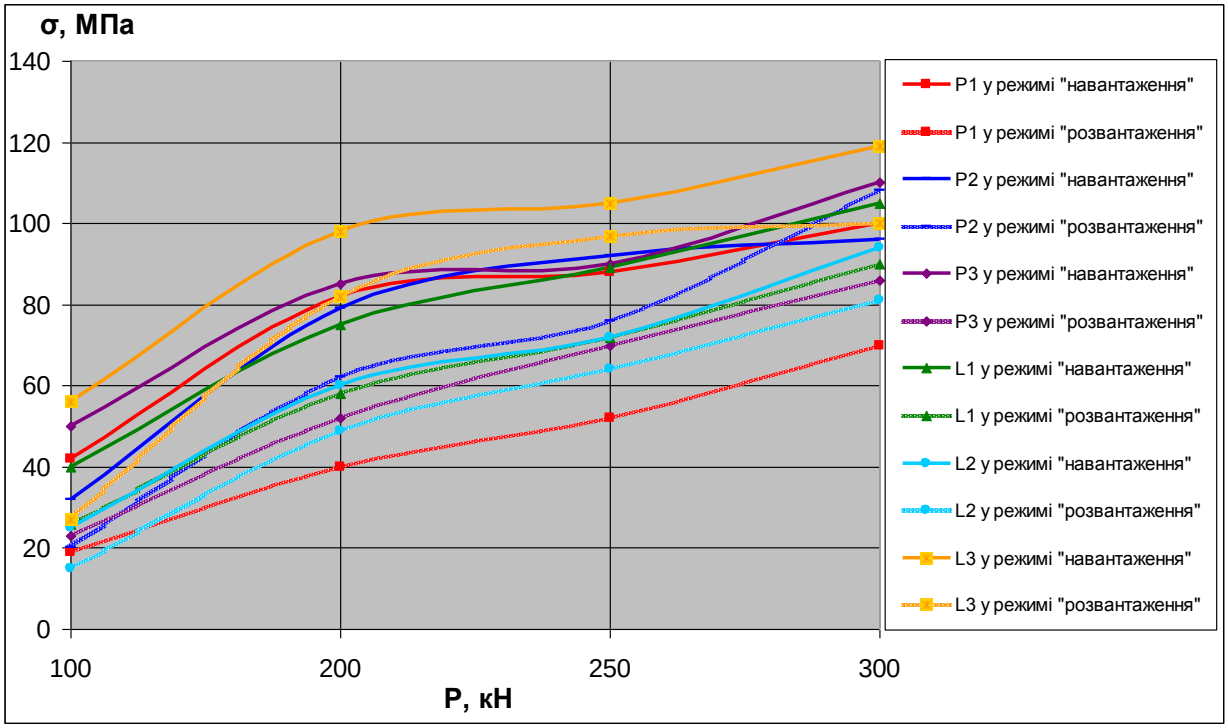


Рисунок 2.19 – Діаграма напружень випробування клину пропонованої конструкції

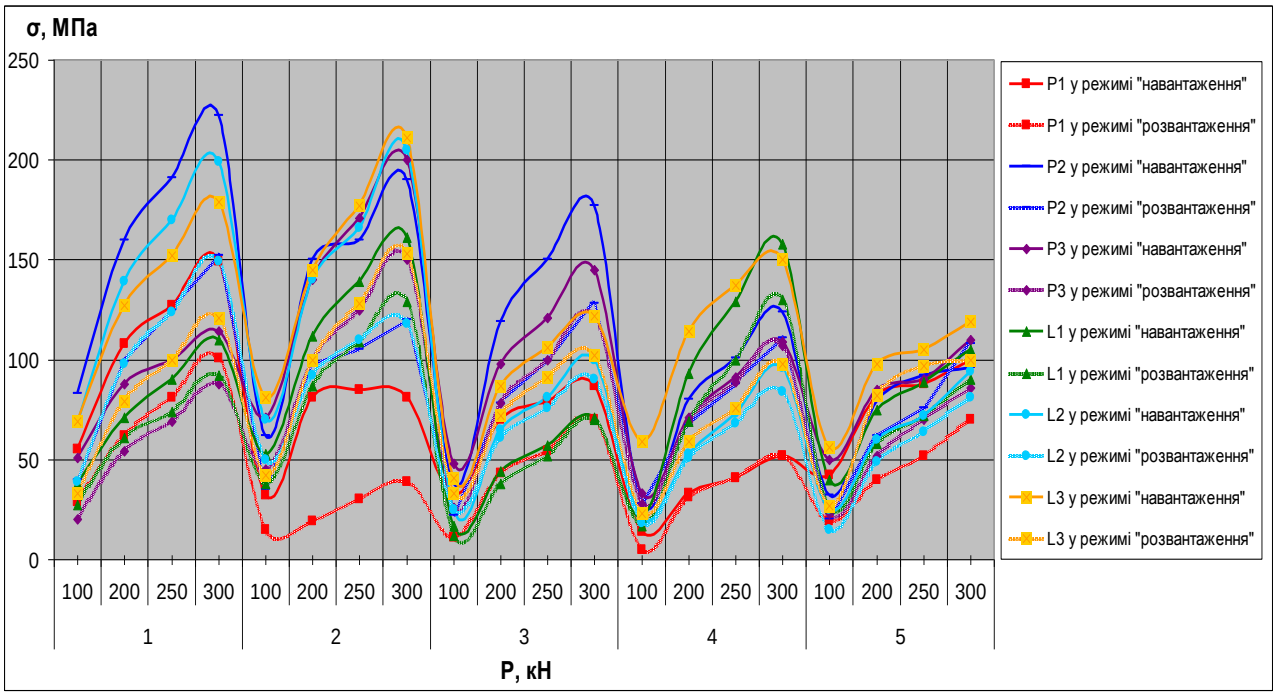


Рисунок 2.20 – Загальна діаграма напружень досліджених фрикційних клинів

Аналіз діаграм (рис. 2.15 – 2.20) результатів випробувань фрикційних клинів на конструкційну міцність [2, 10], показав:

– у місцях установки тензорезисторів спостерігаються тільки стискаючі напруження, величина яких залежить від матеріалу клинів – сталь 25Л чи сірий чавун марки СЧ25, конструкції клинів (серійна, пропонована) і величини їх зносу;

– максимальна величина стискаючих напружень у технологічних отворах досліджуваних фрикційних клинів складає: для клину № 1 (P_2) – 222 МПа; для клину № 2 (L_3) – 211 МПа; для клину № 3 (P_2) – 177 МПа; для клину № 4 (L_1) – 158 МПа; для клину № 5 (L_3) – 119 МПа;

– загалом найбільші напруження у досліджуваних клинах виявлено у точках P_2 (внутрішня переділка, стінка) та L_3 ділянок встановлення тензорезисторів;

– напруження у контрольованих точках ділянок фрикційного клину пропонованої конструкції (зразок 5) у 1,5 – 2 рази нижчі, ніж у фрикційних клинах серійної конструкції [2, 10, 21, 26, 27, 217].

2.2.3 Стендові випробування на руйнуюче навантаження

Мета випробувань – визначення величини максимально граничного (руйнуючого) навантаження з отриманням значень напружень, що виникають у вибраних точках фрикційних клинів, виготовлених зі сталі та чавуну, клинів зі зносом робочих поверхонь після експлуатації та пропонованої конструкції.

Методика проведення стендових випробувань на руйнуюче навантаження

Під граничним навантаженням розуміється найбільше, сприймаюче деталлю навантаження, що призводить до повної втрати її несучої здатності. Максимальне випробувальне навантаження 600 кН визначено міцністю конструкції відповідно до наданих розрахунків міцності, а також можливостями випробувального устаткування.

Навантаження прикладалося до похилої поверхні фрикційного клину 4 через циліндричний сегмент 2 і при плавному його зростанні 1 знімалися значення напружень 6 в обраних раніше точках. Випробування фрикційних клинів проведено з використанням розробленої для цього оснастки (рис 2.21, рис. 2.22).

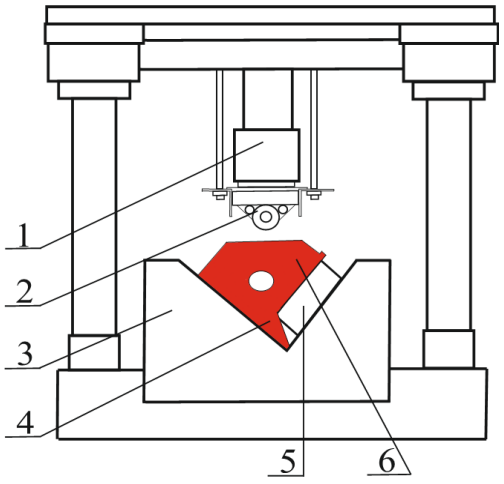


Рисунок 2.21 – Схема стенду для випробувань фрикційних клинів на руйнуюче навантаження:
1 – датчик сили; 2 – циліндричний сегмент, передаючий зусилля; 3 – плита упірна; 4 – фрикційний клин; 5 – жорсткий обмежувач; 6 – тензорезистори

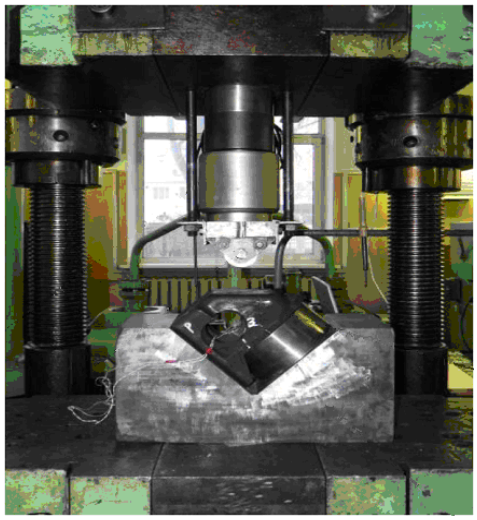


Рисунок 2.22 – Стендове обладнання для випробувань фрикційних клинів на руйнуюче навантаження

При аналізі результатів випробувань фрикційних клинів на руйнування порівнювалися пари клинів серійної та пропонованої досліджуваної конструкції, виготовлені зі сталі 25Л, сірого чавуну СЧ25.

В якості параметрів порівняння проаналізовано:

– максимальне навантаження на випробовуваний клин, яке він витримав без руйнування;

– величину навантаження на клин, при якому утворюються тріщини, які у подальшому призводять до його руйнування.

2.2.4 Результати та аналіз стендових випробувань на руйнуюче навантаження

Відповідно до методики, випробування фрикційних клинів 4 проводилося з використанням спеціально розробленої для цього оснастки (рис. 2.21). Навантаження прикладалося до похилої поверхні фрикційного клину 4 через циліндричний сегмент 2 і при плавному його зростанні 1 знімалися значення напружень 6 в обраних раніше точках (рис. 2.21) [10].

Враховуючи те, що серійна конструкція фрикційного клину розрахована на багаторазовий запас міцності, величину якої на стенді відтворити

неможливо, було визначено схему десятиразового збільшення зусилля навантаження.

Результати випробувань представлені в таблиці 2.11 та на рис. 2.23 – 2.29 [2, 10, 11].

Таблиця 2.11 – Результати випробувань на руйнуюче навантаження

№ клину	Матеріал фрикційного клину	Службовий вид фрикційного клину	Pmax в місцях встановлення роликів, кН		σ в досліджуваних точках, МПа			
			P_1	P_3	P_1		P_3	
					Навант	Розв.	Навант.	Розв.
1	25Л	Без зносу	570	600	1175	1095	850	470
2	СЧ25	Без зносу	600	570	733	108	1205	420
3	25Л	Зі зносом	600	600	1200	520	815	285
4	СЧ25	Зі зносом	600	600	835	110	1020	195
5	25Л, СЧ25	Пропонов. конструкція	600	600	610	95	640	120

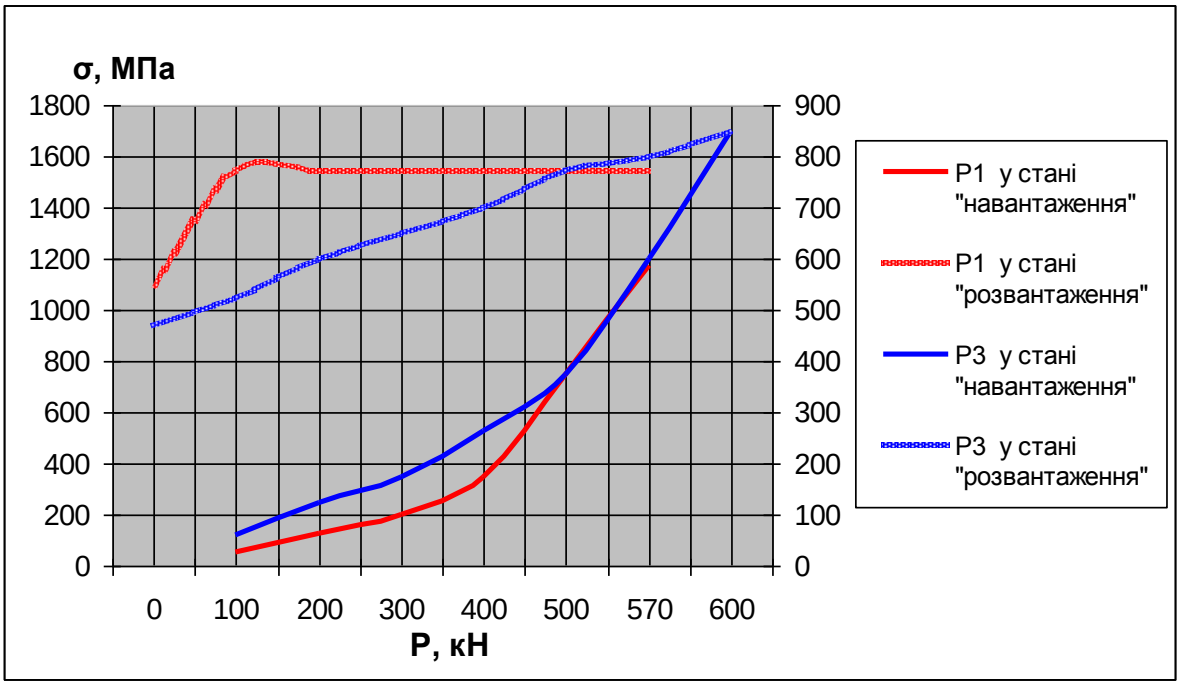


Рисунок 2.23 – Діаграма «навантаження – напруження» випробування клину серійної конструкції зі сталі 25Л без зносу робочих поверхонь

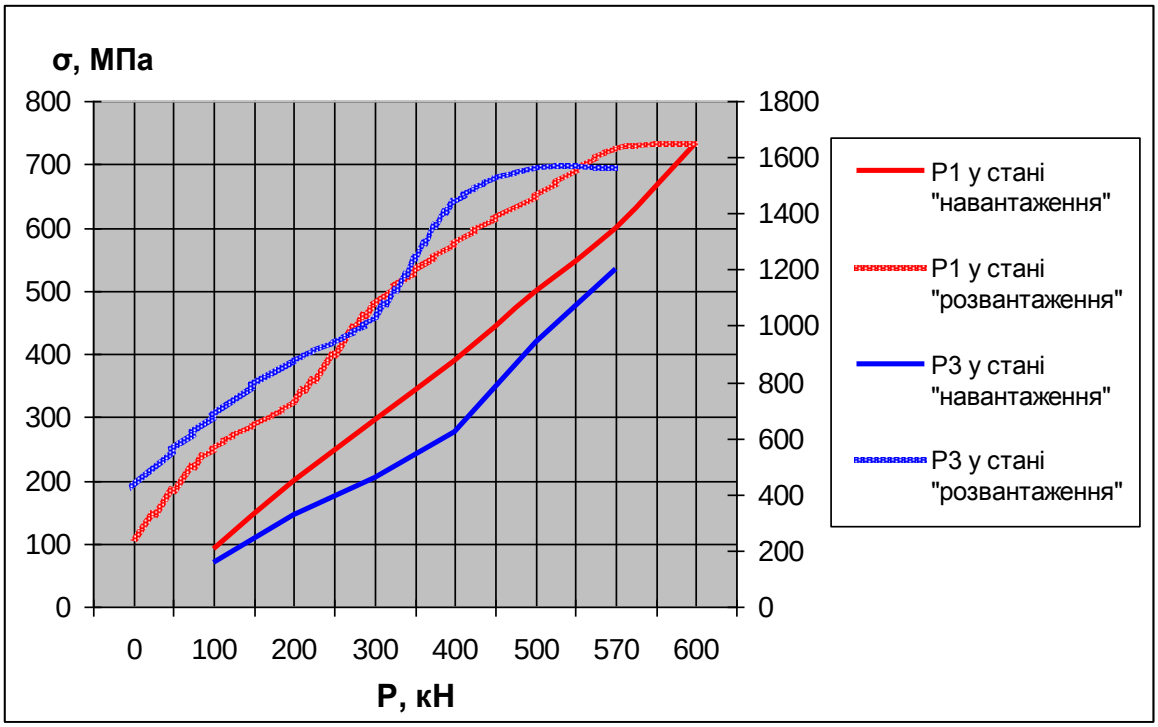


Рисунок 2.24 – Діаграма «навантаження – напруження» випробування клину серійної конструкції з сірого чавуну СЧ25 без зносу робочих поверхонь

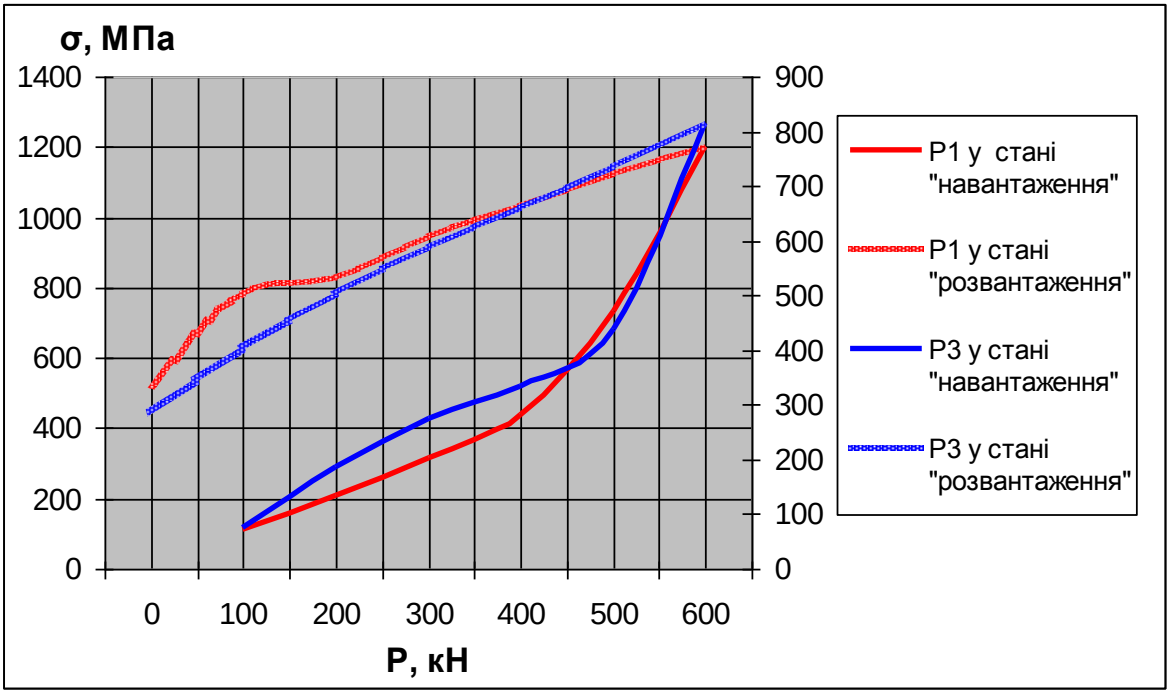


Рисунок 2.25 – Діаграма «навантаження – напруження» випробування клину серійної конструкції зі сталі 25Л зі зносом робочих поверхонь

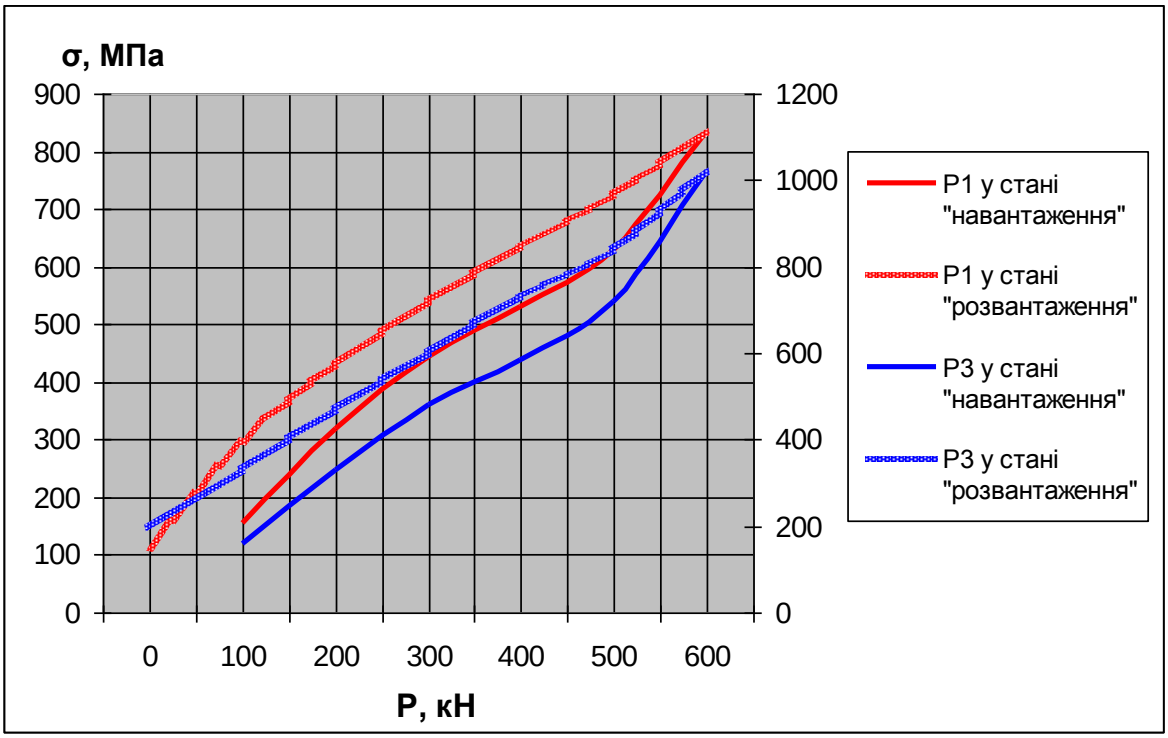


Рисунок 2.26 – Діаграма «навантаження – напруження» випробування клину серійної конструкції з сірого чавуну СЧ25 зі зносом робочих поверхонь

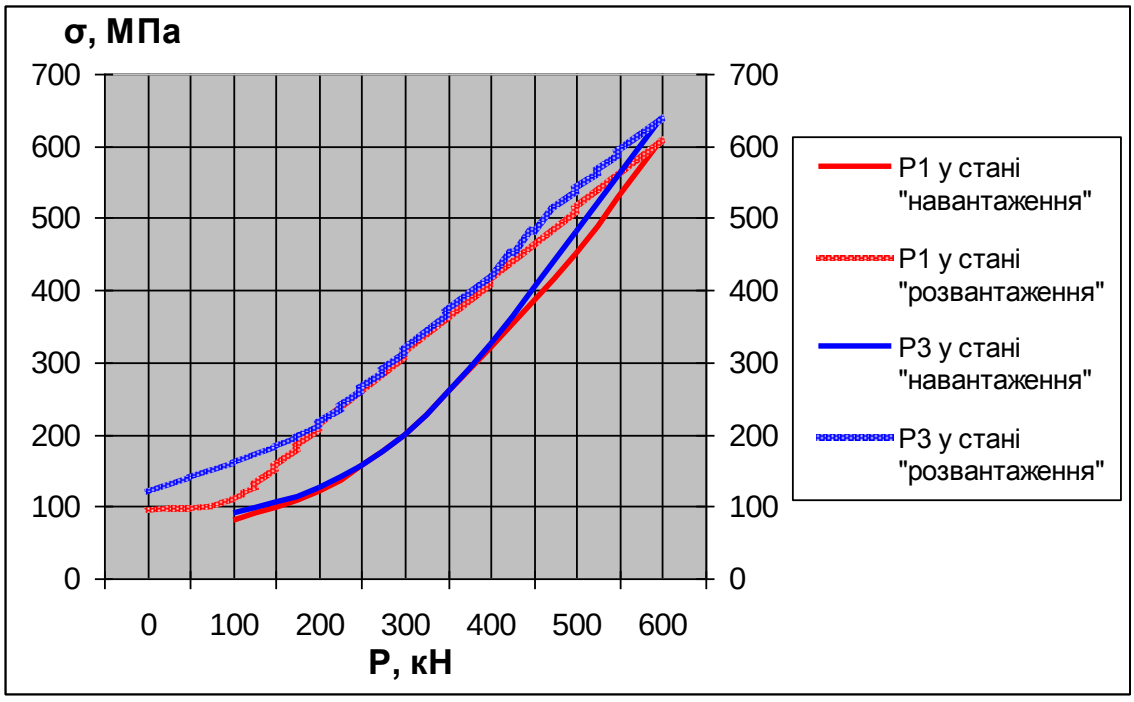


Рисунок 2.27 – Діаграма «навантаження – напруження» випробування клину пропонованої конструкції

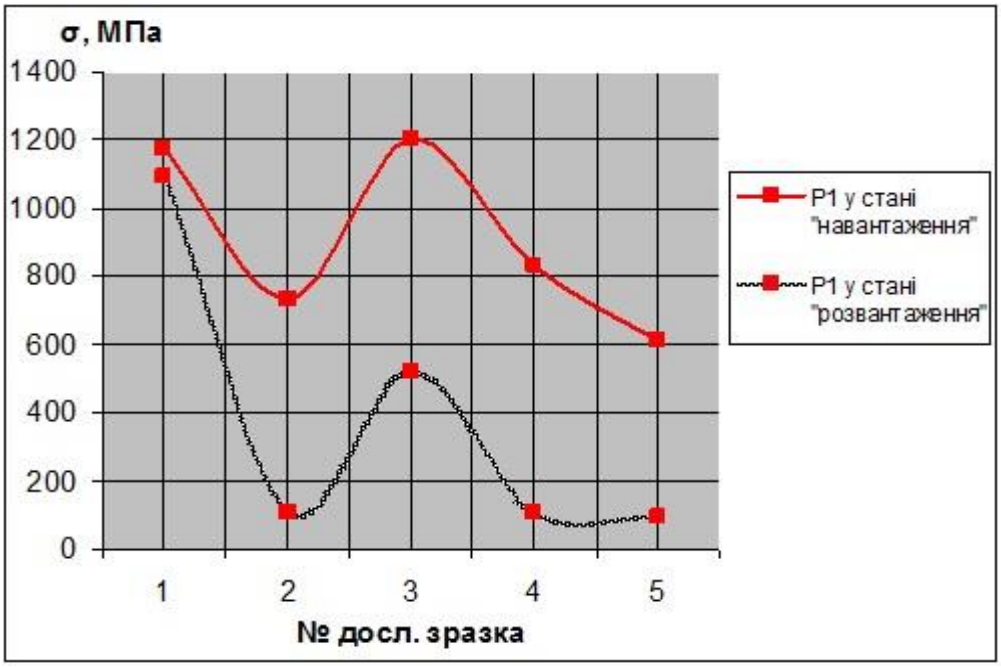


Рисунок 2.28 – Діаграма напружень «навантаження – розвантаження» у точці випробування P_1 досліджених клинів

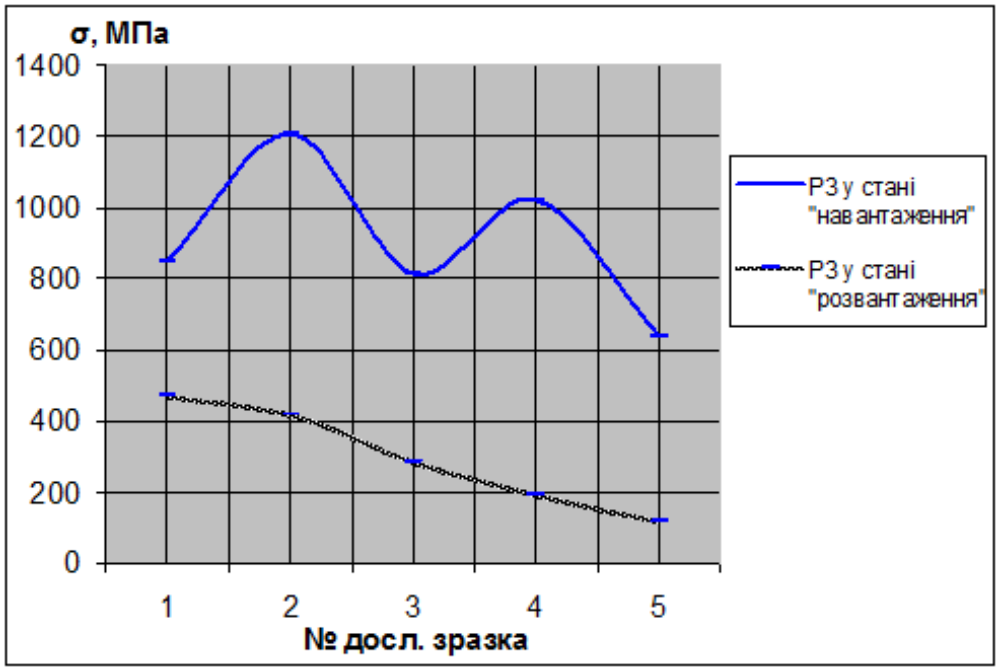


Рисунок 2.29 – Діаграма напружень «навантаження – розвантаження» у точці випробування P_3 досліджених клинів

При порівнянні отриманих результатів проведених випробувань фрикційних клинів серійної конструкції зі сталі 25Л, сірого чавуну марки СЧ25 та пропонованої конструкції можна зробити наступні висновки [10]:

– аналіз діаграми «навантаження – напруження» фрикційного клину зі сталі 25Л показав, що при його навантаженні стався перекіс, про що свідчать різні показники тензорезисторів P_1 та P_3. При навантаженні 570 кН почався процес пластичної деформації бічної стінки, де було встановлено тензорезистор P_1. По мірі навантаження бічної стінки (тензорезистор P_3), постійно зростало напруження. При максимальному навантаженні 600 кН воно зросло до величини 850 МПа;

– при випробуванні клину з сірого чавуну марки СЧ25 бічна стінка з тензорезистором P_1 витримала без руйнування навантаження 600 кН. Бічна стінка з тензорезистором P_3 витримала навантаження 570 кН без руйнування;

– найбільші напруження спостерігаються у бічній стінці фрикційного клину № 3 (тензорезистор P_1) – 1200 МПа та № 2 (тензорезистор P_3) – 1205 МПа;

– клини зі сталі 25Л та сірого чавуну марки СЧ25 зі зносом робочих поверхонь (зняті після експлуатації), витримують навантаження 600 кН без руйнування;

– загалом досліджувані фрикційні клини № 1 – 5 (табл. 2.11) витримують максимальне, можливе для даного випробувального стенду, навантаження 600 кН без ознак руйнування [2, 10, 27];

– клин пропонованої конструкції витримує навантаження 600 кН без ознак руйнування та різких стрибків напружень у досліджуваних точках (P_1, P_3) про що свідчать результати діаграми «навантаження – напруження» – рис. 2.27 і діаграми напружень «навантаження – розвантаження» на рис. 2.28 та рис. 2.29. Запас конструкційної міцності та напружень має гідні результати і робить фрикційний клин перспективним для виробництва та використання у візках сучасних вантажних вагонів [10];

– у досліджуваному фрикційному клині пропонованої конструкції (зразок 5) при навантаженні, спостерігаються напруження в 2 рази менші, порівняно з серійною конструкцією та нижчі показники напруженого стану після зняття навантаження [2, 21, 27, 10, 26, 217].

Отримані результати розрахунків фрикційного клину серійної конструкції, випробовування клинів серійної та пропонованої конструкції на конструкційну міцність та руйнуюче навантаження, дозволяють зробити висновок про те, що величина зносу не суттєво впливає на міцність клину [10, 27].

Проведені випробування досліджуваних фрикційних клинів № 1 – 5 на руйнівне навантаження на спеціально створеному стенді, виготовлених з різних матеріалів, підтвердили достатньо високий конструкційний запас міцності [10].

Зміна конструкції фрикційного клину, виготовленого з традиційного матеріалу, зменшує напруження між взаємодіючими робочими поверхнями деталей за рахунок збільшення площі контакту, запас конструкційної міцності на достатньо високому рівні. У порівнянні з серійною, пропонована конструкція клину показала кращі у 1,5 – 2 рази результати випробувань та підтвердила свої конструкційні переваги [10, 21, 26, 27, 217].

Висновки за розділом 2

1. За результатами проведених досліджень напружено-деформованого стану встановлено, що запропонована конструкційна зміна елементів фрикційного гасіння коливань системи ресорного підвішування візка вантажного вагона приводить до зменшення напружень, що виникають під дією зовнішніх навантажень, на 28% у порожньому режимі, та на 12% у завантаженому, порівняно з існуючою конструкцією.

2. Запропоновано спосіб пропорційного розподілу навантажень між елементами підклинового пружинного комплекту візків вантажних вагонів, який дозволяє визначати зусилля, що діють на елементи ресорного підвішування.

3. Метод визначення інваріантної характеристики (прогину) комбінованих підклинових пружин під впливом зовнішніх навантажень для дослідження вертикальної силової характеристики, дозволяє: вибрати раціональний варіант

конструкційного виконання комбінованих пружин ресорного підвішування напіввагона, визначити інваріантні характеристики окремих елементів системи та раціональні параметри силових характеристик ресорного підвішування візків вантажних вагонів.

4. Запропоновано метод оцінювання енергетичної ефективності спрацювання фрикційних клинових гасителів коливань з урахуванням площі робочої діаграми.

5. Удосконалена конструкція має лінійно-нелінійну характеристику, яка підтверджується в ході проведених досліджень отриманими результатами: діаграмами, розрахунками та графіками. Координати точки F (0.000621; - 0.000018); довжина відрізка KF – 0.000621 мм та FN – 17.708241 мм. Для розрахунку енергетичної ефективності конструкції отримане значення ламаної прямої силової характеристики у ділянці спрацювання пакету тарілчастих пружин можна не враховувати, так як воно незначне.

6. Показники поглинання енергії в удосконалених комплектах свідчать про зниження інтенсивності зносу у взаємодіючих елементах фрикційного гасіння коливань системи ресорного підвішування візка вантажного вагона і мають наступні значення: удосконалений комплект – 507 Дж, удосконалений зі стандартним клином – 545 Дж, типовий комплект – 588 Дж.

7. Удосконалене обладнання та розроблене методичне забезпечення дозволяє проводити стендові порівняльні випробування зразків фрикційних клинів на конструкційну міцність та руйнуюче навантаження і відтворити повну картину напруженого стану фрикційного клину та оцінити діючі амплітудні навантаження, еквівалентні руйнуючій дії в процесі експлуатації.

8. Стендові випробування досліджених фрикційних клинових гасителів коливань на конструкційну міцність та руйнуюче навантаження показали, що напруження в контрольованих точках пропонованої конструкції у 1,5 – 2 рази нижчі, що підтверджується певною перевагою механічних властивостей удосконаленої конструкції порівняно з серійною.

РОЗДІЛ 3. ДОСЛІДЖЕННЯ ТРИБОЛОГІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ЕЛЕМЕНТІВ РЕСОРНОГО ПІДВІШУВАННЯ ВІЗКА ВАНТАЖНОГО ВАГОНА

3.1 Мета та об’єкт випробувань

Метою експериментальних випробувань було:

– перевірка досліджуваних зразків фрикційних клинів та фрикційних планок на відповідність службовим характеристикам;

– визначення трибологічних властивостей фрикційних клинів, їх недоліків та переваг;

– оцінка впливу на знос взаємодії фрикційної планки, надресорної балки з фрикційними клинами зі сталі та сірого чавуну;

– дослідження характеру зносу робочих поверхонь фрикційного клину та фрикційної планки.

Об’єкт випробувань. Для проведення експериментальних досліджень ПАТ «Стаханівський вагонобудівний завод» були надані фрикційні планки зі сталі 30ХГСА та наступні партії фрикційних клинів:

– нові клини серійної конструкції, виготовлені зі сталі 25Л (ГОСТ 977-88, К 20, $\sigma_т$ = 235 МПа, $\sigma_в$ = 441 МПа);

– нові клини серійної конструкції, виготовлені з сірого чавуну СЧ25 (ГОСТ 1412-85, $\sigma_в$ = 250 МПа);

– клини зі зносом серійної конструкції, виготовлені зі сталі 25Л, які пройшли 180 тис. км до першого деповського ремонту (середній сумарний знос становить 5,8 мм);

– клини зі зносом серійної конструкції, виготовлені з сірого чавуну СЧ25, які пройшли 110 тис. км до чергового деповського ремонту (середній сумарний знос становить 5,2 мм).

– клини пропонованої конструкції за патентом № 126619 [187].

Загальні дані досліджуваних фрикційних клинів та фрикційної планки представлені в таблицях 3.1 – 3.2.

Таблиця 3.1 –Загальні дані досліджуваних зразків

Виріб	Вид металу	Твердість, НВ	Креслення виробу
Фрикційний клин	25Л за ГОСТ 977-88	140 – 160, 140	№ 100.30.001-1 «Клин Ханіна»
Фрикційний клин	СЧ25 за ГОСТ 1412-85	197 – 260, 227	ТУ 3183-234-01124323-2007, М 1698.00.002 «Клин фрикційний»
Досліджуваний зразок пропонованого фрикційного клину	25Л за ГОСТ 977-88 СЧ25 за ГОСТ 1412-85	140 227	спец.замовлення
Фрикційна планка	30ХГСА за ГОСТ 4543	320 – 400, 350	№100.00.008-1 «Планка фрикційна»

Таблиця 3.2 – Параметри конструкції серійного та пропонованого фрикційного клину

Елемент конструкції	Серійна конструкція	Пропонована конструкція
Товщина верхньої стінки, мм	10^{-1}	10^{-1}
Товщина похилої стінки, мм	16^{+1}_{-2}	16^{+1}_{-2}
Товщина вертикальної стінки, мм	20±2	20±2
Товщина опорної поверхні, мм	15	15
Товщина нижньої вертикальної частини похилої стінки, мм	14^{+1}_{-2}	14^{+1}_{-2}
Товщина бічних стінок, мм	18±2	18±2
Товщина внутрішньої переділки, мм	18±2	18±2
Висота вертикальної стінки, мм	190±2	190±2
Маса клину, кг	15,7 – 16,8	15,9
Радіус поверхні поглиблення похилої стінки, мм	–	86

3.2 Умови проведення випробувань

Експериментальні та стендові випробування досліджуваних фрикційних клинів на зносостійкість, міцність, максимальне навантаження до руйнування, проведено у приміщеннях студентської наукової лабораторії «Транспортні системи промислової та міської інфраструктури» при кафедрі «Комп’ютерні технології на промисловому та міському транспорті» інституту Транспорту та логістики СНУ ім. В. Даля та ПАТ «Стаханівський вагонобудівний завод» з

додержанням температури та вологості навколишнього середовища, які забезпечують роботу застосовуваних засобів вимірювання в межах паспортних даних.

Умовою закінчення випробувань було отримання достатнього об’єму необхідної інформації експериментальних даних чи порушення цілісності досліджуваних об’єктів, загрожуюче безпеці подальшого проведення випробувань.

3.3 Методика досліджень

3.3.1 Методика проведення експериментальних досліджень трибологічних якостей матеріалу фрикційних клинів

Роботу трибологічного сполучення «фрикційний клин – фрикційна планка» визначено експлуатаційними чинниками та властивостями матеріалу клину та планки:

– площа сполучення;

– питомий тиск;

– швидкість переміщення;

– наявність абразивного середовища;

– шлях переміщення.

До параметрів якості матеріалу фрикційного клину і фрикційної планки відносяться:

– марка сталі або чавуну;

– твердість;

– мікроструктура металу, а також кількість, форма, розмір і розподіл графіту в чавуні;

– шорсткість поверхонь.

При дослідженні взаємодії пари тертя «фрикційний клин – фрикційна планка» встановлено, що зношування робочих поверхонь відбувається за

рахунок контакту під час руху вагона. Такий вид зношування реалізовано на машині тертя МП-1 при терті ковзанням без змащування зразків, тобто в умовах сухого тертя. Випробування на зносостійкість на машині тертя МП-1 [141, 218] дозволило провести порівняльну оцінку різних матеріалів в умовах сухого тертя, яке має місце при роботі пари тертя «фрикційний клин – фрикційна планка» (рис. 3.1).

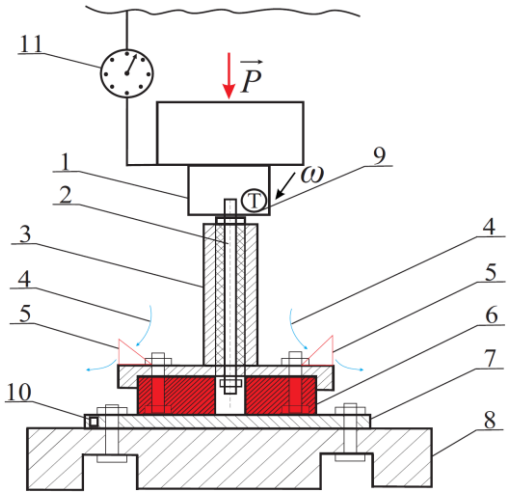


Рисунок 3.1 – Машина тертя МП-1:
1 – шпиндель; 2 – державка; 3 – фланець;
4 – повітря охолодження поверхні тертя; 5 – крила;
6 – випробовувана деталь 2; 7 – випробовувана деталь 1;
8 – стіл свердлильного станку; 9 – тахометр; 10 – тензорезистори; 11 – динамометр

У якості модельної установки для випробування досліджуваних фрикційних клинів та планок використано переобладнаний вертикально-свердлильний верстат 2М112. Досліджувана деталь 7 встановлювалася на столі верстату 8 та закріплювалася у тисках. Поєднання вісей досліджуваних деталей здійснювалося переміщенням пристосування з випробовуваною деталлю 6 відносно другої досліджуваної деталі 7 на столі верстата 8. Механічним динамометром [219, 220] 11 контролювалося зусилля навантаження досліджуваних зразків 6, 7.

Випробування проведено на зразках у вигляді «зірочок» (зразки виготовлено з вертикальної стінки досліджуваних фрикційних клинів) та роликів, які виготовлено з серійних фрикційних планок однієї плавки з однаковою твердістю (рис. 3.2).

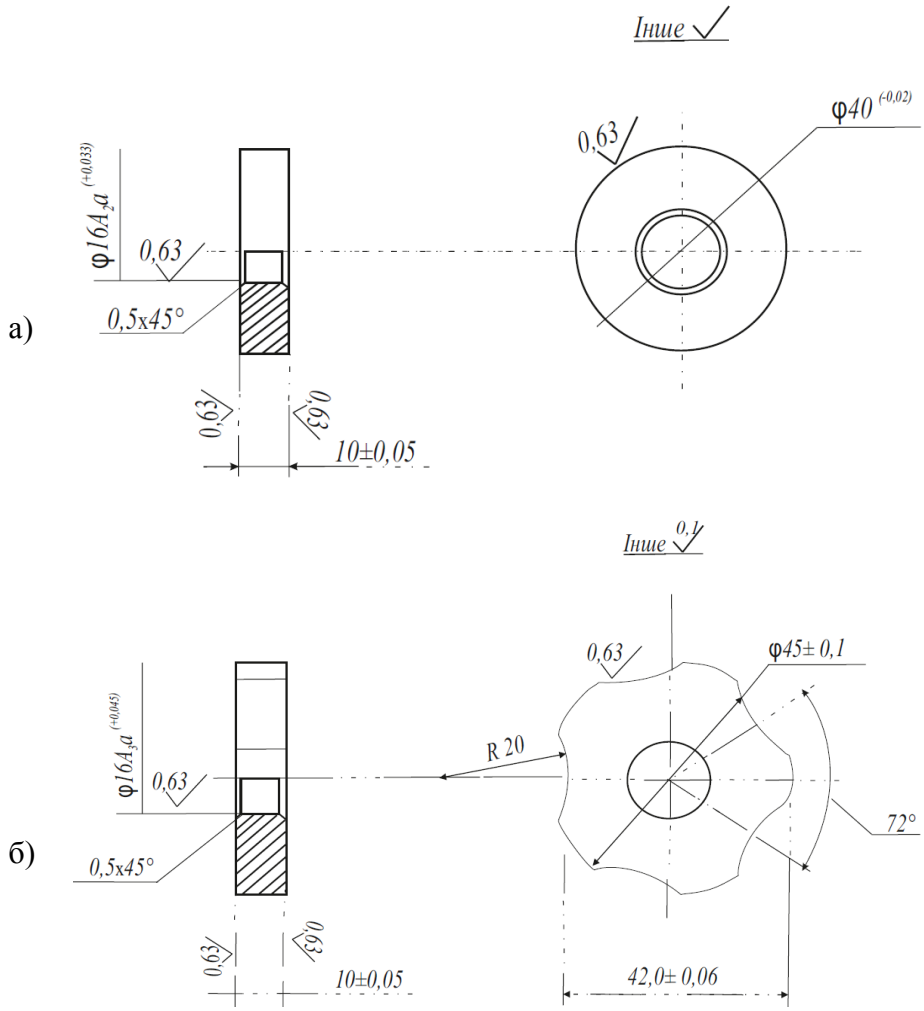


Рисунок 3.2 – Зразки для випробувань на машині тертя МП-1:
а) зразок ролик; б) зразок зірочка

Режим випробувань проведено за умов:

– навантаження на зразки – 50 кг та 70 кг (при припрацюванні);

– швидкість ковзання – 0,42 м/с;

– режим тертя – ковзання в умовах відсутності змащення зразків.

В процесі випробувань реєструвалися:

– число обертів ролика (тахометр);

– зміна моменту тертя (тензорезистори, динамометр), а також підсумовувалася робота тертя.

Зносостійкість матеріалів випробовуваних об'єктів визначено, як величину, зворотню середній швидкості зношування і розраховано, як різницю маси зразків після припрацювання та після закінчення випробувань, віднесеної до числа обертів робочого вала (шпинделя) машини. Випробуванню піддавали

не менше 3 точок кожної пари тертя. У процесі випробувань контролювалися стабільність нормального навантаження, температури та впливу навколишнього середовища.

Визначення твердості здійснено за Брінеллем (ГОСТ 9012), за Виккерсом (ГОСТ 2999) та приладах мікротвердості типу ПМТ-3 (ГОСТ 9450) [221 – 223].

Визначення твердості за Брінеллем проведено відповідно до ГОСТ 9012-59 шляхом вдавлювання в поверхню зразка сталевої кульки діаметром 10 мм із зусиллям 3000 кгс (29420 Н) при витримці 10 с [221]. Діаметр відбитка виміряно за допомогою вимірювального мікроскопа. Випробування проведено на приладі ПМТ-3, що задовольняє вимогам ГОСТ 23677-79 з наконечником за ГОСТ 9377-81 по методу ГОСТ 2999-75 [222, 224, 225].

Загальне збільшення мікроскопа приладу ПМТ-3 при візуальних спостереженнях і вимірах 40-кратним епіоб'єктивом ОЕ-6 з апертурою А = 0,65 (фокусна відстань F = 6,16) і гвинтовим окулярним 15-кратним мікрометром АМ9-3 рівно 485 – 487. Ціна поділки барабанчика окуляра – 0,3 мкм, ціна поділки шкали 30 мкм. Визначення твердості проведено в трьох зонах мікрошліфа.

Визначення зносу вертикальної та похилої стінок фрикційних клинів проведено відповідно до вимог ЦВ-0015 [216].

3.3.2 Нормативна документація методики проведення експериментальних досліджень трибологічних якостей матеріалу фрикційних клинів

У відповідності до вимог ГОСТ 9246-2004 для нормального гасіння коливань вантажного вагона повинна виконуватися умова заданого коефіцієнта відносного тертя $\varphi_{тр}$ = 0,08 – 0,16. Коефіцієнт відносного тертя фрикційних гасителів коливань у ресорному підвішуванні складає: під максимально допустимим навантаженням 0,08 – 0,12, під тарою 0,10 – 0,16 [31].

Оцінку якості та службових властивостей ресорного підвішування проведено за наступною програмою:

1. оцінка стану поверхонь досліджуваних деталей:

– відповідність вимогам креслення на конкретну деталь (№ 100.30.001-1, М1698.00.002 «Клин фрикційний»; №100.00.008-1 «Планка фрикційна»), наявність поверхневих дефектів та їх розміри за ГОСТ 19200-80 для литих та ГОСТ 21014-88 – для прокатних виробів [226, 227];

– шорсткість за ГОСТ 9378-93 [228];

2. контроль відповідності розмірів і величини зразків вимогам креслень проведено за допомогою перевірочної лінійки 2-го класу точності ГОСТ 8026-92 та набору щупів; контроль геометричних розмірів виконано штангенциркулем 0-500 ГОСТ 166-89; контроль довжини основи (повноти) фрикційного клину та контроль куту 90º і 45°, знос похилої та вертикальної поверхонь клину визначено за допомогою шаблону фрикційного клину Т914.09.000, 1914.20.000 [229, 230];

3. визначення твердості на поверхні виробів за методом Брінелля за ГОСТ 9012-59 на твердомірі ТШ-2 [221];

4. вимір твердості по товщині виробу (фрикційного клина) за Вікерсом (ГОСТ 2999-75) при навантаженні 10 кг з кроком 0,5 – 1,0 мм [222];

5. дослідження зносостійкості зразків металу фрикційних клинів (по Амслеру);

6. визначення межі витривалості на зразках, виготовлених з вертикальної стінки фрикційних клинів за ГОСТ 25.502-79 [231].

3.4 Результати експериментальних досліджень трибологічних властивостей фрикційних клинів

Відповідно до вимог [144, 145], оцінка міцності фрикційного клина візка вантажного вагона проводилася з врахуванням одночасної дії зусиль за розрахунковими режимами, а також місцевих сил.

Основний недолік відомого клина полягає у його нерівномірному зношуванні похилої та вертикальної робочої поверхонь, а також похилої поверхні надресорної балки та фрикційної планки [170 – 188].

Аналіз геометрії заокруглення та дослідження характеру зносу фрикційного клину, показали, що зі зменшенням радіуса заокруглення вертикальної робочої поверхні зазор прилягання фрикційного клину до фрикційної планки збільшується [4, 5, 14, 45, 168]. Розрахунок радіуса заокруглення вертикальної робочої поверхні фрикційного клину проведено виходячи з розрахункової схеми, рис. 3.3 [168].

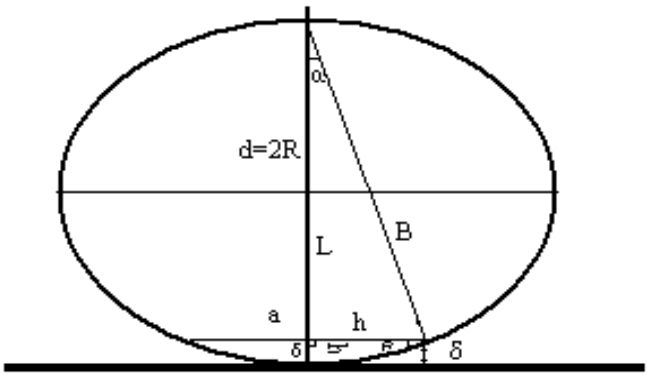


Рисунок 3.3 – Розрахункова схема радіуса заокруглення вертикальної робочої поверхні фрикційного клину

$$tg\alpha = \frac{\delta}{h} = \frac{h}{2R-\delta}. \tag{3.1}$$

$$2R-\delta = \frac{h^2}{\delta},$$

$$2R = \frac{h^2}{\delta} + \delta,$$

$$R = \frac{\frac{h^2}{\delta} + \delta}{2},$$

де R – шуканий радіус заокруглення поверхні фрикційного клину, мм;

δ – зазор між поверхнею клина та фрикційною планкою, мм;

h – ширина поверхні фрикційного клина.

Результати розрахунку радіуса заокруглення в залежності від зазору між циліндричною поверхнею фрикційного клину і пласкою поверхнею планки представлені на графіку, рис. 3.4 [14, 168].

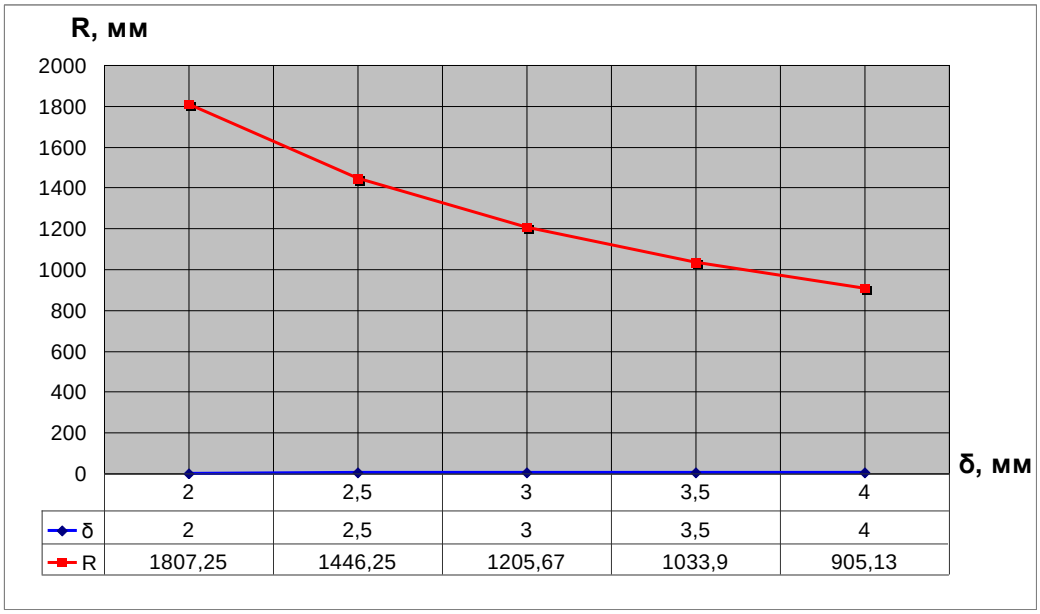


Рисунок 3.4 – Графік залежності величини зазору між поверхнями прилягання фрикційного клину та фрикційної планки від радіуса заокруглення

Дослідження характеру зносу поверхонь тертя серійної (нової та вилученої з експлуатації) та пропонованої конструкції клину трибологічної пари «фрикційний клин – фрикційна планка», проводилося на машині тертя МП-1 (рис. 3.1).

Досліджувана деталь 7 встановлювалася на столі верстату 8 та закріплювалася у тисках. Поєднання вісей досліджуваних деталей здійснювалося переміщенням пристосування з випробовуваною деталлю 6 відносно другої досліджуваної деталі 7 на столі верстата 8. Механічним динамометром 11 контролювалося зусилля навантаження досліджуваних зразків 6, 7.

Експериментальні дослідження проводили на зразках у вигляді «зірочок», виготовлених зі сталі, твердістю 140 НВ та сірого чавуну, твердістю 227 НВ. Контртілом при випробуваннях служили ролики, виготовлені з матеріалу

серійних фрикційних планок зі сталі 30ХГСА за ГОСТ 4543, твердістю 350 НВ [232].

При аналізі впливу механічних властивостей, структури та хімічного складу сталі 25Л ГОСТ 977-88 [233] і сірого чавуну СЧ25 ГОСТ 1412-85 [234] на технічні та службові характеристики фрикційного клину, встановлено, що основним фактором є вплив твердості матеріалу на зносостійкість деталі [5, 46]. Варто зауважити, що зі зменшенням твердості матеріалу досліджуваних зразків, їх знос помітно зріс. Під час випробувань зразків м'яких матеріалів (сталь 25Л, сірий чавун СЧ25) на поверхні відбувався процес мікросхватування, наволакування металу з подальшим відділенням продуктів зносу у вигляді пелюсток деформованого металу. Робота «сталь по сталі» призводить до сильного абразивного зносу, задирам, схоплюванню.

Досліджуючи структуру робочих поверхонь фрикційного клину (рис. 3.5). можна сказати, що сила тертя пов'язана з тим, що на мікроскопічному рівні дотичні поверхні дуже шорсткі.

а б в

Рисунок 3.5 – Загальний вигляд зносу досліджуваної похилої (а) та вертикальної (б) робочої поверхонь фрикційного клину та фрикційної планки (в)

При ковзанні взаємодіючих поверхонь мікронерівності зачіпають одна одну і в точках дотику «зчіплюються». При подальшому відносному русі ці зчеплення рвуться. Можливе також руйнування мікронерівностей, так зване «пропахування».

Для фрикційного клину з сірого чавуну характерна низька чутливість до впливу зовнішніх концентратів напружень при циклічних навантаженнях, високий коефіцієнт поглинання коливань при вібраціях [21, 26, 217].

Клини з сірого чавуну в 2...2,5 рази знижують знос похилих поверхонь надресорних балок внаслідок присутності в чавуні графіту [21, 26, 217]. Конструкційна міцність клину має багаторазовий запас, а його трибологічні властивості, що визначаються нормативним параметром – коефіцієнтом відносного тертя, знаходяться у широкому діапазоні застосовуваних матеріалів і в значній мірі залежать від зовнішніх факторів експлуатації фрикційних клинів [5, 46].

При використанні чавунних клинів поліпшується робота вузла гасіння коливань візків вантажних вагонів унаслідок усунення або значного зниження таких негативних явищ, як схоплювання, задири, абразивний знос, що мають місце при застосуванні сталевих клинів [5, 46].

Чавунні фрикційні клини на відміну від сталевих забезпечують нормативний діапазон коефіцієнта відносного тертя (0,08 – 0,16) протягом міжремонтного пробігу вагона (незважаючи на знос вертикальної та похилої поверхонь клинів у процесі експлуатації) (рис. 3.6) [5, 46].

У ході проведених експериментальних досліджень встановлено, що поверхні дотику фрикційний клин – фрикційна планка не пласкі, як раніше вважалося. Фрикційний клин має циліндричну поверхню дотику, а фрикційна планка – пласку (рис. 3.7) [14, 168].

Таким чином, у процесі експлуатації фрикційного гасителя коливання візка моделі 18-100 площина робочої поверхні фрикційного клину нерівномірно зношується (рис. 3.8) [168]. Різна величина зносу клину для однакового пробігу обумовлена багатьма факторами: початковим притисненням при установці в підвішуванні візка; типом і фактичним завантаженням вагона в експлуатації; маршрутом прямування вагона; властивістю матеріалів контактуючих поверхонь [5].

а б

Рисунок 3.6 – Дослідне визначення коефіцієнту відносного тертя пари «фрикційний клин – фрикційна планка» у вертикальному (а) та поперечному (б) напрямку

Рисунок 3.7 – Поверхні дотику трибологічної пари «фрикційний клин – фрикційна планка»

Рисунок 3.8 – Досліджуваний зразок фрикційного клину

На підставі проведених досліджень встановлено, що сила тертя, виникаюча в гасителі, залежить від конфігурації профілю зносу та матеріалу виконання [5]. При кількісній оцінці та статистичному аналізі

експериментальних даних сумарного зносу вертикальної та похилої поверхонь фрикційних клинів, пробігу до чергового планового ремонту, середньої залишкової твердості матеріалу в зонах зносу, виявлена залежність пробігу від приведеної залишкової твердості матеріалу клина [46].

3.5 Оцінка точності результатів експериментальних досліджень

Для оцінки точності результатів випробувань визначено похибки вимірювань шуканих величин. Визначення похибок прямих багаторазових вимірювань проведено відповідно до вимог [235 – 237].

Випадкові похибки результатів спостережень виключено шляхом введення правок і ліквідації грубих помилок відповідно до [237] з урахуванням рекомендацій.

Середнє арифметичне значення результатів спостережень визначено за формулою та прийнято за результат вимірювань:

$$\bar{x} = \frac{x_1 + x_2 + \dots x_n}{n} = \frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}(x_i), \tag{3.2}$$

де x_i – i-тий результат спостереження;

n – число результатів спостережень.

Середньоквадратичне відхилення результатів вимірювань розраховано за формулою:

$$\sigma_n = S(x) = \sqrt{\frac{1}{n}\sum_{i=1}^{n}\left(x_i - \bar{x}\right)^2}. \tag{3.3}$$

В якості меж складових невиключеної систематичної похибки Θ прийнято межі допустимих основних похибок засобів вимірювань, якщо випадкові складові похибки нехтуємо малі.

Довірчу межу похибки результату вимірювань обчислено за формулою [237]:

$$\Delta = \Theta = \kappa\left(\sum_{i=1}^{m}\Theta_i^2\right)^{1/2}, \qquad (3.4)$$

де Θ – межа невиключеної систематичної похибки;

k – коефіцієнт, визначається прийнятою довірчою ймовірністю P=0,95;

Θ_i – межа i-тої довірчої похибки;

m – число невиключених складових систематичної похибки.

В даному випадку

$$\Theta = 1{,}1\left(\sum_i\left(\Theta_{np}^2\right) + \Theta_{зч}^2\right), \qquad (3.5)$$

де $\Theta_{np_i} = \dfrac{\delta_{np_i} N_{np}}{100\%} = \Delta_{np_i}$ – межа допустимої похибки засобу вимірювання;

δ_{np_i} – відносна похибка (клас точності засобу вимірювання);

N_{np} – верхняя межа діапазону шкали засобу вимірювання;

$\Theta_{зч}$=(0,25…0,5)$d_{\text{пр}}$ – похибка зчитування показу зі шкали приладу;

$d_{\text{пр}}$ – ціна поділки шкали приладу.

При цьому середньоквадратична відносна похибка вимірювання при прийнятій довірчій ймовірності становить

$$\sigma = \frac{\Theta}{2N_{вим}}, \qquad (3.6)$$

де $N_{вим}$ – вимірювана величина.

Результати прямих вимірювань представлено у формі $\bar{x} \pm \Delta$.

За результатами оцінки похибок вимірювань уточнено число вимірів і зроблено висновок про досконаліть даної методики випробувань і

правильності вибору класу точності, при цьому, відносна похибка вимірювання не перевищувала відповідну величину, зазначену в довідковій літературі [235].

Оцінку похибки засобів вимірювання проведено за їх метрологічними характеристиками, основною з яких, є клас точності, який визначається межами основної та додаткової похибок. Останні встановлено у вигляді абсолютної Δ та приведеної відносної δ похибок і визначено за формулами:

$$\Delta = \pm \frac{k x_N}{100}, \tag{3.7}$$

$$\delta_{пр} = \pm \frac{\Delta}{x_{вим}} 100\% = \pm \frac{x^{вм} k_T}{x_{вим}}, \tag{3.8}$$

де Δ – абсолютна похибка виміру, виражена в одиницях вимірюваної величини;

x_N – нормоване значення, виражене в одиницях вимірюваної величини;

$x_{вим}$ – виміряне значення;

k_T – клас точності приладу;

$\delta_{пр}$ – відносна похибка виміру приладу;

$x^{вм}$ – верхня межа виміру приладу.

Нормуюче значення x_N прийнято рівним:

– для засобів вимірювальної техніки з односторонньою шкалою – верхньої межі вимірювань ($x^{вм}$);

– для засобів вимірювальної техніки з двосторонньою шкалою – арифметичній сумі верхньої та нижньої межі вимірювань ($|x^{вм}| + |x_{нм}|$);

– для засобів вимірювальної техніки з безнульовою шкалою – різниці верхньої та нижньої межі вимірювань ($x^{вм} – x_{нм}$), тобто діапазону вимірювань.

Похибки непрямих вимірювань визначено відповідно до рекомендацій [235].

3.6 Обробка результатів експериментальних досліджень трибологічних властивостей матеріалу фрикційних клинів

Робота сил тертя у фрикційному клиновому гасителі коливань в процесі експлуатації вагона [170 – 188] неминуче викликає знос його робочих поверхонь. Знос характеризує втрату металу при роботі трибосполучень і визначає довговічність вузла тертя. Енергетичні втрати від тертя (робота сили тертя) досить істотні [238]. При цьому виділена енергія розсіюється в навколишнє середовище, а її величина впливає на коефіцієнт корисної дії робочого сполучення. Крім того, фрикційний розігрів контактуючих робочих поверхонь деталей сполучення, може призвести до зміни виду та порушення фрикційного зв'язку і вплинути на довговічність вузла тертя в сторону його зниження.

Термін служби елементу трибосполучення (при допущенні, що за цей період $I_h = const$) в загальному випадку визначено залежністю [239]:

$$t = \pm \frac{[\Delta]}{I_h \cdot V_к}, \tag{3.9}$$

де [Δ] – допустимий знос елементу;

$V_к$ – швидкість ковзання на поверхні тертя.

Експлуатаційні властивості фрикційного клину при кількісній оцінці характеризуються даними про технічний стан, які визначено на підставі результатів фізичних вимірювань:

– величина пробігу від планового ремонту (Р), тис.км;

– величина зносу вертикальної поверхні стінки клину ($Z_в$), мм;

– величина зносу похилої поверхні стінки клину ($Z_п$), мм;

– величина сумарного зносу похилої та вертикальної поверхні стінок клину ($Z_{заг}$), мм;

– середня залишкова твердість вертикальної поверхні стінки клину ($T_{срв}$), НВ;

– середня залишкова твердість похилої поверхні стінки клину ($T_{срп}$), НВ;

– середня сумарна залишкова твердість клину ($T_{ср}$), НВ;

Середнє значення залишкової твердості вертикальної та похилої поверхні стінок клину визначено шляхом вимірювання твердості T_1, T_2, T_3 та T_4 в чотирьох контрольних точках на кожній поверхні, з подальшим їх усередненням:

$$T_{срв(п)} = (T_{1в(п)+}T_{2в(п)+}T_{3в(п)+}T_{4в(п)})/4. \quad (3.10)$$

Величину сумарного зносу похилої та вертикальної поверхні стінок клину визначено як:

$$Z_{заг} = Z_п + Z_в. \quad (3.11)$$

Середню сумарну залишкову твердість клину визначено наступним чином:

$$T_{ср} = (T_{срв}+ T_{срп})/2. \quad (3.12)$$

3.7 Засоби вимірювань досліджуваних зразків

Перелік та характеристики контрольно-вимірювальних приладів, застосованих у процесі випробувань наведено у таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 – Контрольно-вимірювальні прилади

Вимірювальний прилад, тип	Межа виміру, оберти за хвилину	Клас точності, ціна поділки, похибка вимірювання
Штангенциркуль 0-500, ГОСТ 166-89	0…500 мм	ц.п. 0,02; 0,05; 0,1 мм ± 0,03…0,1
Лінійка перевірочна, ГОСТ 8026-92	400 мм	кл. точн. 2

Продовження таблиці 3.3

Набір щупів, набір №4, ТУ 2-034-225-87	0,01…1 мм	± 1
Твердомір ТШ-2	8…450 НВ	± 1 навантаження, ± 4…5 показників твердості
Твердомір портативний комбінований МЕТ-УД	20 ÷ 67 HRC 75 ÷ 650 HB 75 ÷ 1000 HV 23 ÷ 102 HSD 378 ÷ 1736 Rm	± 1,5 ± 10 ± 12 ± 2 5%
Машина тертя МП-1 на базі 2М112	450 ÷ 4500 об/хв	± 0,1
Динамометр механічний заг. призн. ДПУ-1-2, УХЛ 4,2, ГОСТ 13837-79	діап. вим. 0,05 – 1кН	кл.точн. 2 ц.п. 0,01 кН ± 2
Мікротвердомір типу ПМТ-3, ГОСТ 9450	0,0196…4,9 Н 0,002…0,500 кгс	ц. п. бар.окул. 0,3 мкм, ц. п. шкали 30 мкм 2%
Стендове обладнання	стиснення 0…250 т згинання 0…50 т розтяг 0…200 т	± 1
Тензорезистори «VEDA», тип КФ4Р1-5-400, КФ5Р1-3-400, КФ5Р2-3-400	діап. вим. деформ. -3000…+3000	поріг чутливості 2,3 ± 1%
Тахометр АТ-8 професійний цифровий	діап. вим. 2 – 20000 об/хв. (контактно); 2 – 99999 об/хв. (безконтактно)	± 0,05%
Секундомір СОП пр-2а-3-000 «Агат» 4282, ГОСТ 5072-79	0…60 с., 0…30 хв	кл. точн. 2 ± 1,0 с ц.п. 0,2 с; 1 хв.
Шаблон фрикційного клину Т914.09.000СБ, 1914.20.000	309×26×245 мм	–

Висновки за розділом 3

1. Експериментальні дослідження трибологічних властивостей гасителя коливань візка вантажного вагона проведено з використанням спеціально розробленого обладнання та за участю наступних досліджуваних зразків: фрикційна планка зі сталі 30ХГСА за ГОСТ 4543 «Планка фрикційна»; фрикційні клини серійної конструкції «Клин Ханіна», виготовлені зі сталі марки 25Л за ГОСТ 977-88, сірого чавуну марки СЧ25 за ГОСТ 1412-85 «Клин фрикційний» та пропонованої конструкції.

2. За результатами експериментальних досліджень встановлено: робочі поверхні взаємодії фрикційного клину з фрикційною планкою не пласкі, фрикційний клин має циліндричну поверхню дотику, через нерівномірність зношування в процесі експлуатації, а фрикційна планка – пласку. Зі зменшенням радіуса заокруглення вертикальної робочої поверхні фрикційного клину зазор прилягання до фрикційної планки збільшується.

3. Встановлено, що сила тертя залежить від профілю зносу та матеріалу взаємодіючих елементів «надресорна балка – фрикційний клин – фрикційна планка». Фрикційні клини з сірого чавуну СЧ25 на відміну від сталевих, забезпечують нормативний діапазон коефіцієнта відносного тертя (0,08 – 0,16) протягом міжремонтного пробігу вагона та в 2...2,5 рази знижують знос похилих поверхонь надресорних балок.

РОЗДІЛ 4. КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ ВАНТАЖНОГО ВАГОНА З ДОСЛІДЖУВАНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ РЕСОРНОГО ПІДВІШУВАННЯ

Моделювання динаміки руху транспортних засобів в даний час грає ключову роль у розвитку та розробці сучасного транспорту. Комп'ютерні програми дозволяють ефективно виконувати багатофакторний багатофазний аналіз розв'язуваної задачі, прогнозувати поведінку проектованих механічних конструкцій або всього транспортного засобу в різноманітних ситуаціях без необхідності створення прототипу, допомагають звести до мінімуму фінансові та трудомісткі витрати розробки транспортного засобу та вибрати інженеру найбільш відповідний варіант [20, 240].

Беззаперечна перевага програм моделювання – здатність проаналізувати реакцію транспортного засобу на рух на певних ділянках колії, таких як з'єднання рейок або криволінійні ділянки залізничної колії, що характеризуються значним зносом, де змінну геометрію однієї або обох рейок необхідно визначити в імітаційній моделі [20, 240].

4.1 Аналіз результатів теоретичних досліджень динаміки руху вантажних вагонів

Для оцінки впливу основних динамічних характеристик вантажних вагонів на швидкісні режими при різному завантаженні вагонів та у всьому діапазоні швидкостей їх руху, проведені додаткові дослідження [5]. Результати динамічних показників від збурень, діючих на порожній та завантажений напіввагон на візках 18-100, з урахуванням встановлених на залізницях України швидкостей руху вантажних вагонів [241] не більше 80 км/год для порожніх та не більше 90 км/год для навантажених, представлені на рис. 4.1 та рис. 4.2 [5, 97, 242].

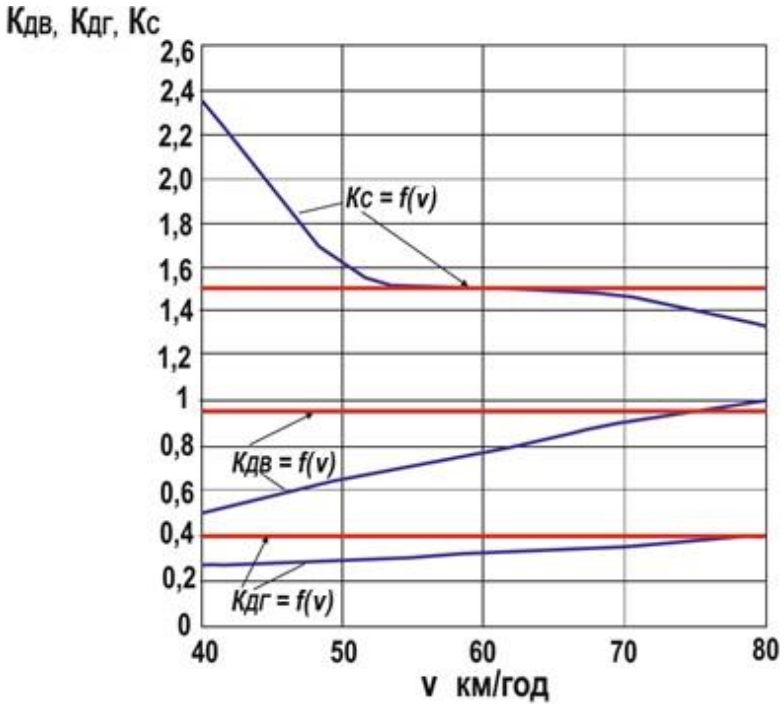


Рисунок 4.1 – Залежність коефіцієнта вертикальної динаміки (Кдв), коефіцієнта горизонтальної динаміки (Кдг), коефіцієнта стійкості (Кс) від швидкості руху порожнього напіввагону

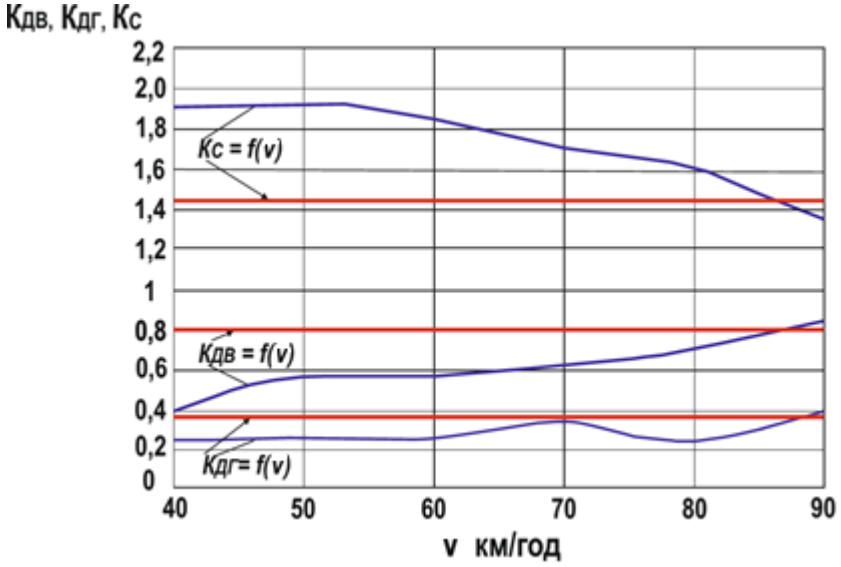


Рисунок 4.2 – Залежність коефіцієнта вертикальної динаміки (Кдв), коефіцієнта горизонтальної динаміки (Кдг), коефіцієнта стійкості (Кс) від швидкості руху завантаженого напіввагону

На даних рисунках горизонтальною лінією позначені допустимі значення динамічних показників вантажних вагонів, крива лінія показує поведінку вантажного напіввагону при збільшені швидкості руху.

Діючі в даний час величини динамічних показників для вантажних вагонів наведені у таблиці 4.1 та 4.2 [145, 243].

Таблиця 4.1 – Нормативні значення динамічних показників елементів вагона

Оцінка руху	Коефіцієнт динаміки (вертикальний)		Рамні сили у частках осьового навантаження P_o		Вертикальні [$a_в$] і горизонтальні [$a_г$] прискорення в частках g			
	[$\kappa_{дв}$] не більше ніж		[H_p/P_o] не більше ніж		[$a_в$] не більше ніж		[$a_г$] не більше ніж	
	порожн.	завант.	порожн.	завант.	порожн.	завант.	порожн.	завант.
Кузов вагона								
Відмінний	0,50	0,20	_	_	0,50	0,20	0,20	0,10
Добрий	0,60	0,35	_	_	0,60	0,35	0,25	0,15
Задовільний	0,70	0,40	_	_	0,70	0,45	0,40	0,30
Допустим	0,75	0,65	_	_	0,75	0,65	0,55	0,45
Необресорені елементи рами візка вагона								
Відмінний	0,60	0,50	0,25	0,20	0,65	0,55	0,30	0,25
Добрий	0,75	0,70	0,30	0,25	0,80	0,75	0,35	0,30
Задовільний	0,85	0,80	0,38	0,30	0,90	0,85	0,50	0,35
Допустимий	0,90* 0,98*	0,85* 0,90*	0,40	0,38	0,98	0,90	0,55	0,45

* У чисельнику – значення для розвантаження, у знаменнику – довантаження.

Примітка 1. Допустимий – показник, значення якого не може бути перевищенно за проектних умов експлуатації.

Примітка 2. Показники для необресорених елементів рами візка вантажного вагона встановлено лише для коливань основного тону, тобто коливань кузова на ресорах.

Таблиця 4.2 – Показники взаємодії колії та рухомого складу (вантажні вагони)

Найменування критерія	Метод визначення	Значення критерія для вантажного вагона
Коефіцієнт запаса стійкості проти сходу колісної пари з рейок	Експериментальний	1,3
Коефіцієнт вертикальної динаміки необресореної рами візка вантажного вагона	Експериментальний	0,85 – для порожніх; 0,80 – для завантажених.
Коефіцієнт вертикальної динаміки кузова вантажних вагонів	Експериментальний	0,70 – для порожніх; 0,60 – для завантажених.

Продовження таблиці 4.2

Вертикальні прискорення рами візка	Експериментальний	0,90g – для порожніх з необресореною рамою візка; 0,85g – для завантажених з необресореною рамою візка, g = 9,81 м/с^2 – прискорення вільного падіння.
Вертикальні прискорення кузова вагона	Експериментальний	0,70g – для порожніх; 0,60g – для завантажених.
Горизонтальні прискорення рам візків	Експериментальний	0,50g – для порожніх з необресореною рамою візка; 0,35g – для завантажених з необресореною рамою візка.
Горизонтальні прискорення кузова вагона	Експериментальний	0,30g – для порожніх; 0,25g – для завантажених.
Показник плавності руху у вертикальній та горизонтальній площині	Експериментальний	4,0 – вантажні вагони, вантажі.

Усі три динамічних показника виходять за допустимий діапазон значень при швидкостях, близьких до 80 км/год для порожнього та 90 км/год для завантаженого напіввагону. Подальше підвищення швидкості руху вантажних вагонів призведе до погіршення динамічних показників [5, 10]. Увесь діапазон експлуатаційних швидкостей лежить в докритичній та критичній областях коливань вагону, тому демпфірування коливань – є вирішальним фактором для забезпечення задовільних ходових якостей вагонів [5, 10].

Для дослідження впливу конструкційних змін елементів фрикційного гасіння коливань в системі ресорного підвішування на показники якості ходу удосконалено комп’ютерну модель вантажного вагона в програмному комплексі «Универсальный механизм» («UM») [244] на прикладі напіввагона моделі 12-7019 виробництва «КВБЗ» на серійних візках моделі 18-100 та візках з удосконаленим ресорним підвішування [20, 189, 190, 199, 200].

4.2 Мета та задачі досліджень

Мета комп'ютерного моделювання руху вантажного вагону – дослідження, отримання та аналіз показників якості ходу напівагона 12-7019 «КВБЗ» з серійною та удосконаленою конструкцією елементів фрикційного гасіння коливань в системі ресорного підвішування.

Основні задачі, які було вирішено в процесі комп'ютерного моделювання [20, 189, 190, 199, 200]: удосконалено комп'ютерну модель вантажного вагона, яка враховує конструкційні зміни елементів фрикційного гасіння коливань в системі ресорного підвішування і дозволяє дослідити динаміку руху напіввагона; для оцінки показників якості ходу напіввагона визначено: коефіцієнт запасу стійкості від сходу з рейок; коефіцієнти вертикальної та горизонтальної динаміки.

4.3 Методика створення комп'ютерної моделі динаміки руху вантажного вагона

Алгоритм створення представленої комп'ютерної моделі динаміки руху вантажного вагона [20] показано на рис. 4.3.

Рисунок 4.3 – Алгоритм створення комп'ютерної моделі динаміки вантажного вагона

Комп’ютерна модель динаміки вантажного вагона, розроблена в програмному комплексі «UM 6.0.0» [244] з урахуванням конструкційних особливостей напіввагона 12-7019 «КВБЗ». Ця модель містить дві підсистеми візків «Тележка1» і «Тележка2», кожна з яких включає по дві підсистеми колісних пар («КП1» і «КП2»), що сформовані на підставі використання стандартної підсистеми колісної пари (SubS1), наданої ПК «UM», та чотири підсистеми «Клин1Л», «Клин2Л», «Клин1П», «Клин2П» [12]. Структура моделі динаміки руху напіввагона представлена на рис. 4.4.

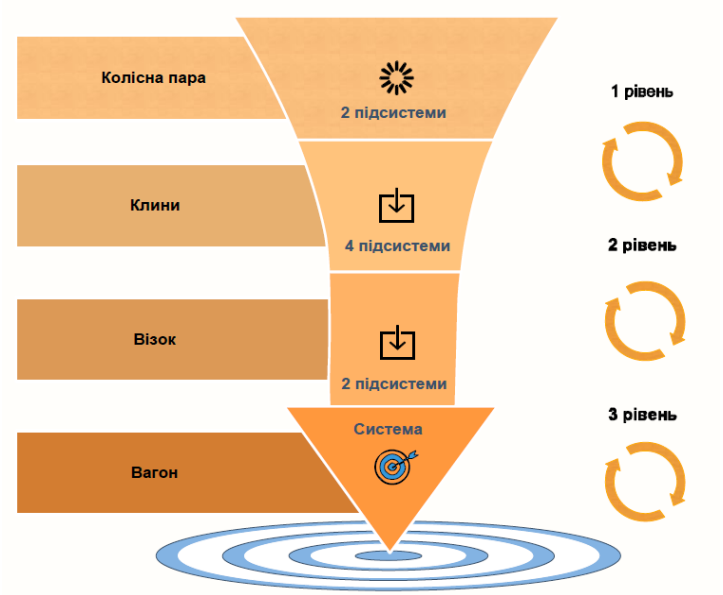


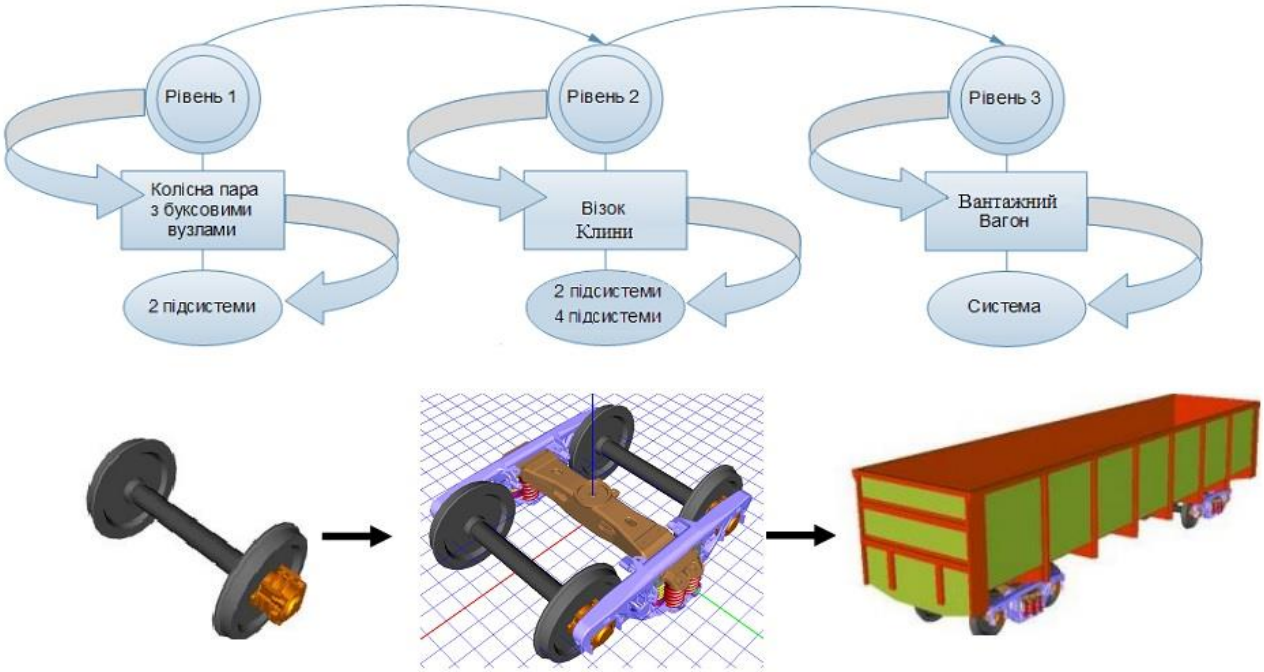
Рисунок 4.4 – Структура моделі динаміки руху напіввагона

Підсистема «КПN», (N – номер колісної пари зі значеннями N=1,2 для кожної підсистеми візків), включає, як тверді тіла, буксові вузли «БуксаЛ» і «БуксаП», з’єднані зі стандартною підсистемою колісної пари обертальними шарнірами щодо поперечної осі [20]. Параметри підсистеми колісної пари представлено в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 – Параметри серійної підсистеми колісної пари

Параметр, розмірність	Позначення	Значення
Маса колісної пари, кг	m_kp	1383
Момент інерції відносно поздовжньої вісі, кг·м^2	Ikp_x	757,65
Момент інерції відносно поперечної вісі, кг·м^2	Ikp_y	127,86
Момент інерції відносно вертикальної вісі, кг·м^2	Ikp_z	757,65
Радіус кола кочення колеса, м	r	0,475

Структурна схема комп'ютерної моделі вантажного вагона на візках типу 18-100 представлена на рис. 4.5 [20].



Кількість ступенів свободи системи – 114; Кількість твердих тіл – 23; Кількість підсистем – 7.

Рисунок 4.5 – Структурна схема комп'ютерної моделі вантажного вагона

Тіла «БуксаЛ» і «БуксаП» мають в моделі графічне представлення, показане на рис. 4.6. Параметри обертальних шарнірів, якими вони з'єднані з стандартною підсистемою колісної пари, визначено за допомогою закладок ПК УМ, як показано на рис. 4.7. Інерційні параметри буксового вузла надано в таблиці 4.4.

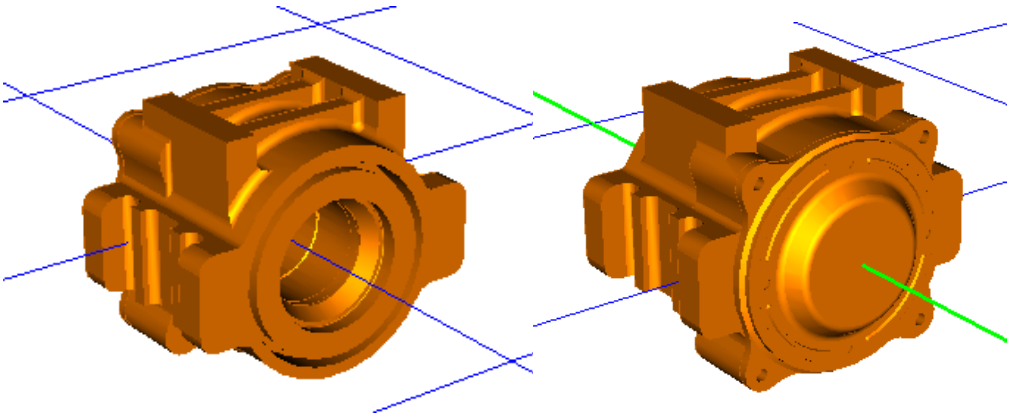


Рисунок 4.6 – Графічне представлення тіл «Букса_Л» і «Букса_П»

Таблиця 4.4 – Інерційні параметри буксового вузла

Параметр, розмірність	Позначення	Значення
Маса букси, кг	mbuksa	105
Момент інерції відносно поздовжньої вісі, кг·м^2	buksa_ix	1,35
Момент інерції відносно поперечної вісі, кг·м^2	buksa_iy	1,59
Момент інерції відносно вертикальної вісі, кг·м^2	buksa_iz	1,77

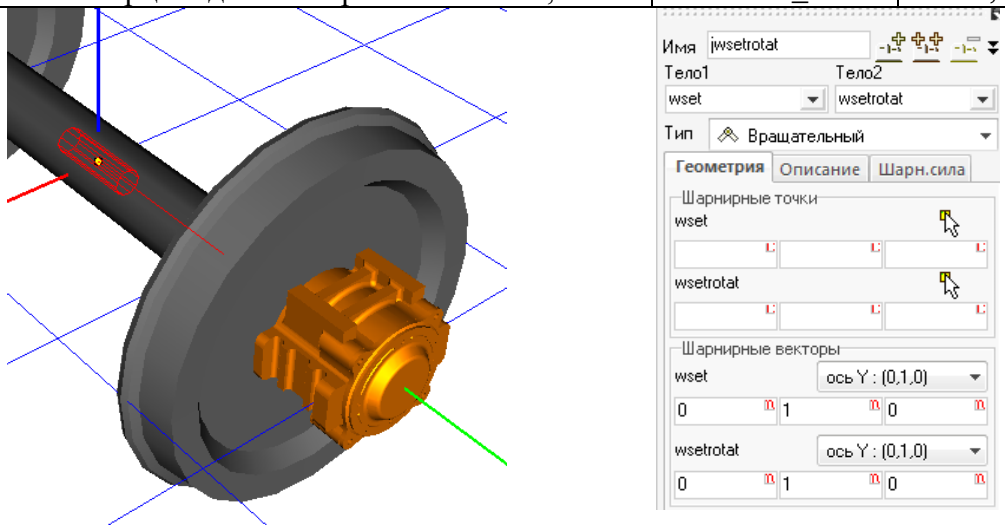


Рисунок 4.7 – Визначення шарнірів «КП1» і «КП2»

Підсистема «Клин» складається з твердого тіла – фрикційного клина, контактних силових елементів, що визначають зв’язки між окремими елементами конструкції. Графічний вигляд тіла «Клин» у моделі та інерційні параметри [20] показано на рис. 4.8.

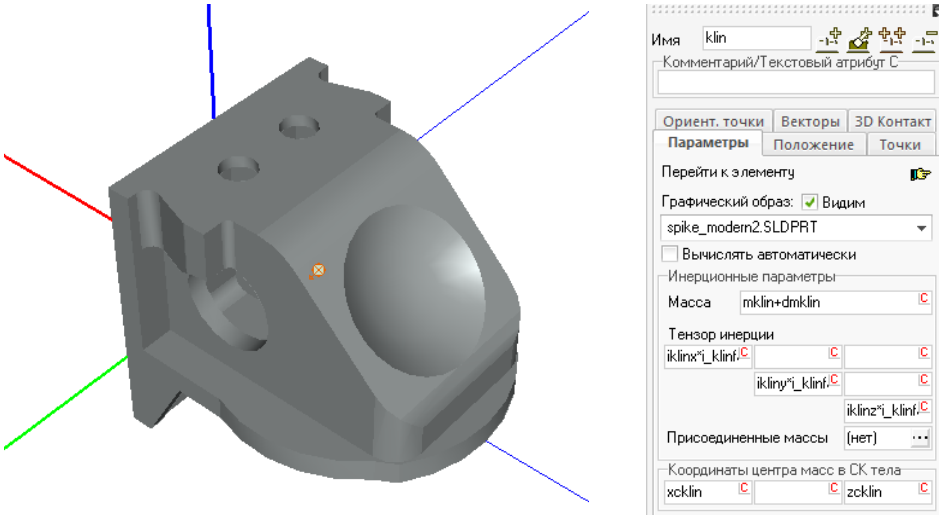


Рисунок 4.8 – Тіло «Клин» зі встановленими параметрами

Значення інерційних параметрів фрикційного клина візка приведено в таблиці 4.5.

Таблиця 4.5 – Інерційні характеристики фрикційного клина

Параметр, розмірність	Позначення	Значення
Маса клина, кг	mklin	15,9
Момент інерції, кг·м^2: - відносно осі X - відносно осі Y - відносно осі Z	 Iklinx *i_klinfactor Ikliny *i_klinfactor Iklinz *i_klinfactor	 0,081 0,103 0,103

В моделі візка напіввагона реалізована контактна взаємодія між фрикційними клинами і деталями екіпажної частини [20]. Місця поверхонь контакту клина з елементами контактної групи зображено на рис. 4.9.

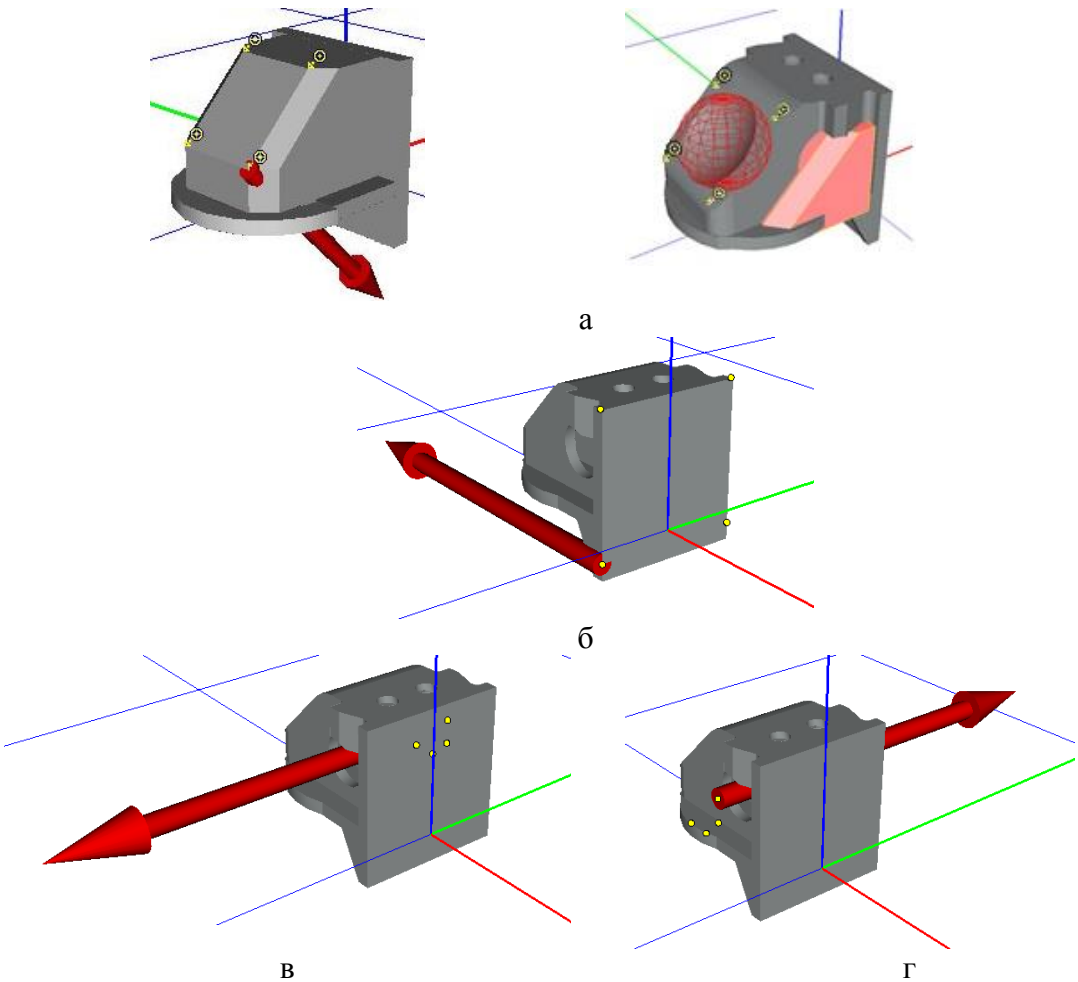


Рисунок 4.9 – Точки контакту фрикційного клина напіввагона

Для моделювання контактної взаємодії клина з бічною рамою і надресорною балкою введено 3 силових елемента типу «Точки-Плоскость» та 1 елемент типу «Сфера-Z поверхность» [20]:

– InclPlane – точки контакту клина з надресорною балкою, 3D – контакт опорної поверхні спирання надресорної балки на фрикційний клин (рис. 4.9, а);

– Lateral – точки контакту клину з бічною рамою, точки знаходяться в вертикальній площині (рис. 4.9, б);

– LeftPlane – точки бічного контакту клину з надресорною балкою, точки лежать в вертикальній площині (рис. 4.9, в);

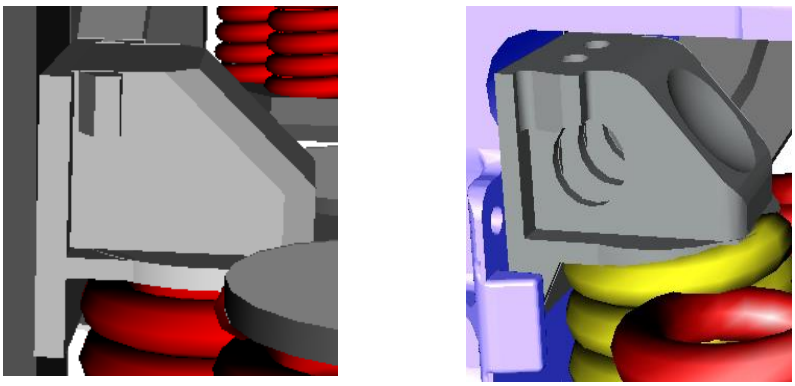
– Rightplane – точки іншого бічного контакту клину з надресорною балкою, точки лежать в вертикальній площині (рис. 4.9, г).

Всі силові елементи описано в підсистемі як зовнішні, тобто не задане друге тіло, що знаходиться в контакті. Силові елементи мають тип близького контакту з автоматичним визначенням нормалі, таблиця 4.6.

Таблиця 4.6 – Параметризація місць контакту

Параметр, розмірність	Позначення	Значення
Коефіцієнт тертя в контакті на вертикальних площинах	Ffricklin	0.3
Коефіцієнт тертя в контакті на бічних площинах	Ffricklin_inc	0.3
Поперечний зазор (люфт) між клином і балкою, м	clearence_c	0.002
Контактна жорсткість в одній точці, Н/м	Cklin	$7x10^7$
Контактна дисипація в одній точці, Н·с/м	Dklin	$8x10^4$
Кут нахилу фрикційної планки до бічної рами в градусах	Beta_klin	1
Завишення (>0) або заниження (<0) клину	Deltaz	-0.006
Коефіцієнт жорсткості при поверхневому контакті «клин-надресорна балка», Н/м	Csurf	$1x10^6$
Коефіцієнт демпфірування при поверхневому контакті «клин-надресорна балка», Н·с/м	Dsurf	$1x10^4$

У комп’ютерній моделі напіввагона створено різні типи клинів, які показано на рис. 4.10.



а б

Рисунок 4.10 – Стандартний (а) і удосконалений (б) фрикційні клини

Підсистема «Тележка» складається з двох включених підсистем – колісних пар «КП1», «КП2»; чотирьох підсистем – «Клин *i*(П)», «Клин *i*(Л)» (*i* = 1..2), твердих тіл – бічних рам візка («РамаЛ» і «РамаП»), надресорної балки («Балка»), силових елементів – циліндричних і тарілчастих пружин [20].

Тіла «РамаЛ», «РамаП» представлені в моделі графічними образами і мають визначені інерційні параметри (рис. 4.11). Значення інерційних параметрів бічної рами візка приведено в таблиці 4.7.

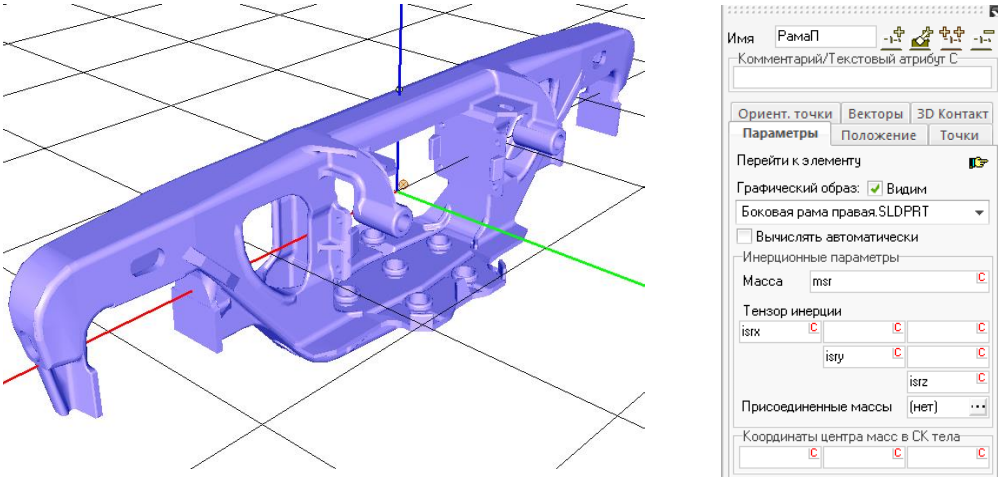


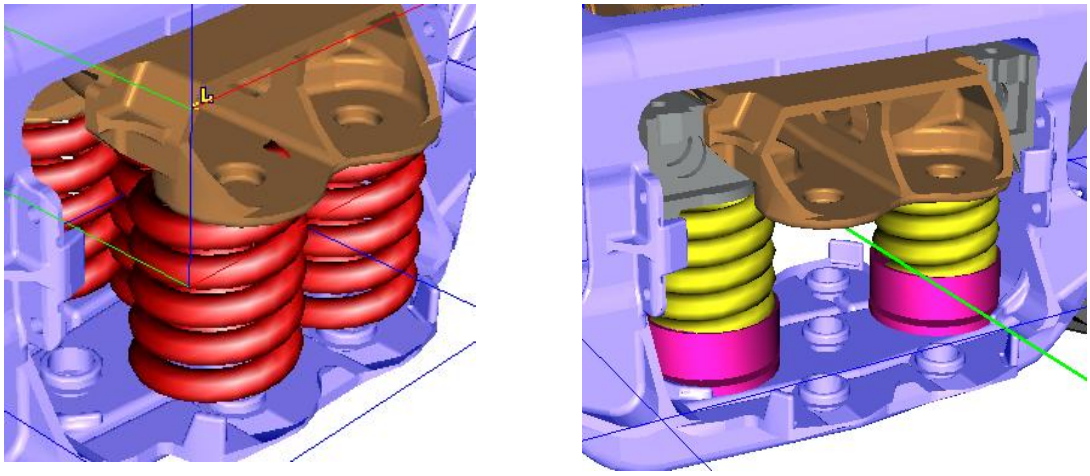
Рисунок 4.11 – Тіло «РамаП» з встановленими параметрами

Таблиця 4.7 – Інерційні характеристики бічної рами візка напіввагона

Параметр, розмірність	Позначення	Значення
Маса рами візка, кг	msr	532
Момент інерції, кг·м^2: - відносно осі X - відносно осі Y - відносно осі Z	 isrx isry isrz	 22,13 176,55 161,25

Тверді тіла «РамаЛ» і «РамаП» шарнірно пов’язані з базовою системою координат «Base0». Припускається, що рама візка має 6 ступенів свободи відносно базової системи координат [20].

Ресорне підвішування візка напіввагона, представленого на рис. 4.12, містить сім дворядних комплектів пружин, п’ять з яких є типовими, а два комплекти, у відповідності до проекту модернізації мають зменшену висоту зовнішніх пружин та укомплектовані пакетом тарілчастих пружин [20]. Технічні характеристики приведено в таблиці 4.8.



а б

Рисунок 4.12 – Графічне відображення пружинних комплектів:
а) під надресорною балкою; б) під клинами.

Таблиця 4.8 – Технічні характеристики елементів пружинних комплектів

Параметр, розмірність	Позначення	Значення
Зовнішня пружина		
Маса, кг	m_spring_out	14,8
Висота у вільному стані, м	h_spring_out	0,249
Кількість робочих витків	np_spring_out	4,0
Середній діаметр пружини, м	d_spring_out	0,170
Діаметр прутка, м	drod_spring_out	0,030
Внутрішня пружина		
Маса, кг	m_spring_ave	7,05
Висота у вільному стані, м	h_spring_ave	0,249
Кількість робочих витків	np_spring_ave	7,0
Середній діаметр пружини, м	d_spring_ave	0,111
Діаметр прутка, м	drod_spring_ave	0,021
Зовнішня підклинова пружина		
Маса, кг	m_spring_ins	11,25
Висота у вільному стані, м	h_spring_ins	0,190
Кількість робочих витків	np_spring_ins	3,0

Продовження таблиці 4.8

Середній діаметр пружини, м	d_spring_ins	0,170
Діаметр прутка, м	drod_spring_ins	0,030
Тарілчаста пружина		
Маса, кг	m_belleville	2,13
Висота, м	h_belleville	0,016
Зовнішній діаметр пружини, м	d_belleville_out	0,22
Внутрішній діаметр пружини, м	d_belleville_ins	0,14
Тарілчаста пружина		
Сила пружини при максимальній деформації, Н	f_deform_belleville	132000
Попередня деформація пружини, м	delta_def_belleville	0,0015
Жорсткість пружини, Н/мм	c_belleville	5084,5

Комплекти пружин ресорного підвішування, які є силовими елементами системи, встановлюються на опорні плити бічних рам та сприймають навантаження від верхньої надбудови. Параметри жорсткості пружинних комплектів приведено в таблиці 4.9.

Таблиця 4.9 – Параметри жорсткості пружинних комплектів

Параметр, розмірність	Позначення	Значення
Жорсткість базових комплектів, Н/м: - відносно осі X - відносно осі Y - відносно осі Z	 clinear_x clinear_y clinear_z	 $2{,}395 \cdot 10^6$ $2{,}395 \cdot 10^6$ $2{,}395 \cdot 10^6$
Жорсткість підклинового комплекту, Н/м: - відносно осі X - відносно осі Y - відносно осі Z	 cspikespring_x cspikespring_y cspikespring_z	 $4{,}79 \cdot 10^5$ $4{,}79 \cdot 10^5$ $4{,}79 \cdot 10^5$
Жорсткість удосконаленого підклинового комплекту, Н/м: - відносно осі X - відносно осі Y - відносно осі Z	 c_modern_spikespring_x c_modern_spikespring_y c_modern_spikespring_z	 $4{,}803 \cdot 10^5$ $4{,}803 \cdot 10^5$ $4{,}803 \cdot 10^5$

Статичне навантаження в вертикальному напрямку (стаціонарна сила пружинного елементу), що діє на один комплект пружин ресорного підвішування [20], визначено за формулою:

$$pst_balka = ((mcuz + 2 \cdot mnb + 8 \cdot mklin) \cdot 9.8 / 4) / 7. \quad (4.1)$$

де *mcuz* – маса кузова вантажного напіввагона (див. табл. 4.13);

mnb – маса надресорної балки (див. табл. 4.12);

mklin – маса фрикційного клина (див. табл. 4.5);

4 – бічні рами 2-х візків напіввагону;

7 – кількість пар пружин ресорного комплекту з 1-єї сторони, тобто 1-єї бічної рами візка напіввагону.

Моделювання контактних сил, що передаються від бічної рами на буксові вузли, виконується за допомогою використання типу контакту «Точки-плоскость» (рис. 4.13, рис. 4.14).

Кожний силовий елемент містить по дві точки контакту, що належать бічній рамі, контактна площина пов'язана з площиною XY колісної пари. Одночасно з передачею вертикального навантаження дані силові елементи забезпечують фрикційний момент при повороті бічних рам відносно колісних пар навколо вертикальної осі, який забезпечується вибором відстані між контактними точками.

Обмеження зміщення бічних рам відносно осей колісних пар в повздовжньому напрямку створено двома силовими елементами для кожної букси: кБукса1ЛХ*e*, кБукса1ЛХ*i* – передня ліва букса, де *e* – зовнішнє обмеження (exterior), *i* – внутрішнє обмеження (interior); кБукса2ЛХ*e*, кБукса2ЛХ*i* – задня ліва букса; кБукса1ПХ*e*, кБукса1ПХ*i* – передня права букса; кБукса2ПХ*e*, кБукса2ПХ*i* – задня права букса [20].

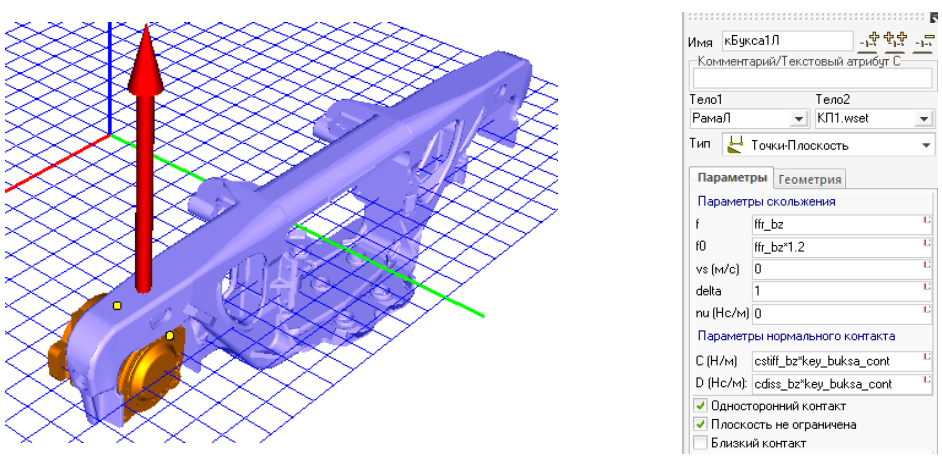
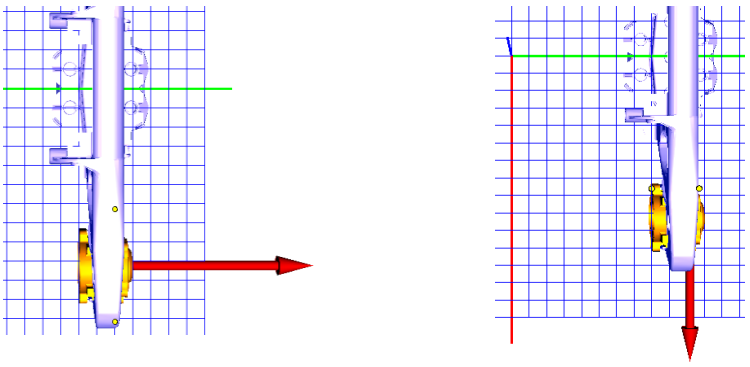


Рисунок 4.13 – Контактні сили між бічною рамою та буксовим вузлом



а б

Рисунок 4.14 – Моделювання контакту в поперечному (а) і повздовжньому (б) напрямках

Координати контактних точок представлено в таблиці 4.10. Параметри контакту приведено в таблиці 4.11.

Таблиця 4.10 – Координати контактних точок буксових вузлів

Назва контакту	Координати контактних точок (на колісній парі, у системі координат «КП№»)	Точка на площині (на рамі, у системі координат «Рама»)	Нормаль до площині (на рамі, у системі координат «Рама»)
кБукса1ЛХe	(0.164, 1.071, 0) (0.164, 0.965, 0)	(1.089+cl_bx, 0, -hr)	(-1, 0, 0)
кБукса1ЛХi	(-0.164, 1.071, 0) (-0.164, 0.965, 0)	(0.761-cl_bx, 0, -hr)	(1, 0, 0)
кБукса2ЛХe	(-0.164, 1.071, 0) (-0.164, 0.965, 0)	(-1.089-cl_bx, 0, -hr)	(1, 0, 0)
кБукса2ЛХi	(0.164, 1.071, 0) (0.164, 0.965, 0)	(-0.761+cl_bx, 0, -hr)	(-1, 0, 0)
кБукса1ПХe	(0.164, -1.071, 0) (0.164, -0.965, 0)	(1.089+cl_bx, 0, -hr)	(-1, 0, 0)
кБукса1ПХi	(-0.164, -1.071, 0) (-0.164, -0.965, 0)	(0.761-cl_bx, 0, -hr)	(1, 0, 0)
кБукса2ПХe	(-0.164, -1.071, 0) (-0.164, -0.965, 0)	(-1.089-cl_bx, 0, -hr)	(1, 0, 0)
кБукса2ПХi	(0.164, -1.071, 0) (0.164, -0.965, 0)	(-0.761+cl_bx, 0, -hr)	(-1, 0, 0)
кБукса1ЛYe	(±0.186, 1.107, 0)	(0.925, 0.089-cl_by, -hr)	(0, 1, 0)
кБукса1ЛYi	(±0.186, 0.929, 0)	(0.925, -0.089-cl_by, -hr)	(0, -1, 0)
кБукса2ЛYe	(±0.186, 1.107, 0)	(-0.925, 0.089-cl_by, -hr)	(0, 1, 0)
кБукса2ЛYi	(±0.186, 0.929, 0)	(-0.925, -0.089-cl_by, -hr)	(0, -1, 0)
кБукса1ПYe	(±0.186, -1.107, 0)	(0.925, -0.089-cl_by, -hr)	(0, -1, 0)
кБукса1ПYi	(±0.186, -0.929, 0)	(0.925, 0.089-cl_by, -hr)	(0, 1, 0)
кБукса2ПYe	(±0.186, -1.107, 0)	(-0.925, -0.089-cl_by, -hr)	(0, -1, 0)
кБукса2ПYi	(±0.186, -0.929, 0)	(-0.925, 0.089-cl_by, -hr)	(0, 1, 0)

Таблиця 4.11 – Параметри контакту буксових вузлів

Параметр, розмірність	Позначення	Значення
Коефіцієнт тертя в режимі ковзання: - в повздовжньому - в поперечному - у вертикальному напрямку	 ffr_bx ffr_by ffr_bz	 0,3 0,3 0,3
Коефіцієнт тертя в режимі зчеплення: - в повздовжньому напрямку - в поперечному напрямку - у вертикальному напрямку	 ffr_bx*1,2 ffr_by*1,2 ffr_bz*1,2	 0,36 0,36 0,36
Умовний коефіцієнт жорсткості в місці контакту, Н/м - в повздовжньому напрямку - в поперечному напрямку - у вертикальному напрямку	 cstiff_bx*key_buksa_cont cstiff_by*key_buksa_cont cstiff_bz*key_buksa_cont	 1 x10^8 1 x10^8 1 x10^8
Умовний коефіцієнт демпфірування в місці контакту, Н·с/м - в повздовжньому напрямку - в поперечному напрямку - у вертикальному напрямку	 cdiss_bx*key_buksa_cont cdiss_by*key_buksa_cont cdiss_bz*key_buksa_cont	 30 000 30 000 30 000
Зазор в буксовому вузлі - в повздовжньому напрямку - в поперечному напрямку	 cl_bx cl_by	 0,005 0,005
Коефіцієнт форми кривої Стрібека	delta	1

Тіло «Балка» має визначені масово-інерційні параметри (рис. 4.13). Значення інерційних параметрів надресорної балки візка напіввагона приведено в таблиці 4.12.

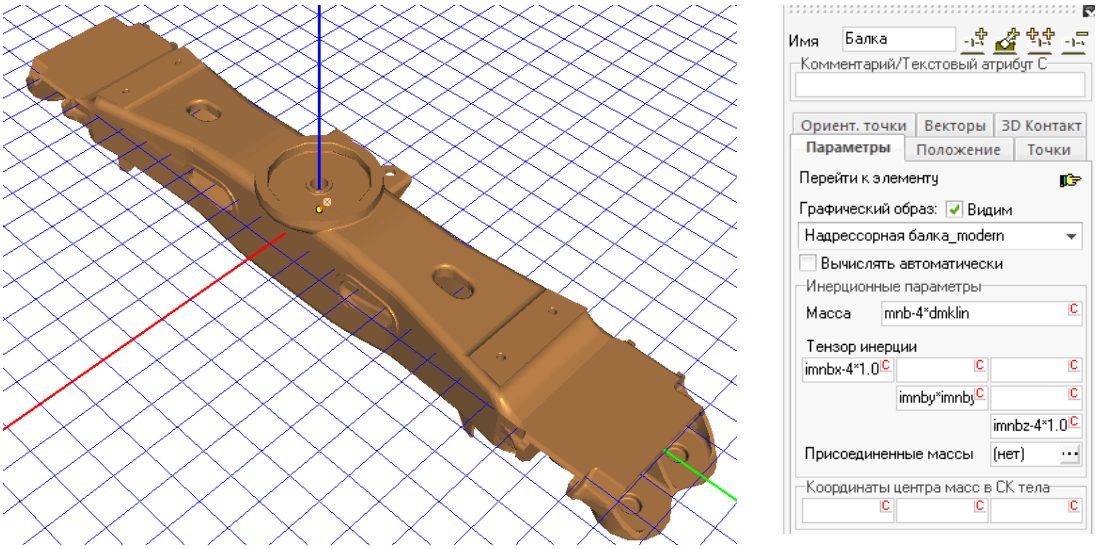


Рисунок 4.15 – Тіло «Балка» з встановленими параметрами

Таблиця 4.12 – Інерційні характеристики надресорної балки візка напіввагона

Параметр, розмірність	Позначення	Значення
Маса надресорної балки візка, кг	mnb	520
Момент інерції, кг·м^2: - відносно осі X - відносно осі Y - відносно осі Z	 imnbx imnby imnbz	 223,67 12,57 224,16

Загальний графічний вигляд підсистеми «Тележка» [20] представлено на рис. 4.16.

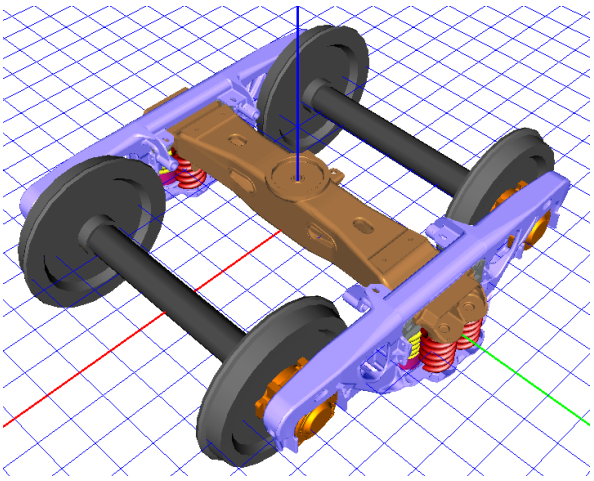


Рисунок 4.16 – Графічний вигляд підсистеми «Тележка»

Систему «Вантажний вагон» сформовано з 23 твердих тіл, 40 лінійних і 86 контактних елементів. Модель напіввагона складається з двох підсистем візків і одного твердого тіла – кузова напіввагона, а також силових елементів, встановлених у місцях контакту ковзунів надресорних балок і опор рами кузова [20].

Графічний вигляд тіла «Кузов» є спрощеним і об’єднаним з рамою (рис. 4.17). Інерційні параметри кузова напіввагона приведено в таблиці 4.13. Тіло «Кузов» пов’язано з базовою системою координат шарніром (jКузов_Base0) з 6 ступенями свободи.

На рис. 4.18 зображено координати контактних точок у системі координат надресорної балки. Для опису контактної взаємодії надресорної балки з кузовом введено 8 контактних точок (рис. 4.19), розташованих по колу

(контактний силовий елемент *ПятникВерт*) [20]. Контактні точки забезпечують можливість перевалки кузова на підп'ятнику.

Ідентифікатори, що відображають контактну взаємодію в підп'ятнику, для передачі вертикального навантаження, приведено в таблиці 4.14.

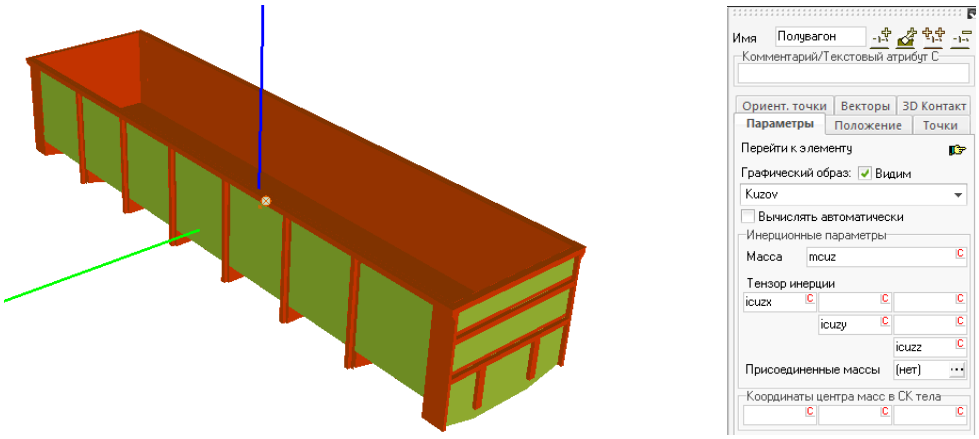


Рисунок 4.17 – Програмне представлення кузова напіввагона

Таблиця 4.13 – Інерційні параметри кузова напіввагона

Параметр, розмірність	Позначення	Значення
Маса кузова напіввагона, кг	mcuz	12500
Момент інерції кузова напіввагона,кг·м^2: - відносно осі X - відносно осі Y - відносно осі Z	 icuzx icuzy icuzz	 31285 225515 245378

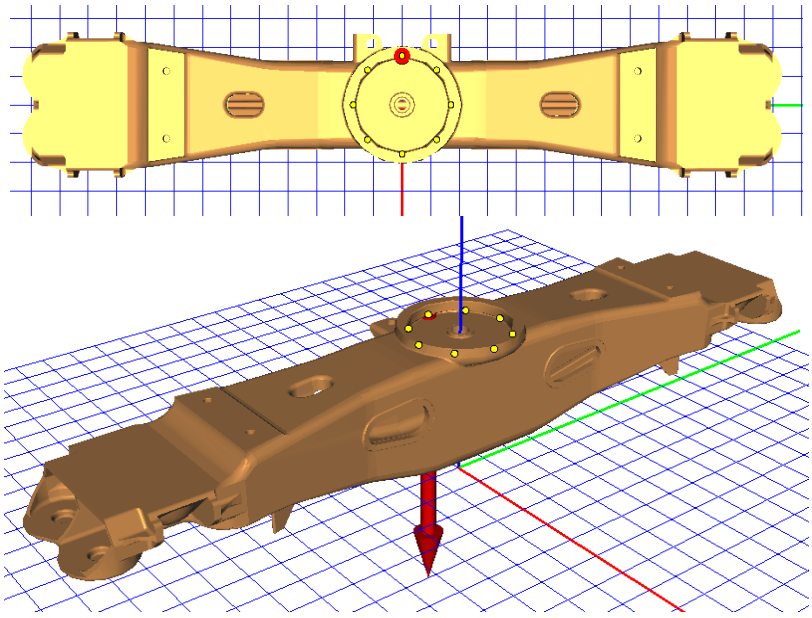


Рисунок 4.18 – Точки контакту в підп’ятнику для передачі вертикального навантаження і перевалки кузова

-contrad		hp-hb
contrad		hp-hb
	contrad	hp-hb
	-contrad	hp-hb
contrad*0.7	contrad*0.7	hp-hb
contrad*0.7	-contrad*0.7	hp-hb
-contrad*0.7	contrad*0.7	hp-hb
-contrad*0.7	-contrad*0.7	hp-hb

Рисунок 4.19 – Ідентифікація контактних точок в СК надресорної балки в діалоговому вікні програми

Таблиця 4.14 – Ідентифікатори контактної взаємодії в підп'ятнику

Параметр, розмірність	Позначення	Значення
Радіус підп'ятника, м	contrad	0,15
Висота підп'ятника над віссю колісної пари, м	hp	0,381
Статичне навантаження на підп'ятники, Н	p0	122625
Статична деформація для розрахунку контактної жорсткості в підп'ятнику	fstcont	0,0003
Жорсткість для однієї точки, Н/м	cstiff_p	25546875
Коефіцієнт тертя в підп'ятнику	ffr_p	0,25

Місце контакту ковзунів надресорної балки та опор рами кузова напіввагона задано площиною з введенням точок спирання з використанням типу контакту «Точки-плоскость» [20]. Такий елемент забезпечує силову дію як в дотичному, так і нормальному напрямках (рис. 4.20).

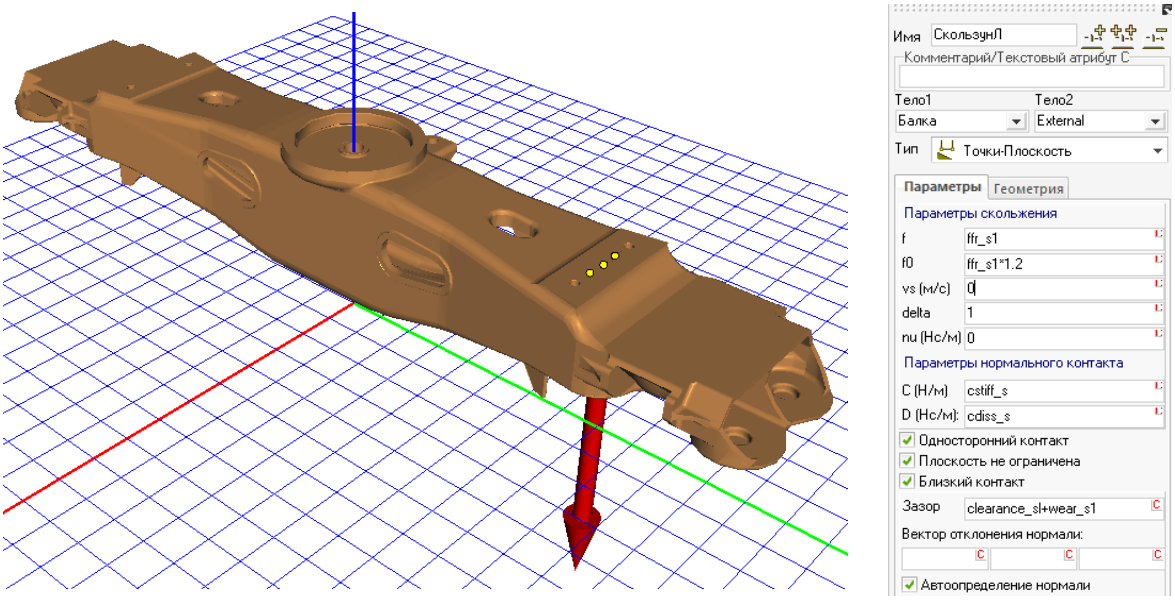


Рисунок 4.20 – Контактне відображення «Кузов – надресорна балка»

Для кожного ковзуна на надресорній балці введено по три точки контакту (використано режим близького контакту). Параметри контакту в місці з'єднання ковзуна надресорної балки і опорної частини кузова приведено в таблиці 4.15.

Таблиця 4.15 – Параметри контакту в місці з'єднання ковзуна надресорної балки з кузовом

Параметр, розмірність	Позначення	Значення
Коефіцієнт тертя в режимі ковзання	ffr_s1	0,1
Коефіцієнт тертя в режимі зчеплення	ffr_s1*1,2	0,12
Умовний коефіцієнт жорсткості в контакті, Н/м	cstiff_s	$3 \cdot 10^8$
Умовний коефіцієнт демпфірування в контакті Н·с/м	cdiss_s	900 000
Зазор між контактними площинами, м	clearance_sl+wear_s1	0,004

Побудовану комп'ютерну модель напіввагона в програмному комплексі «Универсальный механизм» («UM»), показано на рис. 4.21.

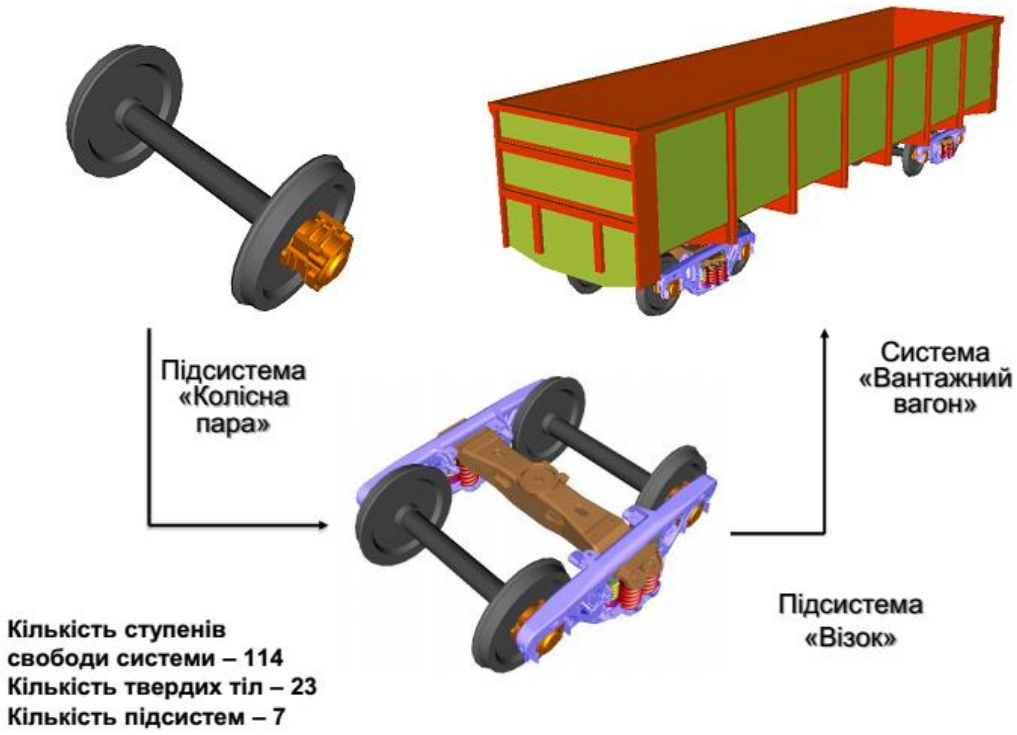


Рисунок 4.21 – Комп'ютерна модель напіввагону

4.4 Аналіз показників динаміки руху напіввагона з досліджуваними елементами фрикційного гасіння коливань в системі ресорного підвішування

Розрахункову схему для дослідження динаміки руху напіввагона зображено на рис. 4.22 та прийнято наступні позначення [21]:

$O_1 - O_1$ – лінія розташування центру ваги кузова напіввагона, $O_2 - O_2$ – центрів ваги візків в момент статичної рівноваги;

z, z_1, z_2 – координати центру ваги кузова напіввагона, а також точок I та II;

$z_{1т}$, $z_{2т}$ – координати центрів ваги візків напіввагона;

φ, $\varphi_{1т}$, $\varphi_{2т}$ – кути повороту навколо центру ваги кузова та візків напіввагона;

M – центр ваги напіввагона;

$Q(M)$, $q(m)$ – вага (маса) кузова та візка напіввагона;

$2b$ – база візка; b – половина бази візка;

L – база напіввагона; l_1, l_2 – половина бази напіввагона;

I_1 – момент інерції кузова напіввагона відносно вісі, перпендикулярної кресленню і яка проходить через центр ваги кузова;

$I_т$ – момент інерції візків напіввагона відносно вісі, перпендикулярної кресленню і яка проходить через центр ваги візка;

f – сила опору гасителя;

c, c_1 – жорсткість ресорного підвішування візка та рейкової колії.

F_1, F_2, F_3, F_4 – вертикальне навантаження.

Моделювання виконано при задовільному стані колії, за даними вагона-колієвимірювача та вантажного вагона в порожньому режимі, як найбільш

несприятливому [245]. Отримані результати впливу конструкційних змін елементів фрикційного гасіння коливань в системі ресорного підвішування на показники якості ходу напіввагона приведено на рис. 4.23.

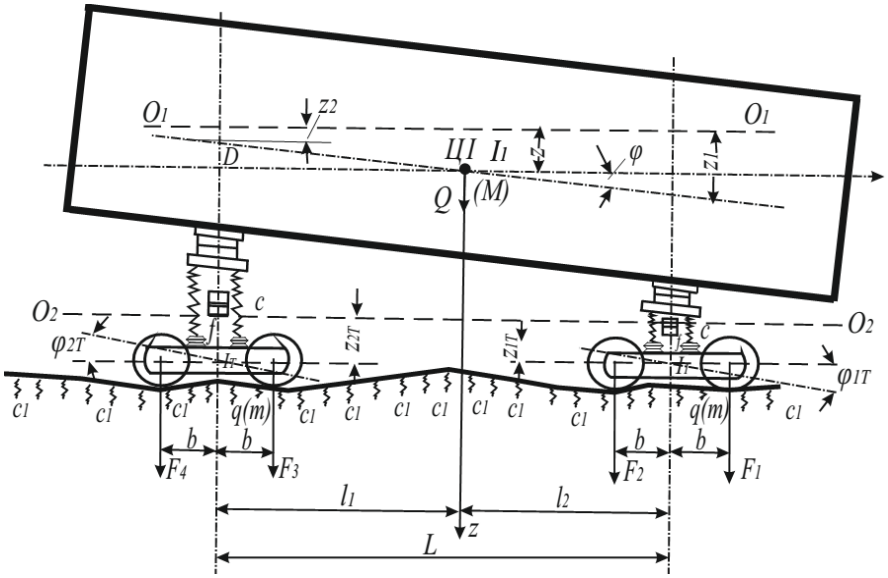


Рисунок 4.22 – Розрахункова схема для дослідження динаміки руху напіввагона

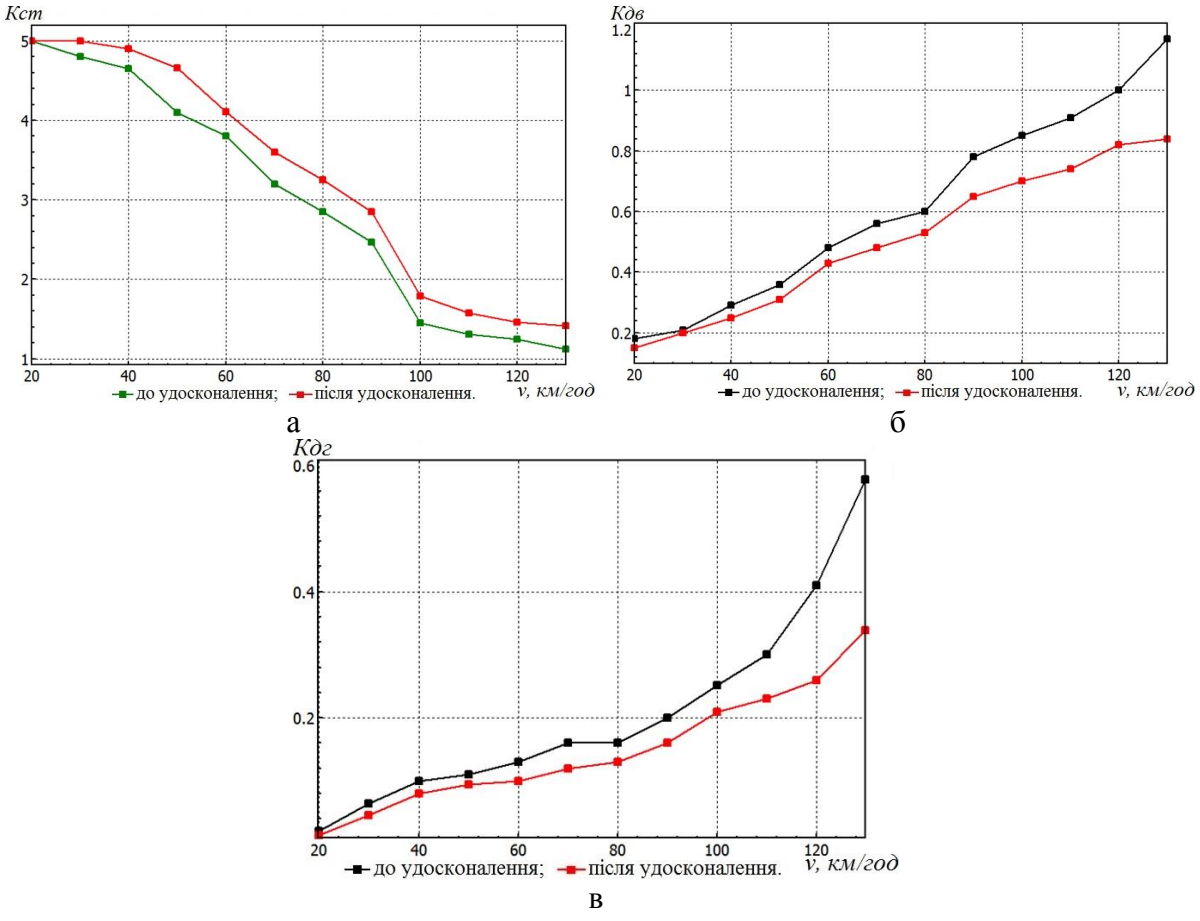


Рисунок 4.23 – Екстремальні значення показників якості ходу напіввагона

На рис. 4.23, а показані мінімальні значення коефіцієнтів запасу стійкості проти сходу з рейок ($К_{ст}$>1,3); на рис. 4.23, б – максимальні значення коефіцієнтів вертикальної динаміки напіввагона ($К_{дв}$<0,85 по необресореним елементам рами візка вагона); на рис. 4.23, в – максимальні значення коефіцієнтів горизонтальної динаміки напіввагона ($К_{дг}$<0,38 по необресореним елементам рами візка вагона).

Для існуючого напіввагона, за прийнятих умов технічного стану та параметрів колії, отримано показники якості ходу, які вказують, що перевищення гранично допустимої межі значень настає для коефіцієнтів вертикальної динаміки порожнього напіввагона починаючи зі швидкості руху v = 100 км/год, запасу стійкості колісних пар проти сходу з рейок – v = 110 км/год та горизонтальної динаміки v = 120 км/год.

Для напіввагона з удосконаленими елементами ресорного підвішування при русі в порожньому стані отримане значення коефіцієнту вертикальної динаміки свідчить про перевищення гранично допустимої межі починаючи зі швидкості руху v = 130 км/год. Значення коефіцієнтів запасу стійкості колісних пар проти сходу з рейок та горизонтальної динаміки знаходяться в межах норми при швидкості руху до v = 130 км/год згідно ДСТУ 7598:2014 (табл. 4.1, 4.2) [145].

Адекватність комп’ютерної моделі [20, 21] підтверджується відповідністю результатів отриманих у роботах [246, 247]. Розбіжність отриманих результатів комп’ютерного моделювання з результатами ходових випробувань дослідного напіввагону моделі 12-7019 виробництва Крюківського вагонобудівного заводу становить 3,14 % по коефіцієнту горизонтальної динаміки та 3,3 % по коефіцієнту вертикальної динаміки.

Результати комп’ютерного моделювання математичної моделі можна виразити аналітично [21] представленням диференційного рівняння коливань напіввагона на прямій горизонтальній пружній ділянці колії зі швидкістю v:

а) рівняння руху кузова напівагона:

$$M\ddot{z} = -c(z + l_2\varphi - z_{1T}) - c(z - l_1\varphi - z_{2T}); \quad (4.2)$$

$$I_1\ddot{\varphi} = c(z + l_2\varphi - z_{1T})l_2 - c(z - l_1\varphi - z_{2T})l_1; \quad (4.3)$$

б) рівняння руху першого візка:

$$m\ddot{z}_{1T} = -cz_{1T} - c_1 z_{1T} + \frac{F_1 + F_2}{2}; \quad (4.4)$$

$$I_T\ddot{\varphi}_{1T} = -2c_1 b^2\varphi_{1T} - F_1 b + F_2 b; \quad (4.5)$$

в) рівняння руху другого візка:

$$m\ddot{z}_{2T} = -cz_{2T} - c_1 z_{2T} + \frac{F_3 + F_4}{2}; \quad (4.6)$$

$$I_T\ddot{\varphi}_{2T} = -2c_1 b^2\varphi_{2T} - F_3 b + F_4 b. \quad (4.7)$$

Коефіцієнт запасу стійкості проти сходу з рейок визначається за формулою [144]:

$$Кст = \frac{tg\beta - \mu}{1 + \mu \cdot tg\beta} \cdot \frac{Рв}{Рб} \geq [Кст]. \quad (4.8)$$

де β – кут нахилу твірної гребня колеса до горизонтальної осі, β=60º;

μ – коефіцієнт тертя між колесом та рейкою , μ= 0,25;

Рв – вертикальне навантаження від набігаючого колеса на головку рейки;

Рб – горизонтальне (поперечне) навантаження від набігаючого колеса на головку рейки;

Кст – допустиме значення коефіцієнта запасу стійкості, *Кст* = 1,3.

Коефіцієнт вертикальної динаміки кузова вагона визначається за формулою [144]:

$$Кдв = \frac{Рдв - Рст}{Рст}. \quad (4.9)$$

де *Рдв* – динамічна вертикальна сила, яка передається від кузова на ходові частини;

Рст – статичне навантаження, яке передається від кузова до ходових частин.

Коефіцієнт горизонтальної динаміки *Кг* визначається за формулою [248]:

$$Кдг = \frac{Нр}{Ро}. \quad (4.10)$$

де *Нр* – горизонтальна бічна рамна сила;

Ро – вертикальне статичне навантаження від вісі на рейки.

Висновки за розділом 4

1. Для дослідження впливу конструкційних змін елементів фрикційного гасіння коливань в системі ресорного підвішування на показники якості ходу удосконалено комп’ютерну модель вантажного вагона в програмному комплексі «Универсальный механизм» («UM») на прикладі напіввагона моделі 12-7019 виробництва «КВБЗ» на серійних візках моделі 18-100 та візках з удосконаленим ресорним підвішування.

2. Удосконалена комп'ютерна модель динаміки руху дала можливість отримати і представити результати впливу серійної та удосконаленої конструкції ресорного підвішування на показники якості ходу. Встановлено, що

конструкційні зміни забезпечують стабільний рівень динамічних показників у межах допустимих нормативних значень до швидкості v = 130 км/год у порожньому режимі експлуатації.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено актуальне науково-прикладне завдання, що полягає в покращенні функціонування ресорного підвішування вантажних вагонів шляхом удосконалення елементів системи фрикційного гасіння коливань. За результатами теоретичних та експериментальних досліджень зроблено наступні висновки:

1. Дослідження стану наявного парку вантажних вагонів залізниць України, експлуатаційних випробувань в країнах СНД та статистичні дані про відчеплення до поточного відчіплювального ремонту показали, що однією з найслабших ланок вагону є візок, який значно впливає на ходові характеристики вантажного вагону.

2. Аналіз конструкційних особливостей трьохелементних візків показав, що недоліки, пов'язані з ресорним підвішуванням, значно впливають на динамічні та експлуатаційні показники вантажних вагонів. Зокрема термін експлуатації пружин ресорного підвішування візків моделі 18-100 не досягає першого деповського ремонту з моменту побудови вагона, перш за все через незадовільний технічний стан підклинових пружин.

3. У результаті проведеного аналізу наукових праць, присвячених теоретичним та експериментальним дослідженням елементів візків вантажних вагонів та удосконаленню їх конструкції, розроблено і запропоновано нову конструкцію фрикційного клинового гасителя коливань та комбінованого підклинового пружинного комплекта з покращеним функціонуванням елементів ресорного підвішування.

4. Досліджено вплив геометричних і фізико-механічних параметрів на роботу фрикційного клинового гасителя коливань та створено класифікацію конструкційних особливостей фрикційних клинів, які використовуються у різних варіантах модернізації візків вантажних вагонів.

5. Результати досліджень напружено-деформованого стану елементів фрикційного гасіння коливань в системі ресорного підвішування серійної та

удосконалених конструкцій під дією статичного навантаження, свідчать про зменшення напружень у запропонованій конструкції на 28% у порожньому режимі експлуатації, та на 12% у завантаженому, порівняно з серійною.

6. Представлено спосіб пропорційного розподілу навантажень між елементами підклинового пружинного комплекту візків вантажних вагонів, який дозволяє визначати зусилля, що діють на елементи ресорного підвішування.

7. Запропоновано методи визначення інваріантної характеристики (прогину) комбінованих підклинових пружин під впливом зовнішніх навантажень та оцінювання енергетичної ефективності спрацювання фрикційних клинових гасителів коливань з урахуванням площі робочої діаграми.

8. Стендові випробування досліджених фрикційних клинових гасителів коливань на конструкційну міцність та руйнуюче навантаження показали, що напруження в контрольованих точках пропонованої конструкції у 1,5 – 2 рази нижчі, порівняно з серійною конструкцією.

9. Дослідження трибологічних властивостей матеріалу фрикційних клинів показало, що для фрикційного клину з сірого чавуну характерні низька чутливість до впливу зовнішніх концентраторів напружень при циклічних навантаженнях, зниження зносу похилих поверхонь надресорних балок в 2...2,5 рази, а також підвищення коефіцієнту поглинання коливань при русі поїзда.

10. За результатами доопрацьованої комп’ютерної моделі динаміки руху напіввагона, яка враховує удосконалення елементів фрикційного гасіння коливань в системі ресорного підвішування, встановлено, що конструкційні зміни забезпечують задовільний рівень динамічних показників у межах допустимих нормативних значень до швидкості руху v = 130 км/год у порожньому режимі експлуатації.

11. Економічний ефект від зменшення витрат на проведення поточного відчіплювального ремонту та збільшення безремонтного пробігу вантажних вагонів з візками обладнаними удосконаленими елементами фрикційного

гасіння коливань в системі ресорного підвішування для одного вагона на рік складає 3450 грн та на період в межах призначеного заводом-виробником строку служби напіввагону (22 роки) – 75912 грн

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Кузьменко Н.М., Кудрявцева І.В., Афанасьєв І.І., Потапенко О.О. Підвищення конкурентноздатності ринку послуг залізничного транспорту на основі прогнозування. *Вісник СНУ ім. В. Даля*. Луганськ, 2012, № 3 (174). С. 118 – 123.

2. Потапенко О.О., Могила В.І. Обґрунтування економічної ефективності впровадження вдосконаленої конструкції гасителя коливань у візках вантажних вагонів. *Міжнародний професійний журнал «Вагонний парк»*. Харків. 2017, № 1 – 2 (118 – 119). С. 28 – 31.

3. Пительгузов Н.А., Потапенко О.А., Потапенко А.Н. Показатели и перспективы использования вагонов в условиях реорганизации структуры грузовых перевозок на территории Украины. *Вісник СНУ ім. В. Даля*. Луганськ. 2012, № 4 (175). С. 235 – 238.

4. Потапенко О.А., Могила В.И. Исследование динамики подвижных соединений грузовых вагонов с учетом состояния железнодорожного пути. *Вісник СНУ ім. В. Даля*. Сєвєродонецьк. 2016, № 1 (225). С. 180 – 184.

5. V. Mogila., O. Potapenko. Analysis and Study of the Problems Arising in Movable Joints of Freight Car Bogies. *TEKA Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. Lublin. 2016, Vol. 16, No.2. P. 27 – 32. – ***Index Copernicus International.***

6. Потапенко О.А. Проблемы современных перевозок грузовыми вагонами в странах СНГ и направления их решения. *Вісник СНУ ім. В. Даля*. Сєвєродонецьк. 2015, № 2 (219). С. 57 – 61.

7. Рышков А.В. Состояние и перспективы развития рынка грузовых вагонов / А.В Рышков, К.Е.Гаврилов // Железнодорожный транспорт, 2007. – № 11. – С. 27 – 30.

8. Подвижнной состав XXI века: инновации вгрузовом вагоностроении. Международная научно-техническая конференция. Материалы конференции. СПб., 2014. – 78 с.

9. Потапенко О.А. Пути совершенствования грузовых вагонов в странах СНГ. Матеріали VI Міжнародної науково-практичної конференції *«Проблеми розвитку транспортних систем і логістики»*, 4 – 7 травня 2015 р. Сєвєродонецьк – Кременчуг. 2015. С. 53 – 55.

10. Потапенко О.О., Могила В.І. Комплексне обґрунтування ефективності конструктивного рішення удосконалення візка вантажного вагону для реалізації швидкісного руху в Україні. Збірник наукових праць за матеріалами XII Всеукраїнської науково-практичної конференції: *«Проблеми сучасного управління: економічні, екологічні, політико-правові, історичні, культурні, ментальні аспекти»*, 24 – 26 листопада 2016 р. Одеса. 2016. С. 191 – 202.

11. Потапенко О.О., Могила В.І. Узагальнення результатів випробувань фрикційних клинів гасителя коливань візка вантажного вагону. Збірник тез науково-практичної конференції *«Актуальні проблеми сучасного управління в соціально-економічних, технічних та гуманітарних системах»*, 24 – 26 листопада 2016 р. Одеса – Сєвєродонецьк. 2016. С. 123 – 124.

12. Стратегічний план розвитку залізничного транспорту на період до 2020 року: Затв. Наказом Міністерства інфраструктури України від 21.12.15. №547. – К., 2015. – 61 с. / Офіційний сайт Міністерства інфраструктури України [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://mtu.gov.ua/documents/443.html

13. Транспортна стратегія України на період до 2020 року: Розп. Кабінету міністрів України від 20.10.10. № 2174-р. – К., 2010. – 24 с. / Офіційний сайт Міністерства інфраструктури України [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://mtu.gov.ua/files/transport_strategy_ua.pdf

14. Потапенко О.А., Потапенко А.Н. Взаимосвязь геометрии фрикционного клина с процессом гашения вертикальных колебаний тележки 18-100. Матеріали науково-практичної конференції студентів та молодих вчених *«Логістичне управління та безпека руху на транспорті»*, 4 – 6 листопада 2014 р. Сєвєродонецьк. 2014. С. 67 – 69.

15. Ахмеджанов Р.А. Совершенствование конструкции боковой рамы двухосной трехэлементной тележки грузового вагона / Р.А. Ахмеджанов, А.О.

Бельский // Материалы 3-й Всероссийской научн.-техн. конф. с Междунар. уч. в 3-х частях. Технологическое обеспечение ремонта и повышение динамических качеств железнодорожного подвижного состава. ТРАНСВУЗ-2015. – Омск: ОмГУПС, 2015. – Ч. 3. – С. 54 – 61.

16. Оценка стабильности технологии изготовления литых боковых рам (чертеж 578.00.019-0) двухосных тележек грузовых вагонов производства ПАО «КСЗ» во II полугодии 2013 года по результатам периодических испытаний на усталость. Отчет о НИР (заключ.) / ГП «УкрНИИВ»; Рук. Ольгард Н.Т.; исп. Бондарев С.В. и др. – Кременчуг, 2013. – 28 с. – № ДР 0113U006309. – Инв. № 1432.

17. Оценка стабильности технологии изготовления литых боковых рам (чертеж 1750.00.102) двухосных тележек грузовых вагонов производства ЧАО «АзовЭлектроСталь» во II полугодии 2013 года по результатам периодических испытаний на усталость. Отчет о НИР (заключ.) / ГП «УкрНИИВ»; Рук. Ольгард Н.Т.; исп. Бондарев С.В. и др. – Кременчук, 2013. – 28 с. – № ДР 0113U006307. – Инв. № 1431.

18. Новые правила допуска подвижного состава на ж/д пути после ремонта [Електронний ресурс]: Портал Моя Колея 1520. – Режим доступу: http://мояколея1520.рф/new/2015

19. Лосев Д.Н. «Анализ существующей нормативно-технической документации по изготовлению и ремонту пружин. Разграничение гарантийной ответственности при изготовлении, ремонте и эксплуатации пружин» / Д.Н. Лосев // Заседание Союза «Объединение вагоностроителей» и Подкомитета по вагоностроению НП «ОПЖТ» на площадке ООО «Уральский Пружинный Завод» по теме: «Жизненный цикл пружин подвижного состава железнодорожного транспорта. Современные методы повышения эксплуатационного срока». – Россия, Республика Башкортостан, г. Белорецк, 16.10.2017.

20. Потапенко О.О. Комп'ютерна модель напіввагону 12-7019 КВБЗ з досліджуваними конструкціями ресорного підвішування. *Міжнародний професійний журнал «Вагонний парк»*. Харків. 2019, № 3 (147). С. 20 – 25.

21. Потапенко О.О., Могила В.І. Перспективна конструкція ресорного підвішування візка вантажного вагона та результати її дослідження. *Вісник СНУ ім. В. Даля*. Сєвєродонецьк. 2019, № 3 (251). С. 144 – 150. – ***Index Copernicus International.***

22. Справочные материалы по причинам поступления грузовых вагонов в текущий отцепочный ремонт. – Центральная дирекция инфраструктуры Управление вагонного хозяйства Проектно-конструкторское бюро вагонного хозяйства. – Ч.1, 2018. – 171 с.

23. Марков А.М. Пружины рессорного комплекта тележек грузовых вагонов / А.М. Марков, А.В. Габец, Д.А. Габец, Д.В. Гавриков // Материалы Международной научно-практической конференции: «Актуальные проблемы в машиностроении», 2016. – № 3 (3). – С. 194 – 197.

24. ГОСТ 1452-2011. Пружины цилиндрические винтовые тележек и ударно-тяговых приборов подвижного состава железных дорог. Технические условия / Межгосударственный стандарт. – Взамен ГОСТ 1452-2003. – Принят протокол от 12 мая 2011 г. N 39-2011. – М.: Стандартинформ, 2011. – 26 с.

25. Резник Д.О. Об изломах пружин рессорного комплекта типовых тележек грузовых вагонов и рекомендациях по увеличению их равнопрочности / Д.О. Резник // Техн. механика. – 2015. – № 1. С. 79 – 83.

26. Потапенко О.О., Могила В.І. Підвищення працездатності ресорного підвішування вантажних вагонів шляхом вдосконалення елементів системи фрикційного гасіння коливань. Тези 79 Міжнародної науково-практичної конференції *«Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту»*, 16 – 17 травня 2019 р. Дніпро. Д.: ДНУЗТ. 2019. С. 66 – 68.

27. Потапенко О.О., Могила В.І. Ефективність застосування удосконаленої конструкції гасителя коливань візків вантажних вагонів. Матеріали XXVI Всеукраїнської наукової інтернет – конференції *«Вітчизняна*

наука на зламі епох: Проблеми та перспективи розвитку»: Збірник наукових праць, 14 жовтня 2016 р. Переяслав-Хмельницький. 2016. Випуск 26. С. 294 – 297.

28. Стратегія розвитку залізничного транспорту в Російські Федерації до 2030 року: Розп. Уряду РФ від 17.06.08. № 877-р. – Москва. – 2008. – 171 с. / Офіційний сайт Міністерства транспорту РФ [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://www.mintrans.ru/documents/detail.php?ELEMENT_ID=13009

29. Концепція стратегічного розвитку залізничного транспорту країн – учасниць СНД до 2020 року: Затв. Рішенням Ради глав урядів СНД від 18.10.11. – Санкт-Петербург / Офіційний портал країн СНД [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://www.e-cis.info/page.php?id=20116

30. Шадур Л.А. Вагоны. Конструкция, теория и расчет / Под. ред. Л.А. Шадура: Учебник для вузов ж.-д. трансп. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1980. – 439 с.

31. ГОСТ 9246-2004. Тележки двухосные грузовых вагонов магистральных железных дорог колеи 1520 мм. Технические условия / Межгосударственный стандарт. – Взамен ГОСТ 9246-79. – Принят 26.05.2004 протокол № 25. – М: ИПК Изд-во стандартов, 2005. – 11 с.

32. Бороненко Ю.П. Возможные пути унификации тележек грузовых вагонов, их узлов и деталей на пространстве колеи 1520 мм / Ю.П. Бороненко, А.М.Орлова // Техника железных дорог. – М.: АНО «Институт проблем естественных монополий», 2010. – № 3 (11). – С. 56 – 59.

33. Циган Б.Г. Современное состояние и перспективы развития ходовых частей грузового подвижного состава / Б.Г. Цыган, С.Д. Мокроусов // Трансмаш. – Луганск: НПЦ «Трансмаш», 2012. – № 9. – С. 20 – 23.

34. Бороненко Ю.П. Инновации в тележках грузовых вагонов: реальность и перспективы / Ю.П. Бороненко, А.М.Орлова, Е.А. Рудакова // Наука и транспорт. Подвижной состав. – Санкт-Петербург: ООО «Т-ПРЕССА», 2009. – С. 14 – 17.

35. ЦВ-0083. Інструкція з деповського ремонту та експлуатації візків вантажних вагонів моделі 18-100, модернізованих з встановленням елементів компанії «A. Stucki» та колісних пар з нелінійним профілем коліс ІТМ-73: Затв. Наказом Укрзалізниці від 31.05.06. № 200-Ц / М-во. тр-ту України, Держ. адмін. залізн. трансп. України «УЗ», Головне управління вагон. гос-ва. – К., 2006. – 31 с.

36. С03.04. Інструкція з комплексної модернізації візків вантажних вагонів з використанням елементів компанії «A. STUCKI» та коліс з нелінійним профілем ІТМ-73 / М-во. тр-ту України, Держ. адмін. залізн. транс. України «УЗ», Головне управління вагон. гос-ва, Київське проектно-конструкторсько-технологічне бюро по вагонам. – К., 2004. – 30 с.

37. С14.01. Модернізація візка моделі 18-100. Інструктивні вказівки / М-во. тр-ту України, Держ. адмін. залізн. трансп. України «УЗ», Головне управління вагон. гос-ва. – К., 2006. – 35 с.

38. ЦВ-0081. Інструкція з деповського ремонту та експлуатації візків вантажних вагонів, модернізованих за проектом С14.01 / М-во. тр-ту України, Держ. адмін. залізн. трансп. України «УЗ», Головне управління вагон. гос-ва. – К., 2006. – 36 с.

39. Зносостійкі деталі для ремонту візка вантажного вагону моделі 18-100 згідно модернізації С14.01 / Офіційна сторінка ПАТ «РЕЙЛ». «Малинівський дослідно-експериментальний завод «Малекс» [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://rail-malin.com.ua/prao

40. Потапенко О.А. Проблемы современных перевозок грузовыми вагонами в странах с шириной колеи 1520 и направления их решения. *Міжнародний професійний журнал «Вагонний парк»*. Харків. 2016, № 5 – 6 (110 – 111). С. 46 – 49.

41. Харыбин И.А. Совершенствовать ходовую часть грузовых вагонов / И.А. Харыбин, А.М. Орлова, А.В. Додонов // Вагоны и вагонное хозяйство. – М.: Финтрекс, 2009. – № 1 (17). – С. 26 – 29.

42. Крюковскому вагонзаводу разрешили выпуск серийного производства вагона-хоппера для перевозки зерновых культур [Електронний ресурс] / Транспорт. – К.: ГП «ПРЕССА». – Режим доступу: http://transport-journal.com/news/kryukovskomu-vahonzavodu-razreshyly-vyipusk-seryjnoho-proyzvodstva-vahona-hoppera-dlhttp://transport-journal.com/news/kryukovskomu-vahonzavodu-razreshyly-vyipusk-seryjnoho-proyzvodstva-vahona-hoppera-dlya-perevozky-zernovyih-kultur/ya-perevozky-zernovyih-kultur/

43. КВСЗ выпустит 2 тысячи инновационных вагонов-хопперов для перевозки зерновых культур / Независимый информационно-консалтинговый центр – Центр транспортных стратегий. – Украина. – Киев. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://cfts.org.ua/news/kvsz_vypustit_2_tysyachi_innovatsionnykh_vagonov_khopperov_dlya_perevozki_zernovykh_kultur_31424

44. Патент України на корисну модель № 86815 Бічна рама вагонного візка / Губачева Л.О.; Андрєєв О.О.; Мокроусов С.Д.; Щєрбаков В.П.; Кравченко С.Б.; Потапенко О.О. – 10.01.2014, Бюл. № 1/2014.

45. Пительгузов Н.А., Потапенко О.А. Влияние верхнего строения пути на подвижные соединения скоростных грузовых вагонов. Збірник статей за матеріалами III Міжнародної інтернет – конференції молодих учених та студентів *«Проблеми розвитку транспортних систем в Євразійському регіоні»*, 25 – 27 травня 2015 р. Сєвєродонецьк. 2015. С. 35 – 38.

46. Потапенко О.А., Могила В.И. Исследование трибологических свойств фрикционного клина гасителя колебаний. Збірник тез Міжнародної науково-практичної конференції *«Інновації інфраструктури транспортно – логістичних систем. Проблеми, досвід, перспективи»*, 11 – 17 квітня 2016 р. Сєвєродонецьк – Трускавець. 2016. С. 151 – 152.

47. M.I. Kapitsa. Efficiency of modernization of wheel-motor blocks using anti-friction traction motor support bearings /MI Kapitsa, OM Hnennyi, DV Bobyr// Science and Transport Progress. Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport, 2018. – 4 (76). – С. 111 – 124.

48. Радзиховский А.А. Теория и методы проектирования грузовых специализированных вагонов: Дис. д-ра техн. наук: 05.22.07 / Радзиховский Адольф Александрович. – Л.: ЛИИЖТ, 1985. – 227 с.

49. Радзиховский А.А. Блочно-модульный принцип конструирования грузовых специализированных вагонов. Вестник ВНИИЖТ, 1986. – №5. – С. 41 – 43.

50. ДСТУ 3445-96 (ГОСТ 10674-97). Вагони-цистерни магістральних залізниць колії 1520 мм. Загальні технічні умови / А.О. Радзіховський, В.С. Лагута, А.В. Донченко, Л.С. Самокрик. І.Л. Перель. Державний Стандарт України. – Прийнято 28.10.1996 р. наказ № 450. К: УкрНДІВ Міністерства промислової політики України, 1996. – 31 с.

51. Кельріх М.Б. Структурно-функціональне описання конструкції модуля кузова сучасних універсальних напіввагонів / М.Б. Кельріх, В.І. Мороз, О.В Фомін // Вісник СНУ імені В. Даля. – Луганськ: СНУ ім. В. Даля, 2014. – № 2(210). – С. 94 – 103.

52. Кельріх М.Б. Впровадження круглих труб в несучі системи критих вагонів з забезпеченням раціональних показників міцності / М.Б. Кельріх, О.В. Фомін // Технологический аудит и резервы производства, 2015. – № 5(7). – С. 41 – 44.

53. Кельріх М.Б. Оцінка теплозахисних якостей локальних ділянок в огородженні кузова критих вагонів з теплоізоляцією / М.Б. Кельріх, В.М. Іщенко, Н.С. Брайковська, В.Є. Осьмак // Збірник наукових праць Державного економіко-технологічного університету транспорту. Сер.: Транспортні системи і технології, 2012. – Вип. 20. – С. 71 – 76.

54. Кельріх М.Б. Особливості проведення випробувань вагона-цистерни для перевезення небезпечних вантажів / М.Б. Кельріх, Н.С. Брайковська, О.В. Фомін, П.М. Прокопенко // Вісник СНУ ім. В. Даля., 2019. – №3 (251). – С. 77 – 84.

55. Розробка, освоєння виробництва та впровадження в експлуатацію сучасного рухомого складу нового покоління / В.Г. Анофрієв, Б.Є. Боднар,

В.В. Рибкін, О.М. Савчук [та ін.] // Укрзалізниця, Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпропетровськ: ДНУЗТ, 2013. – 20 с.

56. Вагонний парк: навч. посібник для вузів / О.М. Савчук. – Харків: Техностандарт, 2010. – 200 с.

57. Дослідження та розробка комплексу системних технічних рішень вантажних вагонів нового покоління та впровадження їх у виробництво та експлуатацію (витяг) / В.Г. Анофрієв, В.В. Корнієнко, Б.А. Коробка, О.В. Кутішенко, А.А. Лашко, Е.Р. Можейко, Т.Ф. Мокрий, В.Д. Позняков, О.М. Савчук, В.Ф. Ушкалов // Вагонный парк, 2011. – № 11. – С. 22 – 29.

58. Котуранов В.Н. Вагоны. Основы конструирования и экспертизы технических решений: учеб. пособие для вузов ж.-д. транспорта / А.П. Азовский, Е.В. Александров, В.В. Кобищанов, В.Н. Котуранов, В.П. Лозбинев, М.Н. Овечников, Б.Н. Покровский, В.И. Светлов, А.А. Юхневский; под ред. В.Н. Котуранова. – М.: Маршрут, 2005. – 490 с.

59. Лукин В.В. Конструирование и расчет вагонов: учеб. для вузов ж.-д. трансп. / В.В. Лукин, Л.А. Шадур, В.Н. Котуранов, А.А. Хохлов, П.С. Анисимов; под общ. ред. В.В. Лукина. – М.: УМК МПС России, 2000. – 731 с.

60. Конструирование и расчет вагонов: учебник / В.В. Лукин, П.С. Анисимов, В.Н. Котуранов, В.В. Кобищанов и др.; под ред. П.С. Анисимова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: ФГОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2011. – 688 с.

61. Филиппов В.Н. и др. Определение габаритных ограничений подвижного состава, обеспечивающих безопасность движения Учебно-методическое пособ. для студ. специальности «Подвижной состав железных дорог». — М: РУТ (МИИТ), 2018. — 37 с.

62. Фомін О.В. Оптимізаційне проектування елементів кузовів залізничних напіввагонів та організація їх виробництва: Монографія / О.В. Фомін. – Донецьк: ДонІЗТ УкрДАЗТ, 2013 – 252 с.

63. Полувагоны модели 12-9904 и модели 12-9904-01. Технические условия ТУ У 35.2-30939178-011:2011 / разраб. главн. констр. А.В. Фомин; зарегистр. 28.10.2011. в ГП «Донецкстандартметрология». – 45 с.

64. Fomin O. Experimental confirmation of the theory of implementation of the coupled design of center girder of the hopper wagons for iron ore pellets / O. Fomin, I. Kulbovskiy, E. Sorochinska, S. Sapronova, O. Bambura // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 2017. – Vol. 5, 1 (89). – P. 11 – 19. doi: https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.109588

65. Fomin O. Scientific Substantiation of Thermal Leveling for Deformations in the Car Structure / Oleksiy Fomin, Oleksandr Logvinenko, Oleksiy Burlutsky, Andriy Rybin // International Journal of Engineering & Technology. – Vol. 7, No 4.3, 2018 – P. 125 – 129. (DOI: 10.14419/ijet.v7i4.3.19721)

66. Oleksij Fomin, Juraj Gerlici, Alyona Lovskaya, Kateryna Kravchenko, Pavlo Prokopenko, Anna Fomina and Vladimír Hauser. Research of the strength of the bearing structure of the flat wagon body from round pipes during transportation on the railway ferry // MATEC Web of Conferences, 2018. Vol. 235. 00003 (DOI: https://doi.org/10.1051/matecconf/201823500003)

67. Путято А.В., Коновалов Е.Н., Афанаськов П.М. Прогнозирование остаточного ресурса вагона хоппер-дозатора после длительной эксплуатации с учетом фактических физико-механических характеристик материала несущей конструкции / А.В. Путято, Е.Н. Коновалов, П.М. Афанаськов // Механика машин, механизмов и материалов, 2016. – № 1 (34). – С. 26 – 34.

68. Сенько В.И. Совершенствование конструкции кузова вагона-хоппера для перевозки цемента / В. И. Сенько, А. В. Пигунов, П. М. Афанаськов, С.В. Шестаков // ВЕСТНИК ГГТУ им. П.О. Сухого, 2017. – № 2. – С. 3 – 10.

69. Довганюк С.С. Исследование совместной работы тормозов подвижного состава железных дорог Польши в поездах Укрзализныци: Дис. канд. техн. наук: 05.22.07 / Довганюк Степан Степанович. – Д. – ДГТУЖТ (ДИИТ), 1998. – 119 с.

70. Martynov I.E. Study of the Effect of Adapter Design on the Load Distribution in the Bearing Units of Freight Cars / I.E. Martynov, A.V. Trufanova, V.M. Petukhov, V.M. Ischenco, N.S. Kladko // International Journal of Engineering & Technology, 2018. – 7 (4.3). – P. 147 – 151.

71. Сафронов О.М. Алгоритм определения фактического значения расчетного коэффициента силы нажатия тормозных колодок по результатам поездных тормозных испытаний грузовых вагонов / О.М. Сафронов // Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту, 2015. – Вип. 157. – С. 131 – 139.

72. Горбунов Н.И. Экспериментальные исследования сцепления колеса с рельсом на испытательно-измерительном комплексе / Н.И. Горбунов, Е.А. Кравченко, Ю.Ю. Осенин, В.Д. Черников, М.А. Крысанов, Л.А. Слюсарева, А.А. Малохатко // Вісник СНУ ім. В. Даля. – Луганськ: СНУ ім. В. Даля, 2008. – № 5 (123). – Ч. 1. – С. 18 – 23.

73. Исаев И.П. Совершенствование експериментальных исследований сцепления колеса с рельсом / И.П. Исаев, А.Л. Голубенко // Железные дороги мира. – М.: Транспорт, 1988. – № 10. – С. 2 – 10.

74. Голубенко А.Л. Сцепление колеса с рельсом: Монография – 2-е изд. доп. и перераб / А.Л. Голубенко // Восточноукр. гос. ун-т. – Луганск: ВГУ, 1999. – 480 с.

75. Carter F.W. On the action of the locomotive driving wheel / F.W. Carter // Proc. Roy. Soc. A. – London, 1926. – №. 121. – P. 151 – 157.

76. Carter F.W. On the stability of running of locomotives / F.W. Carter // Proc. Roy. Soc. A. – London, 1928. – №. 121. – P. 585 – 611.

77. Kalker J.J. A strip theory of rolling whith slip and spin / J.J. Kalker // Proceedings: Koninklijke nederlandse academie van wetenschappen. – Serie B: Physical Sciences, 1967. – №. 70. – P. 10 – 62.

78. Kalker J.J. Simplified theory of rolling contact / J.J. Kalker // Delft progress report. – Series C: Mechanical and aeronautical engineering and shipbuilding, 1973. – № 1. – P. 1 – 10.

79. Kalker J.J. A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact / J.J. Kalker // Vehicle System Dynamics, 1982. – T. 11. – №. 1. – P. 1 – 13.

80. Kalker J.J. Some new results in rolling contact / J.J. Kalker, J. Piotrowski // Vehicle System Dynamics, 1989. – V. 18. – P. 223 – 242.

81. Kalker J.J. Wheel-rail rolling contact theory / J.J. Kalker // Wear, 1991. – V 144. – I. 1 – 2. – P. 243 – 261.

82. Kalker J.J. Three Dimensional Elastic Bodies in Rolling Contact: Monograph. – 1-st ed. / J.J. Kalker // Dordrecht, Boston, London, Netherlands: Kluwer Academic Publishers, 1990. – 314 p.

83. Ayasse J.B. Determination of wheel rail contact patch for semi-Hertzian conditions / J.B. Ayasse, H. Chollet // Vehicle System Dynamics, 2005. – V 43. I. 3. – P. 159 – 170.

84. Polach O. Creep forces in simulations of traction vehicles running on adhesion limit / O. Polach // Proceedings of the Sixth Intern. Conf. on Contact Mechanics and Wear of Rail. Wheel Systems (CM 2013). – Goteburg. Sweden. June 10 – 13, 2003. – P. 279 – 285.

85. Сладковский А.В. Контактное взаимодействие колес и рельсов: Монография / А.В. Сладковский. – Луганск: Русь, 2005. – 189 с.

86. Шеффель Г. Влияние подвешивания на устойчивость подвижного состава при звилистом движении / Г. Шеффель // Железные дороги мира. –М.: Транспорт, 1981. – № 5. – С. 10 – 32.

87. Шеффель Г. Новая конструкция подвешивания железнодорожных вагонов / Г. Шеффель // Железные дороги мира. – М.: Транспорт, 1975. – № 4. – С. 15 – 22.

88. Chudzikiewicz A. The Assessment of Rolling Surface State on Railway Vehicle Dynamics / A. Chudzikiewicz, J. Drozdziel, D. Sowinski, A. Szulczyk // Тези доповідей XII Міжнар. конф. «Безпека руху, динаміка, міцність рухомого складу та енергозбереження», травень 28 – 30. – Д.: ДНУЗТ, 2008. – С. 167 – 168.

89. Sitarz M. Metody numeryczne w projectowaniu kÓl kolejowich zestawÓw kolowich: Monografia / M. Sitarz, A. Sladkowski, K.Chruzik // Gliwice: Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, 2003. – 130 p.

90. Bogacz R. On the groupe – phase velocities relations for continuous systems unde moving loads / R. Bogacz, T. Krzyzinski, K. Popp // ZAMM, 1990. – № 70 (4). – P. 202 – 203.

91. Bogacz R. On dynamics of systems modeling continuous and periodic guideways / R. Bogacz, T. Krzyzinski, K. Popp // Archives of Mechanics, 1993. – № 45 (5). – P. 575 – 593.

92. Камаев В.А. Оптимизация параметров ходовых частей железнодорожного подвижного состава / В.А. Камаев – М.: Машиностроение, 1980. – 215 с.

93. Blokhin Y.P. Optimization of parameters of spring suspension of the freight car three-piece bogies / Y.P. Blohin, O.M. Pshin'ko, S.V. Myamlin // Proc. Of the 5-th Int'l. Conf. on Railway Bogies and Running Gears. – Budapest: BUTE, 2001. – P. 84 – 86.

94. Мямлин С.В. Улучшение динамических качеств рельсовых экипажей путем совершенствования характеристик рессорного подвешивания: Дис. д-ра техн. наук: 05.22.07 / Мямлин Сергей Витальевич. – Д. – ДНУЖТ им. В. Лазаряна, 2003. – 455 с.

95. Манашкин Л.А. Пространственные модели гасителей колебаний тележек вагонов / Л.А. Манашкин, С.В. Мямлин // Залізничний транспорт України. – К: ДП «Державний науково-дослідний центр залізничного транспорту України», 2005. – № 2. – С. 20 – 24.

96. Мямлин С.В. Влияние центрального и буксового подвешивания на динамическую нагруженность полувагона / С.В. Мямлин, Е.А. Письменный, А.И. Яловой, Л.А. Манашкин // Труды 2-й научн. – техн. конф. «Подвижной состав XXI века: Идеи, требования, проекты». – Санкт – Петербург: ПГУПС, 2001. – С. 40 – 41.

97. Вершинский С.В. Динамика вагона / С.В. Вершинский, В.Н.Данилов, В.Д.Хусидов // Под ред. С.В. Вершинского. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1991. – 360 с.

98. Лазарян В.А. О математическом моделировании движения поезда по переломам продольного профиля пути / В.А. Лазарян, Е.П. Блохин // Совершенствование норм проектирования железных дорог. Труды МИИТа – М.: Транспорт, 1974. – Вып. 444. – С. 83 – 123.

99. Бороненко Ю.П. Тележка для грузовых вагонов, дружественная к пути / Ю.П. Бороненко, А.М. Орлова // Сб. докладов научн.-практ. конф. Инновационные проекты, новые технологии и изобретения. – Щербинка, 2005. – С. 181 – 183.

100. Коган А.Я. Некоторые особенности воздействия на путь подвижной нагрузки / А.Я. Коган // Вестник ВНИИЖТ. – М.: Интекст, 2005. – № 3. – С. 16 – 19.

101. Анисимов П.С. Влияние конструкции и параметров тележек на износ колес и рельсов / П.С. Анисимов // Железнодорожный транспорт. – М.: ОАО «РЖД», 1999. – № 6. – С. 38 – 42.

102. Ромен Ю.С. Колесная пара для изучения сил взаимодействия между рельсовым экипажем и путем / Ю.С. Ромен // Rail vehicle dynamics and associated problems: Monograph. За ред. Aleksander Sładkowski. – Gliwice: Silesian University of Technology, 2005. – С. 115 – 121.

103. Ушкалов В.Ф. Статистическая динамика рельсовых экипажей: Монография / В.Ф. Ушкалов, Л.М. Резников, С.Ф. Редько – К.: Наукова думка, 1982. – 360 с.

104. Хохлов А.А. Динамика сложных механических систем / А.А. Хохлов – М.: МИИТ, 2002. – 172 с.

105. Челноков И.И. Расчет рессорного подвешивания вагонов / И.И. Челноков, А.А. Эстлинг, Л.А. Новиков – Л.: ЛИИЖТ, 1968. – Ч. II. – 23 с.

106. Черкашин Ю.М. Расчет поперечных колебаний жидкости и боковой качки цистерн при неполном наливе / Ю.М. Черкашин // Вестник ВНИИЖТ. – М.: Интекст, 1970. – № 5. – С.31 – 37.

107. Филиппов В.Н. Извилистое движение экипажа с нелинейными силовыми и кинематическими связями / В.Н. Филиппов, В.Н. Данилов, В.Д. Хусидов // Вестник ВНИИЖТ. – М.: Интекст, 1971. – № 3. – С. 20 – 23.

108. Гарг В.К. Динамика подвижного состава / В.К. Гарг, Р.В. Дуккипати // пер. с англ; под ред. Н.А. Панькина. – М.: Транспорт, 1988. – 391 с.

109. Wickens A.H. Steering and stability of the bogie: vehicle dynamics and suspension design / A.H. Wickens // Proc. of the Institution of Mechanical Engineers. – Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 1991. – № 205. – P. 109 – 122.

110. Carlbom P. Passengers, seats and carbody in rail vehicle dynamics / P. Carlbom // Vehicle Syst. Dyn. 17-th IAVSD Symposium of Vehicles on Roads and Tracks. – Copenhagen. Denmark, 2002. – № 37. – P. 290 – 300.

111. Zhou J. Influences of car body vertical flexibility on ride quality of passenger railway vehicles / J. Zhou, R. Goodall, L. Ren, H. Zhang // Proc. of the Institution of Mechanical Engineers. – Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 2009. – № 223 (5). – P. 461 – 471.

112. Cole C. Improvements to Wagon Connection Modelling for Longitudinal Train Simulation / C. Cole // Conference on Railway Engineering. – Australia. Rockhampton: Institution of Engineers, 1998. – P. 187 – 194.

113. Muller L. TRAIN – A Computer Model for the Simulation of Longitudinal Dynamics in Trains / L. Muller, T Witt // Conference on Railway Engineering. – Australia. Rockhampton: Institution of Engineers, 1998. – P. 181 – 186.

114. McClanachan M. An Investigation of the Effect of Bogie and Wagon Pitch Associated with Longitudinal Train Dynamics / M. McClanachan, C. Cole, D. Roach, B. Scown // The Dynamics of Vehicles on Roads and on Tracks: Vehicle System Dynamics. – Swets & Zeitlinger B.V., 2000. – V. 33. – P. 374 – 385.

115. Короткевич М.А. Расчет и конструирование вагонов: Учеб. для маш. вузов / М.А. Короткевич // Теория вагона. – М.: Машгиз., 1939. – Ч. 3 – 303 с.

116. Винокуров М.В. Исследование колебаний и устойчивости вагонов / М. В. Винокуров // Сб. науч. Тр. ДИИТа. – Д., 1940. – Вып. XII. – 292 с.

117. Львов А.А. Современные методы исследований динамики вагонов // А.А.Львов, Л.О. Грачева // Труды ВНИИЖТ. – М.: Интекст, 1972. – Вып. 457. – 157 с.

118. Хохлов А.А. Построение единой математической модели колебаний многоосных вагонов // А.А. Хохлов // Вестник ВНИИЖТ. – М.: Интекст, 1982. – № 3. – С. 46 – 48.

119. Анисимов П.С. Демпфирующая способность гасителя колебаний грузовых вагонов // П.С. Анисимов // Вестник ВНИИЖТ – М.: Интекст, 1966. – № 8. – С. 20 – 22.

120. Данилов В.Н. Постановка и метод решения задачи пространственных колебаний двухосной тележки / В.Н. Данилов, В.Д. Хусидов, В.Н. Филиппов – Труды МИИТа, 1971. – Вып. 368. – С. 30 – 44.

121. Маслиев В.Г. Исследование динамики упругой и жесткой систем подвешивания электродвигателей тепловозов на колесную пару. Автореф. дис. канд. техн. наук. (05.196) / В.Г. Маслиев – Х. – Харьк. политехн. ин-т им. В. И. Ленина, 1970. - 22 с.

122. Маслієв В.Г. Дослідження залежності динамічних сил, що діють на путню структуру та транспортний засіб – від форми імпульсних збуджень / В.Г. Маслієв, Ю.В. Макаренко, А.О. Маслієв // Вісник НТУ «ХПІ». Збірник наукових праць. Серія: Транспортне машинобудування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2014. – № 22 (1065). – С. 36 – 43.

123. Masliev A. Studi of an air spring with improved damping of vibrations / A. Masliev, Yu. Makarenko, V. Masliev // ECONTECHMOD. AN INTERNATIONAL QUARTERLY JOURNAL, 2015. Vol. 4. – No. 4. – P. 59 – 64.

124. Дьомін Ю.В. Залізнична техніка міжнародних транспортних систем (вантажні перевезення): Монографія / Ю.В. Дьомін. – К.: Юнікон-Прес, 2001. – 341 с.

125. Дьомін Ю.В. Основи динаміки вагонів: навч. посібник / Ю.В. Дьомін, Г.Ю. Черняк. – К.: КУЕТТ, 2003. – 270 с.

126. Довганюк С.С. Про створення центрального випробувального полігона залізничного транспорту України / С.С. Довганюк, Ю.В. Дьомін, В.М. Самсонкін, О.М. Гончаров, А.В. Січкар // Залізн. трансп. України, 2004. – № 6. – С. 42 – 45.

127. Дьомін Ю.В. Дослідження напружено-деформованого стану пружинистих втулок розсувних колісних пар / Ю.В. Дьомін, Г. Ляско, Ю.В. Терещак // Залізн. трансп. України, 2008. – № 2. – С. 72 – 75.

128. Динаміка порожнього вагона і безпека руху поїзда / Ю.В. Дьомін, Г.Ю. Черняк // Залізн. трансп. України, 2007. – № 3. – С. 50 – 52.

129. Мямлин В.В. Теоретические основы создания гибких поточных производств для ремонта подвижного состава: Монография / В.В. Мямлин. Дн-вск.: Из-во ЧФ «Стандарт-Сервис», 2014. – 380 с.

130. Мямлин В.В. Компоновочные решения организационно-технологических структур перспективных вагоноремонтных депо с асинхронными гибкими потоками ремонта вагонов / В.В. Мямлин // Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. – Д., 2010. – Вип. 31. – С. 55 – 62.

131. Мямлин В.В. Структурные схемы перспективных вагоноремонтных предприятий с асинхронными гибкими потоками ремонта вагонов / В.В. Мямлин. – Вагонный парк, 2010. – № 11. – С. 15 – 18.

132. Мямлин В.В. Ретроспективный анализ методов организации ремонта грузовых вагонов в депо и пути их дальнейшего развития / В.В. Мямлин // Вісник Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Д., 2010. – Вип. 34. – С. 51 – 60.

133. Мямлин В.В. Разработка машинных методов и алгоритмов проектирования поточных линий для ремонта вагонов: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.22.07 / В.В. Мямлин. Моск. ин-т инж. тр-та. – М., 1989. – 23 с.

134. Устенко А.В. Тенденции развития тяговых двигателей подвижного состава / А.В. Устенко, О.В. Пасько // Електротехніка і електромеханіка, 2013. – № 1. – С. 65 – 68.

135. Вписывание проектируемого вагона в габарит: учебно-методическое пособие / В.В. Пигунов. – Гомель: БелГУТ, 2009. – 87 с.

136. Пат. 6, 196, 134. США. МПК[7] B61F5/04. Полегшена поперечна балка залізничного візка. Light weight truck bolster / Buckeye Steel Casting Co.; Todd W. Stecker. – № 09 / 238, 248; заяв. 27.01.99; опубл. 06.03.01.

137. Пат. 7, 802, 524 B1. США. МПК[7] B61F3/00. Збірка ковзуна постійного контакту з покращеною обробкою опорної поверхні для залізничних вагонів. Constant contact side bearing assembly with improved cap machining for a railcar / Wabtec Holding Corp.; Peter. P. Gregar. – № 12 / 539, 115; заяв. 11.08.09; опубл. 28.09.10.

138. Пат. 7, 527, 003 B1. США. МПК[7] B61F3/00, B61F1/00, F16C17/04. Бічна опора залізничного вантажного вагону. Rail road freight car sidebearing / ASF Keystone Inc.; Ralph H. Schorr, Bradford Johnstone. – № 12 / 154, 103; заяв. 21.05.08; опубл. 05.05.09.

139. Пат. 2010/0064930 A1. США. МПК[7] B61F5/32. Візок залізничного вагону з підшипниками. Railway truck with bearing adapter / Amsted Industries Inc.; Ralf H. Schorr, Peter Klauser, Jay P. Monaco, Ghana Jeevan Robinson, Manuel Tavares. – № 12 / 283, 688; заяв. 16.09.09; опубл. 18.03.10.

140. Пат. 2008/0271633 A1. США. МПК[7] B61F5/50. Візок залізничного вагону та її елементи. Rail road car truck and fiting therefor / National Steel Car Ltd.; James W. Forbes, – № 11 / 931, 095; заяв. 31.10.07; опубл. 06.11.08.

141. Губачева Л.А., Потапенко О.А. Модельная установка для испытаний фрикционных планок гасителя колебаний грузовых вагонов. Матеріали III Міжнародної науково-практичної конференції студентів, аспірантів та молодих

вчених *«Комп'ютерні науки для інформаційного суспільства»*, 12 – 13 грудня 2012 р. Луганськ. 2012. С. 364 – 367.

142. О вводе нормативов предельно допустимых в эксплуатации износов узлов и деталей тележки модели 18-100, превышение которых может привести к сходу с рельсов: Распоряжение от 01.06.2009. № 1145р. / ОАО РЖД. – М. – 2009.

143. Соколов М.М., Варава В.И. Гасители колебаний подвижного состава: Справочник / М.М. Соколов, В.И. Варава. – М.: Транспорт, 1985. – 216 с.

144. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) / М.: Гос. НИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 319 с.

145. ДСТУ 7598:2014. Вагони вантажні. Загальні вимоги до розрахунків та проектування нових і модернізованих вагонів колії 1520 мм (несамохідних). – Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2017. – 157 с.

146. Анисимов П.С. Испытания вагонов: Монография / П.С. Анисимов. – М.: Маршрут, 2004. – 197 с.

147. Бороненко Ю.П. Опыт проектирования трехэлементных тележек / Ю.П. Бороненко, А.М. Орлова // Железнодорожный транспорт. – М.: Транспорт, 2006. –№ 5. – С. 58 – 62.

148. Потапенко О.О., Могила В.І. Систематизація та класифікація конструкційних особливостей фрикційних клинів гасителів коливань візків вантажних вагонів. *Вісник СНУ ім. В. Даля*. Сєвєродонецьк. 2017, № 4 (234). С. 189 – 194.

149. Потапенко О.О. Конструкційні особливості фрикційних клинів гасителів коливань візків вантажних вагонів України, країн СНД та Північної Америки. *Міжнародний професійний журнал «Вагонний парк»*. Харків. 2017, № 3 – 4 (120 – 121). С. 13 – 16.

150. Потапенко О.О., Могила В.І. Класифікація конструкційних особливостей фрикційних клинів та її практична цінність. Збірник наукових праць VII-ї Міжнародної науково-практичної конференції *«Проблеми розвитку*

транспорту і логістики», 26 – 28 квітня 2017 р. Сєвєродонецьк – Одеса. 2017. С. 104 – 106.

151. Пат. на винахід № 50420. Україна. МПК: кл. B61F5/12. Фрикційний гаситель коливань / Смирнов Б.М., Стеценко І.Д., Козак В.В., Мямлін С.В., Івін В.Ф., Андреєв Є.О., Грищенко М.М.; заявник і патентовласник ДДТУЗТ. – № 2002010144; заяв. 03.01.2002; опубл. 15.10.200, Бюл. № 10.

152. Пат. на корисну модель № 1803. Україна. МПК: кл. B61F5/12. Фрикційний клин / Ушкалов В.Ф., Гатнарек Брюс Г. (US), Райт Джеймс Ф. (US); заявник і патентовласник іноземна фірма «ХАНСЕН ІНК», US. – № 2002097475; заяв. 16.09.2002; опубл. 15.05.2003, Бюл. № 5.

153. Пат. на винахід № 66942. Україна. МПК: кл. B61F5/12. Гаситель коливань візка вантажного вагона / Дьомін Ю.В, Кочмала Г.Д.; заявник і патентовласник фірма «ЮНІКОН ЛТД». – № 2002020940; заяв. 05.02.2002; опубл. 15.06.2004, Бюл. №6.

154. Пат. на корисну модель № 20777. Україна. МПК (2006.01): кл. B61F5/00, F16F7/00. Фрикційний клиновий гаситель коливань екіпажного візка транспортного засобу / Мямлін С.В., Панасенко В.Я., Клименко І.В.; заявник і патентовласник ДНУЗТ ім. академіка В.Лазаряна. – № u200608460; заяв. 27.07.2006; опубл. 15.02.2007, Бюл. №2.

155. Пат. на корисну модель № 61218. Україна. МПК (2006.01): кл. B61F5/12. Фрикційний клин візка вантажного залізничного екіпажа / Лашко А.А., Симоненко В.В., Нечволод К.С.; заявник і патентовласник ТОВ «РЕЙЛ-КОМПОЗИТ». – № u201015897; заяв. 29.12.2010; опубл. 11.07.2011, Бюл. №13.

156. Пат. на винахід № 38054. Україна. МПК: кл. B61B5/12, F16F7/04. Клиновий фрикційний гаситель коливань / Бабаєв А.М., Жаковський О.Д.; заявник і патентовласник держ. підпр. «Дніпропетровський орган з сертифікації залізничного транспорту». – № 2000052919; заяв. 23.05.2000; опубл. 15.05.2001, Бюл. №4.

157. Пат. на корисну модель № 23043. Україна. МПК (2006.01): кл. B61F5/00. Пристрій для покращення динамічних властивостей візка

залізничного вагона / Масловський М.М., Монтешевич Р.Я.; заявник і патентовласник ТОВ «СОФІЯ-ІНВЕСТ». – № u200611030; заяв. 19.10.2006; опубл. 10.05.2007, Бюл. № 6.

158. Пат. на корисну модель № 63355. Україна. МПК (2011.01): кл. B61F5/00. Фрикційний гаситель коливань візка вантажного вагона / Орлова А.М., Рудакова Є.А.; заявник і патентовласник АФСТ ЕДВАНСД ФРАЙТ КАР ТЕКНОЛОДЖІ ЛІМІТЕД, CY. – № u201102138; заяв. 23.02.2011; опубл. 10.10.2011, Бюл. №19.

159. Пат. на винахід № 69469. Україна. МПК: кл. B61F5/12, B61F5/00. Фрикційний клиновий гаситель коливань візка вантажного вагона / Дьомін Ю.В, Кочмала Г.Д.; заявник і патентовласник фірма «ЮНІКОН ЛТД». – № 2002020941; заяв. 05.02.2002; опубл. 15.09.2004, Бюл. №9.

160. Пат. на корисну модель № 61794. Україна. МПК (2006.01): B61F5/02. Клин / Сидорчук А.В.; заявник і патентовласник Сидорчук А.В. – № u201101159; заяв. 02.02.2011; опубл. 25.07.2011, Бюл. №14.

161. Пат. на корисну модель № 94836. Україна. МПК (2006.01): B61F5/12. Фрикційний гаситель коливань / Губачева Л.О., Андреєв О.О., Сторожев О.С.; заявник і патентовласник СНУ ім. В. Даля. – № u201403511; заяв. 07.04.2014; опубл. 10.12.2014, Бюл. №23.

162. Потапенко О.О., Могила В.І. Удосконалення рухомих сполучень візку вантажного вагону. Тези доповідей Всеукраїнської науково-технічної конференції молодих вчених, магістрів та студентів *«Науково-технічний прогрес на транспорті»,* 26 – 30 березня 2018 р. Дніпро. 2018. С. 95 – 96.

163. Орлова А.М. Влияние конструктивных схем и параметров тележек на устойчивость, ходовые качества и нагруженность грузовых вагонов: Автореф. дис. д-ра. техн. наук: 05.22.07 / А.М. Орлова. – Санкт-Петербург. – ФГБОУ ВО ПГУПС, 2008. – 32 с.

164. Лапенюк М.В. Выбор параметров грузовых тележек для повышенных осевых нагрузок. Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.22.07 / М.В. Лапенюк – М. – МГУПС (МИИТ), 1990. – 21 с.

165. Пасічник С.С. Поліпшення динамічних та ресурсних показників вантажних вагонів з комплексно модернізованими візками: Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.22.07 / С.С. Пасічник – Д. – ДНУЗТ ім. В. Лазаряна, 2012. – 23 с.

166. Ивашов В.А. Ремонт тележек грузовых вагонов (модели 18-100): Учеб. пособ. / В.А. Ивашов, М.В. Орлов, Н.Ф. Сирина. – Екатеринбург: УрГАПС, 1998. – 46 с.

167. Мотовилов К.В. Технология производства и ремонта вагонов / К.В. Мотовилов. – М.: Маршрут, 2003. – 382 с.

168. Губачева Л.А., Потапенко О.А., Потапенко А.Н. Влияние геометрии поверхности фрикционного клина на работу фрикционного гасителя колебаний грузовых вагонов. *Вісник СНУ ім. В.Даля*. Луганськ. 2014, № 5 (212), Ч 1. С. 64 – 66.

169. Губачева Л.А., Потапенко О.А., Потапенко А.Н. Влияние работы фрикционного гасителя колебаний на скорость трехэлементной тележки 18-100 (ЦНИИ-Х3-0). Матеріали IV Міжнародної науково-практичної конференції студентів, аспірантів та молодих вчених *«Комп'ютерні науки для інформаційного суспільства»*, 11 – 12 грудня 2013 р. Луганськ. 2013. С. 259 – 261.

170. Патент України на корисну модель № 110509, кл. B61F 5/00 Фрикційний клиновий гаситель коливань / Могила В.І., Потапенко О.О. заяв. 15.04.2016; опубл. 10.10.2016, Бюл. № 19/2016.

171. Патент України на корисну модель № 110511, кл. B61F 5/12 Фрикційний клиновий гаситель коливань / Могила В.І., Потапенко О.О., Варган Г.О. заяв. 15.04.2016; опубл. 10.10.2016, Бюл. № 19/2016.

172. Патент України на корисну модель № 110512, кл. B61F 5/12 Фрикційний клиновий гаситель коливань / Могила В.І., Потапенко О.О., Варган Г.О. заяв. 15.04.2016; опубл. 10.10.2016, Бюл. № 19/2016.

173. Патент України на корисну модель № 110513, кл. B61F 5/12 Фрикційний клиновий гаситель коливань / Могила В.І., Потапенко О.О., Варган Г.О. заяв. 15.04.2016; опубл. 10.10.2016, Бюл. № 19/2016.

174. Патент України на корисну модель № 115545, кл. B61F 5/12 Фрикційний клиновий гаситель коливань візка вантажного вагону / Могила В.І., Горбунов М.І., Потапенко О.О., Ковтанець М.В. заяв. 06.09.2016; опубл. 25.04.2017, Бюл. № 8/2017.

175. Патент України на корисну модель № 115546, кл. B61F 5/12, B61F 5/06 Фрикційний гаситель коливань візка вантажного вагону / Могила В.І., Горбунов М.І., Потапенко О.О., Ковтанець М.В. заяв. 06.09.2016; опубл. 25.04.2017, Бюл. № 8/2017.

176. Патент України на корисну модель № 121649, кл. B61F 5/12, B61F 5/06 Клиновий гаситель коливань візка вантажного вагону / Горбунов М.І., Могила В.І., Потапенко О.О. заяв. 26.06.2017; опубл. 11.12.2017, Бюл. № 23/2017.

177. Патент України на корисну модель № 121656, кл. B61F 5/12, B61F 5/06 Клиновий гаситель коливань візка вантажного вагону / Горбунов М.І., Могила В.І., Потапенко О.О. заяв. 26.06.2017; опубл. 11.12.2017, Бюл. № 23/2017.

178. Патент України на корисну модель № 122728, кл. B61F 5/12, B61F 5/06 Клиновий гаситель коливань візка вантажного вагону / Горбунов М.І., Могила В.І., Потапенко О.О. заяв. 17.07.2017; опубл. 25.01.2018, Бюл. № 2/2018.

179. Патент України на корисну модель № 122731, кл. B61F 5/06, B61F 5/12 Клиновий гаситель коливань візка вантажного вагону / Потапенко О.О., Горбунов М.І., Могила В.І. заяв. 17.07.2017; опубл. 25.01.2018, Бюл. № 2/2018.

180. Патент України на корисну модель № 122729, кл. B61F 5/12 Фрикційний клиновий гаситель коливань візка вантажного вагону / Потапенко О.О., Горбунов М.І., Могила В.І. заяв. 17.07.2017; опубл. 25.01.2018, Бюл. № 2/2018.

181. Патент України на корисну модель № 122730, кл. B61F 5/06, B61F 5/12 Клиновий гаситель коливань візка вантажного вагону / Могила В.І.,

Горбунов М.І., Потапенко О.О. заяв. 17.07.2017; опубл. 25.01.2018, Бюл. № 2/2018.

182. Патент України на корисну модель № 122734, кл. B61F 5/06 Фрикційний клиновий гаситель коливань візка вантажного вагону / Могила В.І., Горбунов М.І., Потапенко О.О. заяв. 17.07.2017; опубл. 25.01.2018, Бюл. №2/2018.

183. Патент України на корисну модель № 122735, кл. B61F 5/12 Фрикційний клиновий гаситель коливань візка вантажного вагону / Могила В.І., Горбунов М.І., Потапенко О.О. заяв. 17.07.2017; опубл. 25.01.2018, Бюл. №2/2018.

184. Патент України на корисну модель № 122736, кл. B61F 5/12 Фрикційний клиновий гаситель коливань візка вантажного вагону / Потапенко О.О., Горбунов М.І., Могила В.І. заяв. 17.07.2017; опубл. 25.01.2018, Бюл.№2/2018.

185. Патент України на корисну модель № 124797, кл. B61F 5/12 Фрикційний клиновий гаситель коливань візка вантажного вагона / Потапенко О.О., Горбунов М.І., Могила В.І. заяв. 30.10.2017; опубл. 25.04.2018, Бюл. №8/2018.

186. Патент України на корисну модель № 124798, кл. B61F 5/12 Фрикційний клиновий гаситель коливань візка вантажного вагона / Потапенко О.О., Горбунов М.І., Могила В.І. заяв. 30.10.2017; опубл. 25.04.2018, Бюл. №8/2018.

187. Патент України на корисну модель № 126619, кл. B61F 5/12 Фрикційний клиновий гаситель коливань візка вантажного вагона / Потапенко О.О., Могила В.І., Горбунов М.І. заяв. 06.02.18; опубл. 25.06.2018, Бюл. №12/2018.

188. Патент України на корисну модель № 126620, кл. B61F 5/12 Фрикційний клиновий гаситель коливань візка вантажного вагона / Потапенко О.О., Могила В.І., Горбунов М.І. заяв. 06.02.18; опубл. 25.06.2018, Бюл. № 12/2018.

189. Olha Potapenko, Nikolay Gorbunov, Valentin Mogyla, Yuriy Shcherbina, Vladimir Hauser. Function Evaluation of Common and Proposed Friction Shock Absorbers for Open Box Wagon 12–7019 KRVZ. *Manufacturing Technology*. Ústí nad Labem, Czech Republic. 2019, Vol 19, No.2. P. 303 – 307. **– *Scopus.***

190. Olha Potapenko, Nikolay Gorbunov, Valentin Mogyla, Yuriy Shcherbina, Vladimir Hauser. Analysis and Function Evaluation of Common and Proposed Friction Shock Absorbers for Open Box Wagon**.** Book of abstracts of XVI International Conference *«Dynamics of Rigid and Deformable Bodies 2018»*, 17 – 19 October 2018. Ústí nad Labem, Czech republic. 2018.

191. Потапенко О.О., Могила В.І. Нова конструкція ресорного підвішування візка вантажного вагона. Збірник наукових праць за матеріалами IX-ї Міжнародної науково-практичної конференції *«Транспорт і логістика: проблеми та рішення»*, 22 – 24 травня 2019 р. Сєвєродонецьк – Одеса – Вільнюс – Київ. 2019. С. 88 – 90.

192. Данилин Г.А. Методика прогнозирования релаксационной стойкости тарельчатых пружин, на основе излучения сигналов акустической эмиссии / Г.А. Данилин, А. В. Титов, Е. Ю. Ремшев// Металлообработка. – «Политехника», 2011. – № 2 (62). – С. 17 – 21.

193. Лясников А.В. Сопротивление материалов пластическому деформированию в приложениях к процессам обработки металлов давлением / А.В. Лясников, Н.П. Агеев, Д.П. Кузнецов и др. – СПб.: Внешторгиздат,1995. – 527 с.

194. Белогур В.П. Опыт применения титановых пружин при повышенных температурах / В.П. Белогур, А.Н. Трещевский, С.Ю. Конев // Бизнес-Гид, 2007. – №1. – С. 3 – 4.

195. ГОСТ 3057 – 90. Пружины тарельчатые. Общие технические условия / Межгосударственный стандарт. – Утв. и введен в действие протокол № 39 - 2011 от 12.05.2011. – Взамен ГОСТ 3057 - 79. – М.: Изд-во стандартов, 1990. Переиздан ИПК Изд-во стандартов, 2003. – 37 с.

196. Данилин Г.А. Оценка релаксационной стойкости тарельчатых пружин на основе метода акустической эмиссии / Г.А. Данилин, Д.В. Метляков, С.Ю. Конев, Л.Г. Черный, А.В. Титов, Е.Ю. Ремшев // Деформация и разрушение материалов, 2012. – № 3. – С. 41 – 44.

197. Артюх Г.В. Тарельчатые пружины в металлургическом оборудовании / Г.В. Артюх, В.Г. Артюх // Защита металлургических машин от поломок. – Мариуполь, 2000. – Вып. 5. – С. 146 – 149.

198. ГОСТ 14959-2016. Металопродукция из рессорно-пружинной нелегированной и легированой стали. Технические условия / Межгосударственный стандарт. – Взамен ГОСТ 14959-79. – Утв. и введен в действие протокол № 50 от 08.12.16. – М.: Стандартинформ, 2017. – 28 с.

199. Потапенко О.О., Могила В.І. Результати досліджень роботи фрикційного гасителя коливань серійної та удосконалених конструкцій візка вантажного вагону. *Вісник СНУ ім. В. Даля*. Сєвєродонецьк. 2018, № 2 (243). С. 184 – 192.

200. Потапенко О.О., Могила В.І. Результати комп'ютерного моделювання роботи гасителя коливань візка вантажного вагону. Збірник наукових праць за матеріалами VIII-ї Міжнародної науково-практичної конференції *«Транспорт і логістика: проблеми та рішення»*, 23 – 25 травня 2018 р. Сєвєродонецьк – Одеса – Вільнюс – Київ. 2018. С. 106 – 108.

201. Офіційний сайт Крюківського вагонобудівного заводу ПАТ «КВБЗ». – Режим доступу: http://www.kvsz.com/index.php/ua/produktsiya/metalokonstruktsiji/kontejneri/item/745-napivvahon-mod-12-7019#%D1%82%D0%B5%D1%85%D0%BD%D1%96%D1%87%D0%BD%D1%96-%D1%85%D0%B0%D1%80%D0%B0%D0%BA%D1%82%D0%B5%D1%80%D0%B8%D1%81%D1%82%D0%B8%D0%BA%D0%B8

202. Вершинский С.В. Расчет вагонов на прочность. – М.: Машиностроение, 1971. – 432 с.

203. РД 32 ЦВ 052-2009. Ремонт тележек грузовых вагонов. (Руководящий документ): Утв. 27.01.2010 Советом по жд. тр-ту государств-участников Содружества протокол от 13 – 14 мая 2010 г. СНГ. Согл. 27.01.2010 Комиссией Совета по жд. тр-ту полномочных специалистов вагон. хоз-ва ж.д администраций протокол от 27 – 29 января 2010 г. – М., 2010. – 43 с.

204. РД 32 ЦВ 052-2005. Ремонт тележек грузовых вагонов. (Руководящий документ): Утв. 31.12.2005 / ОАО «РЖД», Департамент вагонного хоз-ва ОАО «РЖД», Проектно-конструкторское бюро вагон. хоз-ва, Филиал ОАО «РЖД». – М., 2005. – 79 с.

205. Кузьмин Ю.А. Конструирование и расчет автомобиля. Расчет пружин: методические указания по выполнению курсовой работы для студентов специальности 19020165 «Автомобиле- и тракторостроение» / Ю.А. Кузьмин. – Ульяновск: УлГТУ, 2008. 29 с.

206. ГОСТ 1452-2011. Пружины цилиндрические винтовые тележек и ударно-тяговых приборов подвижного состава железных дорог. Технические условия / Межгосударственный стандарт. – Взамен ГОСТ 1452-2003. – Принят 12.05.2011 протокол № 39-2011. – М.: Стандартинформ, 2011. – 20 с.

207. ДСТУ ГОСТ 1452:2007. Пружини циліндричні ґвинтові візків та ударно-тягових приладів рухомого складу залізниць. Технічні умови / – Прийнято та надано чинності наказ від 4.04.2007 № 75 з 01.10.2007. ДП «УкрНДНЦ» – Київ: ДЕРЖСПОЖИВСТАНДАРТ УКРАЇНИ, 2007. – 15 с.

208. Потапенко О.О., Щербина Ю.В. Визначення силової характеристики елементів ресорного підвішування вантажного вагона. *Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій «Транспортні системи та технології»*. К: ДУІТ. 2019, Вип. 33, Т. 1. С. 67 – 77. – ***Google Scholar, Cite Factor.***

209. Камінська Н.І. Адаптивні методи у соціально-економічному прогнозуванні / Н.І. Камінська // Тези доповідей VII Міжнародної науково-метод. конф. Форум молодих економістів-кібернетиків «Моделювання

економіки: проблеми, тенденції, досвід» – м.Тернопіль, жовтень 21 – 22, 2016. – Тернопіль: МП «Тайп», 2016. – С. 83 – 84.

210. Лукашин Ю.П. Адаптивные методы краткосрочного прогнозирования / Ю.П. Лукашин. – М.: Статистика, 1979. – 254 с.

211. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике: Практическое пособие / Алямовский А.А., Собачкин А.А., Одинцов Е.В. – СПб: БХВ-Петербург, 2008. – 1038 с. ISBN 978-5-94157-994-5

212. Шнейдер В.Е. Краткий курс высшей математики. Учеб. пособие для вузов. – М.: Высш. школа, 1972. – 640 с.

213. Биргер И.А. Расчет на прочность деталей машин: Справочник / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1993. – 640 с.

214. Расчет машиностроительных конструкций на прочность и жесткость/ Н.Н. Шапошников, Н.Д. Тарабасов, В.Б. Петров, В.И. Мяченков. – М.: Машиностроение, 1981. – 334 с.

215. ДКПП 33.20.62.390. КНД17.100. Тензорезисторы КФ4 и КФ5: Техническое описание и инструкция по наклейке / ООО «ВЕДА». – К. – 20 с.

216. ЦВ-0015. Інструкція по ремонту візків вантажних вагонів: Затв. наказом Укрзалізниці від 06.11.1998 р. № 272-Ц. З доп. та змінами затв. наказом від 26.12.00 № 610-Ц / М-во транспорту України, Держадміністрація залізн. тр-ту України. – К., 2003. – 144 с.

217. Потапенко О.О., Могила В.І. Результати комплексного дослідження елементів ресорного підвішування візка вантажного вагона. Збірник наукових праць за матеріалами IX-ї Міжнародної науково-практичної конференції *«Транспорт і логістика: проблеми та рішення»*, 22 – 24 травня 2019 р. Сєвєродонецьк – Одеса – Вільнюс – Київ. 2019. С. 87 – 88.

218. Гриб В.В. Лабораторные испытания материалов на трение и износ / В.В. Гриб, Г.Е. Лазарев. – М.: Наука, 1965. – 115 с.

219. ГОСТ 13837-79. Динамометры общего назначения. Технические условия / Межгосударственный стандарт. – Взамен ГОСТ 13837-68. – Утв. и введен в действие пост. № 2554 от 13.07.79. – М.: Стандартинформ, 2009. – 9 с.

220. Паспорт Гб2.782.070ПС: Динамометры общего назначения ДПУ-0,1, ДПУ-0,2, ДПУ-1, ДПУ-1 / ТОВ НВФ Стандарт-М. – Запоріжжя. – 10 с.

221. ГОСТ 9012-59. Металлы. Методы измерения твердости по Бринеллю / Межгосударственный стандарт. – Введен в действие 01.01.60. – М.: Стандарт-информ, 2007. – 39 с.

222. ГОСТ 2999-75. Металлы и сплавы. Метод измерения твердости по Виккерсу / Гос. стандарт Союза ССР. – Взамен ГОСТ 2999-59. – Утв. и введен в действие пост. № 1956 от 28.07.75 . – М.: Изд-во стандартов, 1987. – 30 с.

223. ГОСТ 9450-76. Измерение микротвердости вдавливанием алмазных наконечников / Гос. стандарт Союза ССР. – Утв. и введен в действие пост. № 68 от 09.01.76. – М.: Изд-во стандартов, 1993. – 35 с.

224. ГОСТ 23677-79. Твердомеры для металлов. Общие технические требования / Гос. стандарт Союза ССР. – Взамен ГОСТ 13407-67, ГОСТ 13408-67, ГОСТ 12165-66, ГОСТ 13406-67. – Утв. и введен в действие пост. № 1965 от 30.05.79. – М.: Изд-во стандартов, 1991. – 10 с.

225. ГОСТ 9377-81. Наконечники и бойки алмазные к приборам для измерения твердости металлов и сплавов. Технические условия / Гос. стандарт Союза ССР. – Взамен ГОСТ 9377-74. – Утв. и введен в действие пост. № 1810 от 6.04.81. – М.: Изд-во стандартов, 1987. – 10 с.

226. ГОСТ 19200-80. Отливки из чугуна и стали. Термины и определения дефектов / Межгосударственный стандарт. – Взамен ГОСТ 19200-73. – Принят 27.06.80 пост. № 3143. – М.: ИПК Изд-во стандартов, 2004. – 12 с.

227. ГОСТ 21014-88. Прокат черных металлов. Термины и определения дефектов поверхности / Гос. стандарт Союза ССР. – Взамен ГОСТ 20847-75, ГОСТ 21014-75. – Утв. и введен в действие пост. № 3724 от 16.11.88. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 62 с.

228. ГОСТ 9378-93. Образцы шероховатости поверхности (сравнения). Общие технические условия / Межгосударственный стандарт. – Взамен ГОСТ 9378-75. – Принят 21.10.93 протокол № 4-93. – М.: Изд-во стандартов, 1996. – 9 с.

229. ГОСТ 8026-92. Линейки поверочные. Технические условия / Межгосударственный стандарт. – Взамен ГОСТ 8026-75. – Утв. и введен в действие пост. № 233 от 23.03.92. – М: ИПК Изд-во стандартов, 2003; Стандартинформ, 2008. – 10 с.

230. ГОСТ 166-89. Штангенциркули. Технические условия / Межгосударственный стандарт. – Взамен ГОСТ 166-80. – Утв. и введен в действие пост. № 3253 от 30.10.89. – М: ИПК Изд-во стандартов, 2003. – 10 с.

231. ГОСТ 25.502-79. Расчеты и испытания на прочность в машиностроении. Методы механических испытаний металлов. Методы испытаний на усталость / Межгосударственный стандарт. – Взамен ГОСТ 23026-78, ГОСТ 2860-65. – Утв. и введен в действие пост. № 4146 от 30.11.79. – М.: Стандарт-информ, 2005. – 50 с.

232. ГОСТ 4543-71. Сталь легированная конструкционная. Технические условия / Межгосударственный стандарт. – Утв. и введен в действие пост. № 1148 от 18.06.71. – Взамен ГОСТ 1050-60, ГОСТ 1051-59, ГОСТ 4543-61. – М.: (Изд-во стандартов, 1988. – 64 с.) Стандартинформ, 2008. – 40 с.

233. ГОСТ 977-88. Отливки стальные. Общие технические условия / Межгосударственный стандарт. – Введен в действие 01.01.90. Взамен ГОСТ 977-75, ГОСТ 2176-77. – М.: ИПК Изд-во стандартов, 2004. – 35 с.

234. ГОСТ 1412-85. Чугун с пластинчатым графитом для отливок. Марки / Межгосударственный стандарт. – Утв. и введен в действие пост. № 3009 от 24.09.85. Взамен ГОСТ 1412-79. – М.: ИПК Изд-во стандартов, 2004. – 5 с.

235. Новицкий П.В. Оценка погрешностей результатов измерений / П.В. Новицкий, И.А. Зограф. – 2-е изд., перераб. и доп.– Л.: Энергоатомиздат, 1991. – 304 с.

236. Рего К.Г. Метрологическая обработка результатов технических измерений: Справочное пособие / К.Г. Рего. – К.: Техника, 1987. – 186 с.

237. Зайдель А.Н. Погрешности измерения физических величин / А.Н. Зайдель. – Л.: Наука, 1985. – 128 с.

238. ГОСТ 27674-88. Трение, изнашивание и смазка. Термины и определения / Гос. стандарт Союза ССР. – Взамен ГОСТ 23.002-78. – Утв. и введен в действие пост. № 950 от 31.03.88. – М.: Изд-во стандартов, 1992. – 21 с.

239. Санников А.А. Лабораторные работы по курсу «Трибология и триботехника» / А.А. Санников, С.Н. Саков. – ФГБОУ ВПО «УГЛТУ». – Екатеринбург, 2014. – 46 с.

240. Hauser V., Gerlici Ju., Kravchenko K., Lack T., Loulová M., Potapenko O.A. Definition of composite profiles for the needs of a dynamic analysis of a rail vehicle. Book of abstracts of XXIII Polish – Slovak Scientific Conference *«Mashine Modelling AND Simulation MMS 2018»,* 4 – 7 September 2018. Rydzyna, Poland. 2018. P. 48.

241. ПТЕ железных дорог Украины: Утв. приказом МТУ № 411 от 20.12.1996 г. с изм. согл. приказа МТУ № 179 от 19.03.2002 / М-во тр-та Украины. – К., 2003. – 94 с.

242. Вериго М.Ф. Динамика вагонов: Конспект лекций / М.Ф. Вериго – М.: ВЗИИТ, 1971. – 176 с.

243. О нормах допускаемых скоростей движения подвижного состава по железнодорожным путям колеи 1520 (1524) мм: утв. приказом МПС России № 41 от 12.11.01 / М-во путей сообщения РФ. – М.: Транспорт, 2001. – 126 с.

244. Pogorelov D.Yu. Simulation of Rail Vehicle Dynamics with Universal Mechanism Software // Rail vehicle dynamics and associated problems. Gliwice: Silesian University of Technology, 2005. – P. 13 – 58.

245. ЦП- 0269. Інструкція з улаштування та утримання колії залізниць України: Затв. наказом від 01.03.2012 р. № 072-Ц / Е.І. Даніленко,

А.М. Орловський, М.Б. Курган, В.О. Яковлєв та інші. – К.: ТОВ «НВП Поліграфсервіс», 2012. – 456 с.

246. Данович В.Д. Определение допускаемых скоростей движения грузовых вагонов по железнодорожным путям колеи 1520 мм / В.Д. Данович, В.В. Рыбкин, С.В. Мямлин, А.Г. Рейдемейстер, А.П. Трякин, Н.В. Халипова // Наука и прогресс транспорта. Вестник Днепропетровского национального университета железнодорожного транспорта, 2003. – С 77 – 86.

247. Подъельников И.В. Усовершенствование профиля обода железнодорожного колеса / И.В. Подъельников // Техническая механика, 2012. – № 1. – С. 15 – 22.

248. Фомін О.В. Аналіз застосування сталевих ковзунів з зазором у конструкції критих вагонів для перевезення легковагових вантажів / О.В. Фомін, В.Є. Осьмак, В.С. Лебедєв // Вісник СНУ ім. В. Даля, 2018. – № 2 (243). – С. 237 – 242.

249. ЦВ-0043. Інструкція з технічного обслуговування вагонів в експлуатації: Затв. наказом Укрзалізниці № 417-Ц від 25.09.2008 / М-во трансп. та зв'язку України, ДП ПКТБЦВ Укрзалізниці. – К., 2008. – 222 с.

250. Кошарова Т.В. Методические рекомендации по обоснованию эффективности инноваций на транспорте / Т.В. Кошарова, В.М. Самуйлов, Е.В. Кошкаров – Екатеринбург: УрГУПС, 2002. – 54 с.

251. Інформація про вагонний парк та вагонне господарство [Електронний ресурс]: Проект Вагон. by (vagon.by). – Режим доступу: http://vagon.by/model/12-757

252. Статистичні дані про Українські залізниці / Офіційний сайт Міністерства інфраструктури України (МІУ) [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://mtu.gov.ua/content/statistichni-dani-pro-ukrainski-zaliznici.html

253. ПАТ «Укрзалізниця» збільшено обсяг ремонту вантажних вагонів на 23% / Офіційний сайт ПАТ «Укрзалізниця» [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://uz.gov.ua/press_center/up_to_date_topic/433586/

ДОДАТОК А

Техніко-економічна ефективність використання запропонованих технічних рішень

Розрахунки техніко-економічного ефекту, який проявляється, перш за все, у збільшенні безремонтного пробігу візків вантажних вагонів по вузлу гасителя коливань зі 160 до 290 тис. км при заміні клина серійної конструкції на пропоновану, проводилися з використанням даних вагонобудівних та вагоноремонтних заводів, компаній, науково-виробничих підприємств [2].

Обґрунтування економічної ефективності полягає в порівнянні витрат власника протягом циклу експлуатації напіввагона на нормативну заміну сталевих та чавунних клинів та підклинових витих циліндричних пружин візка вантажного вагона на елементи запропонованої конструкції [2, 21, 27].

Час роботи нових вантажних вагонів на візках моделі 18-100 з фрикційними клинами зі сталі 25Л відповідно до діючої нормативної документації [249] повинен складати (до деповського ремонту) не менше 3 років. Пробіг напіввагонів з фрикційними клинами з сірого чавуну марки СЧ25 повинен бути не менше 160 тис. км або 2 роки експлуатації після деповського та капітального ремонтів [2, 5].

Надходження вагонів на візках моделі 18-100 без модернізації до планових видів ремонту [249] здійснюється через: 210 тис. км після будування (3 роки); 160 тис. км після капітального ремонту (2 роки); 110 тис. км між деповськими ремонтами (1 рік); 210 тис. км після капітального ремонту з подовженням терміну служби (КРП), а з модернізацією за проектом С03.04 та М1698 – 210 тис. км після будування (3 роки); 160 тис. км після капітального ремонту (2 роки); 160 тис. км між деповськими ремонтами (1 рік) [2, 5, 27].

При визначенні ефективності удосконалених елементів фрикційного гасіння коливань в системі ресорного підвішування оцінювався рівень лімітної, тобто максимальної вартості виробу. Максимальна вартість розраховувалась за формулою 27, стор. 42 [250]:

$$Ц_м = Ц_б + E_к \cdot K_е, \qquad (А.1)$$

де $Ц_м$ – максимальна ціна виробу;

$Ц_б$ – вартість базового виробу. Приймається середня вартість одиниці на період розрахунку з урахуванням проведеної переоцінки;

$E_к$ – корисний ефект від застосування нового виробу;

$K_е$ – коефіцієнт урахування корисного ефекту в ціні нового виробу, $K_е$ = 0,7 – 0,75.

Величина економічного ефекту на рік на 1 вагон [2, 27], виходячи з життєвого циклу вагона, розраховувалась за наступною формулою:

$$E_ф = \frac{(C_б + З_{компл б} \cdot N_б) - (C_н + З_{компл н} \cdot N_н)}{V_{жц}}, \qquad (А.2)$$

де $C_б$ – вартість нового комплекту клинів, підклинових пружин серійної конструкції на один вантажний вагон в оптових цінах виробника, грн. без ПДВ;

$C_н$ – вартість нового комплекту елементів удосконаленої конструкції ресорного підвішування на один вантажний вагон в оптових цінах виробника, грн. без ПДВ;

$З_{компл.б}$ – сума витрат на одну нормативну заміну вагоноремонтним підприємством на 1 вагоні комплекту клинів, підклинових пружин серійної конструкції, грн. без ПДВ;

$З_{компл.н}$ – сума витрат на одну нормативну заміну вагоноремонтним підприємством на 1 вагоні комплекту елементів удосконаленої конструкції ресорного підвішування, грн. без ПДВ;

$N_б$ – кількість замін на одному вагоні комплекту клинів серійної конструкції на протязі життєвого циклу вагона, виходячи з нормативного пробігу даного клину, складе 10 разів (1730 тис.км / 160 тис.км), підклинових пружин складе 11 разів (1730 тис. км / 160 тис. км);

$N_н$ – кількість замін на одному вагоні комплекту клинів удосконаленої конструкції ресорного підвішування на протязі життєвого циклу вагона, виходячи з нормативного пробігу даного клину, складе 6 раз (1730 тис.км / 290 тис.км), комбінованих підклинових пружин складе: 1 раз пакету тарілчастих пружин та 3 рази підклинових витих циліндричних пружин (1730 тис.км / 1730 тис.км, 1730 тис.км / 576 тис.км);

$V_{жц}$ – час життєвого циклу вагона, років, $V_{жц}$ = 22 роки.

Собівартість запропонованої конструкції фрикційного клину знаходиться у межах вартості серійної конструкції та клину фірми A.Stucki – RFE-43.

Оптова ціна фрикційного клину запропонованої конструкції та реальна середня оптова ціна серійної конструкції за одиницю без ПДВ, що відповідає рівню цін ринку України в 2016 році [2], приведені у табл. А.1.

Оптова ціна підклинових пружин ресорного підвішування удосконаленої конструкції та реальна середня оптова ціна серійної конструкції за одиницю без ПДВ, що відповідає рівню цін ринку України в 2019 році, приведені у табл. А.2.

Вартість нового комплекту серійної та удосконаленої конструкції на один вантажний вагон без ПДВ [2], визначали за формулою:

$$C_{б.} = C_{кл} \cdot n_{кл}, \qquad (А.3)$$

$$C_{н.} = C_{кл} \cdot n_{кл}.$$

де $C_{кл.}$ – ціна фрикційного клину, грн.;

$n_{кл.}$ – кількість клинів на 1 вагон, $n_{кл.}$ = 8 шт.

$$C_{П} = C_{П} \cdot n_{П}.$$

де $C_{П.}$ – ціна комплекту підклинових пружин, грн.;

$n_{П}$ – кількість комплектів підклинових пружин на 1 вагон, $n_{пр.}$= 8 шт.

Витрати на придбання клинів та пружин на початку життєвого циклу вагона власник несе через придбання всього вагона. По закінченню нормативного терміну служби клини змінюють на нові. Заміну клинів та пружин проводять у ремонтних депо та вагоноремонтних підприємствах. Витрати по заміні в даному випадку складаються з наступних складових:

$$З_{компл.} = C + ТПВ + Р. \qquad (А.4)$$

де *ТПВ* – транспортно-підготовчі витрати вагоноремонтного підприємства з доставки клинів від завода – виробника. Зазвичай вони складають 7% від суми вартості;

Р – вартість роботи по заміні клинів на 1 вагон. Користуючись наданими прайс – листами вагонобудівних та вагоноремонтних заводів країн СНД, вартість заміни комплекту клинів, підклинових пружин на одному вагоні в середньому складає 2400 грн. без ПДВ.

Витрати на нормативну заміну вагоноремонтним підприємством на одному вагоні комплекту фрикційних клинів та підклинових пружин серійної та удосконаленої конструкції зведені до таблиці А.1 та А.2.

Таблиця А.1 – Результати розрахунків для фрикційних клинових гасителів коливань за формулами А.1, А.3, А.4 з обслуговування 1 вантажного вагону

Матеріал фрикційного клину	$С_{п,\ грн}$	$С_б/С_н$	$З_{компл.б.}/З_{компл.н}$
Серійна конструкція			
СЧ 25	287	2296	4856,72
25Л	309	2472	5045,04
RFE-43	498,37	3986,96	6666,05
Запропонована конструкція			
Без змінного сферичного вкладишу			
СЧ 25	287	2296	4856,72
25Л	309	2472	5045,04
Зі змінним сферичним вкладишем			
СЧ25	450	3600	6252
25Л	472	3776	6440,32

Таблиця А.2 – Результати розрахунків за формулами А.1, А.3, А.4 для підклинових пружин ресорного підвішування з обслуговування 1 вантажного вагона

Тип пружини	$С_{п,\ грн}$	$С_б/С_н$	$З_{компл.б.}/З_{компл.н}$
Серійна конструкція			
Винтові пружини (Ханіна), 1 комплект	1200	9600	12672
Удосконалена конструкція			
Винтові пружини (Ханіна), 1 комплект	1200	9600	30048
Тарілчаста пружина	852	20448	

Час життєвого циклу ($V_{жц}$) напіввагону моделі 12-7019 КРВЗ, обладнаного візками моделі 18-100 та її аналогами, складає 22 роки [251]. Підставивши отримані результати у формулу А.2, визначено величину економічного ефекту за рік для 1 напіввагону. Результати розрахунку зведено до таблиці А.3.

Отже, за період нормативної експлуатації напіввагону ($V_{жц}$) з удосконаленою конструкцією, економічний ефект від скорочення кількості планових витрат на їх заміну складе [2, 27]:

$$E_ф^{жц} = E_ф \cdot V_{жц}. \qquad (А.5)$$

де $E_ф$ – економічний ефект за рік для 1 напіввагону, грн.

Проаналізувавши парк вантажних вагонів станом на серпень 2016 року, визначено можливий ефект від застосування пропонованої конструкції фрикційного клину [2]. Загальний парк вантажних вагонів України становить 111100 одиниць [252]. Вантажний рухомий парк ПАТ «Укрзалізниці» станом на 15.08.2016 року нараховує 105971 у тому числі 47553 напіввагонів, 11650 хопер-зерновозів, 5324 універсальних платформ, 6708 критих вагонів, 9295 цистерн та інші [253].

Таким чином, теоретичний економічний ефект від впровадження удосконалених елементів фрикційного гасіння коливань в системі ресорного

підвішування для даного складу напіввагонів за рік [2], визначено за формулою:

$$E_{ф}^{Теор} = E_{ф} \cdot n_{в}. \quad (А.6)$$

де $n_{в}$ – кількість вагонів, шт.

Реальний економічний ефект від впровадження удосконалених елементів фрикційного гасіння коливань в системі ресорного підвішування вантажних вагонів залежить від його нормативної зміни при ремонтах та від фактичної експлуатації рухомого складу і може складати близько 30% від теоретичного [2], розраховано за формулою:

$$E_{ф}^{Реал} = \frac{30 \cdot E_{ф}^{Теор}}{100}. \quad (А.7)$$

Результати розрахунків [2, 27] за формулами А.2, А.5 – А.7 зведено до таблиці А.3 та таблиці А.4 і показано на рис. А.1 і рис. А.2.

Таблиця А.3 – Економічний ефект від впровадження запропонованої конструкції фрикційного клину порівняно з серійною

№ п/п	Матеріал фрикційного клину	$E_{ф}$, грн.	$E_{ф}^{жч}$, грн.	$E_{ф}^{Теор}$ для «УЗ», млн. грн.	$E_{ф}^{Реал}$ для «УЗ», млн. грн.
Без змінного сферичного вкладишу					
1	СЧ25 – СЧ25	883	19426,88	≈ 42	≈ 12,6
2	СЧ25 – RFE-43	1782,32	39211,04	≈ 84,75	≈ 25,43
3	25Л – 25Л	917,28	20180,16	≈ 43,62	≈ 13,09
4	25Л – RFE-43	1723	37906 грн.	≈ 81,93	≈ 24,58
Зі змінним сферичним вкладишем					
5	СЧ25 – СЧ25	1342,52	29535,44	≈ 63,84	≈ 19,15
6	СЧ25 – RFE-43	443,24	9751,28	≈ 21,08	≈ 6,32
7	25Л – 25Л	1283,16	28229,52	≈ 61,02	≈ 18,31
8	25Л – RFE-43	477,48	10504,56	≈ 22,71	≈ 6,81

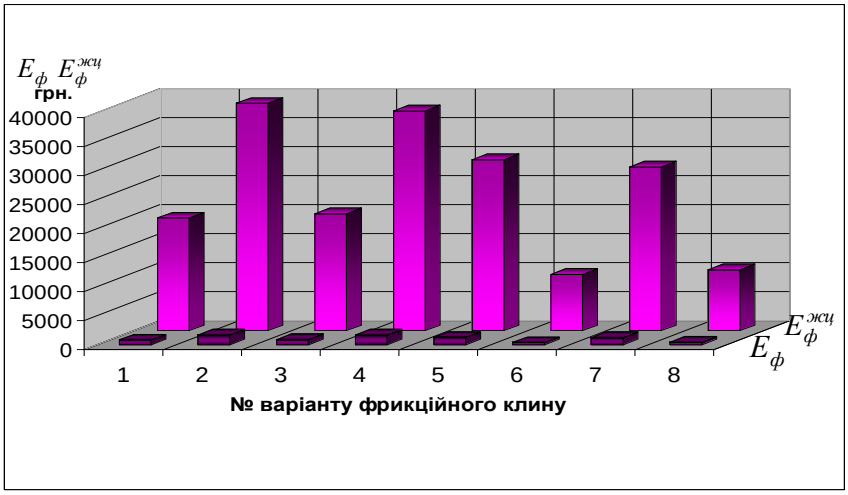


Рисунок А.1 – Гістограма економічного ефекту на 1 напіввагон від впровадження запропонованої конструкції фрикційного клину

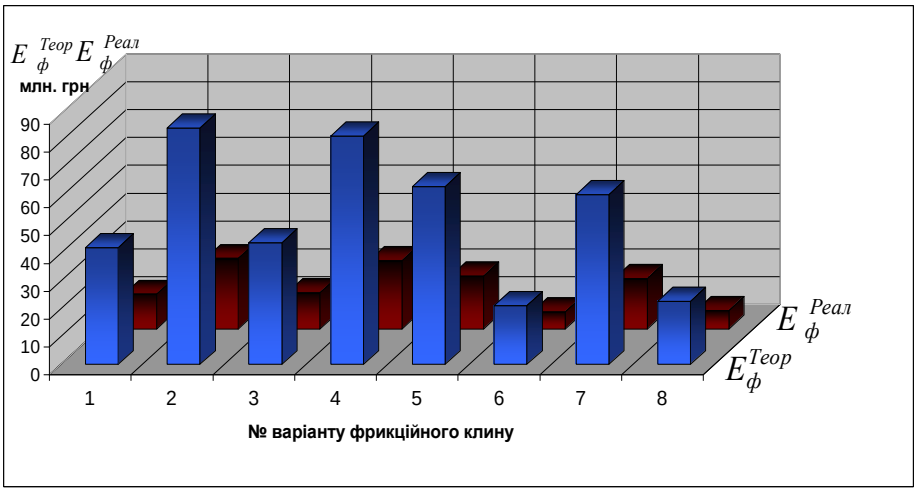


Рисунок А.2 – Гістограма теоретичного та економічного ефекту від впровадження запропонованої конструкції фрикційного клину

Таблиця А.4 – Економічний ефект від впровадження запропонованої конструкції підклинових пружин порівняно з серійною

$E_ф$, грн.	$E_ф^{жц}$, грн.	$E_ф^{Теор}$ для «УЗ», млн. грн.	$E_ф^{Реал}$ для «УЗ», млн. грн.
2108,03	46376,66	≈ 100,342	≈ 30,103

Виконані дослідження підтверджують економічну доцільність впровадження у виробництво та подальшу експлуатацію на залізницях колії 1520 мм удосконалених елементів фрикційного гасіння коливань в системі ресорного підвішування візків вантажних вагонів, як нового покоління, так і нині існуючих [27].

Розрахунок економічного ефекту від збільшення міжремонтного пробігу зі 160 до 290 тис. км для парка напіввагонів Укрзалізниці (для 47,6 тис.од.) може скласти від 21,08 до 84,76 млн. грн. теоретичного та від 6,32 до 25,43 млн. грн. при заміні фрикційних клинів в залежності від матеріалу та наявності змінного сферичного вкладишу [2, 21].

Розрахунок економічного ефекту від застосування комбінованих підклинових пружин ресорного підвішування (для 47,6 тис.од.) може скласти 100,342 млн. грн. теоретичного та 30,103 млн. грн. реального [21, 26].

Економічний ефект від зменшення витрат на проведення поточного відчіплювального ремонту та збільшення безремонтного пробігу вантажних вагонів з візками обладнаними удосконаленими елементами фрикційного гасіння коливань в системі ресорного підвішування для одного вагона на рік складає 3450 грн та на період в межах призначеного заводом-виробником строку служби напіввагону (22 роки) – 75912 грн.

Даний економічний ефект досягається за рахунок зменшення: кількості планових ремонтів на протязі терміну служби; втрат від вилучення з експлуатації вагонів; витрат на подачу – прибирання, доставку від станції вивантаження до станції ремонту; зниження нормо-годин на ремонт та заміну зношених деталей; часу оберту вагону в сполученні [2, 27].

Результати комплексного дослідження підтверджують доцільність використання представленої конструкції [2, 10, 21, 26, 27, 189, 191, 217].

ДОДАТОК Б

Рекомендації щодо удосконалення елементів фрикційного гасіння коливань в системі ресорного підвішування візка вантажного вагона

Фрикційні клини серійної конструкції мають незначний міжремонтний пробіг і не відповідають за своїми показниками експлуатаційному ресурсу та сучасним вимогам [150]. При проектуванні ресорного підвішування візків вантажних вагонів необхідно забезпечити стабільність демпфірування в сучасних умовах, підвищену зносостійкість пар тертя при діючій системі планово-попереджувальних ремонтів. Конструкція ресорного підвішування повинна забезпечувати необхідну зв’язаність візка у плані при допустимих нормативах зносу елементів «надресорна балка – фрикційний клин – фрикційна планка».

Виходячи з необхідності внесення відповідних конструкційних змін та вибору параметрів ресорного підвішування, основну увагу було зосереджено на покращенні фукціонування та стабільних робочих характеристиках системи демпфірування [162].

Удосконалені елементи фрикційного гасіння коливань в системі ресорного підвішування поліпшують експлуатаційні властивості візка і спрямовані на збільшення зносостійкості, довговічності та працездатності [21, 26, 191, 217].

Першим напрямом є удосконалення елементів ресорного підвішування [162, 199].

Другим напрямом є застосування нових сучасних матеріалів, які забезпечать мінімальний знос робочих поверхонь та стабільність коефіцієнта відносного тертя [162, 199, 200].

Враховуючи напрями удосконалення, рекомендовано, для забезпечення відповідних робочих показників як у завантаженому, так і у порожньому станах вантажних вагонів, наступні варіанти конструкційних рішень трибологічної пари «фрикційний клин – фрикційна планка» та пружинного комплекту [170,

172, 174 – 177, 179, 180, 184, 188], захищені державними патентами України (рис. Б.1 – Б.10).

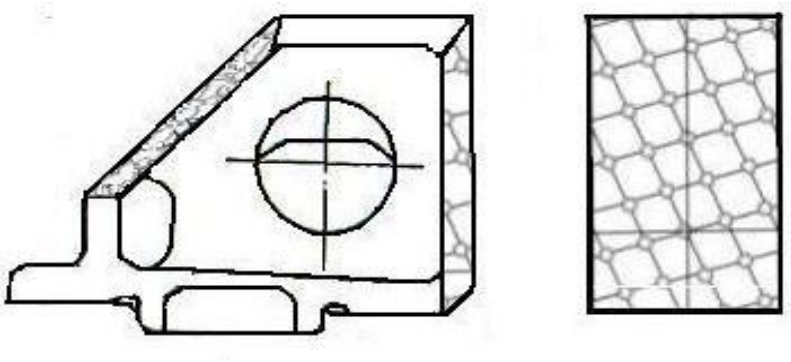


Рисунок Б.1 – Фрикційний клин за патентом № 110509

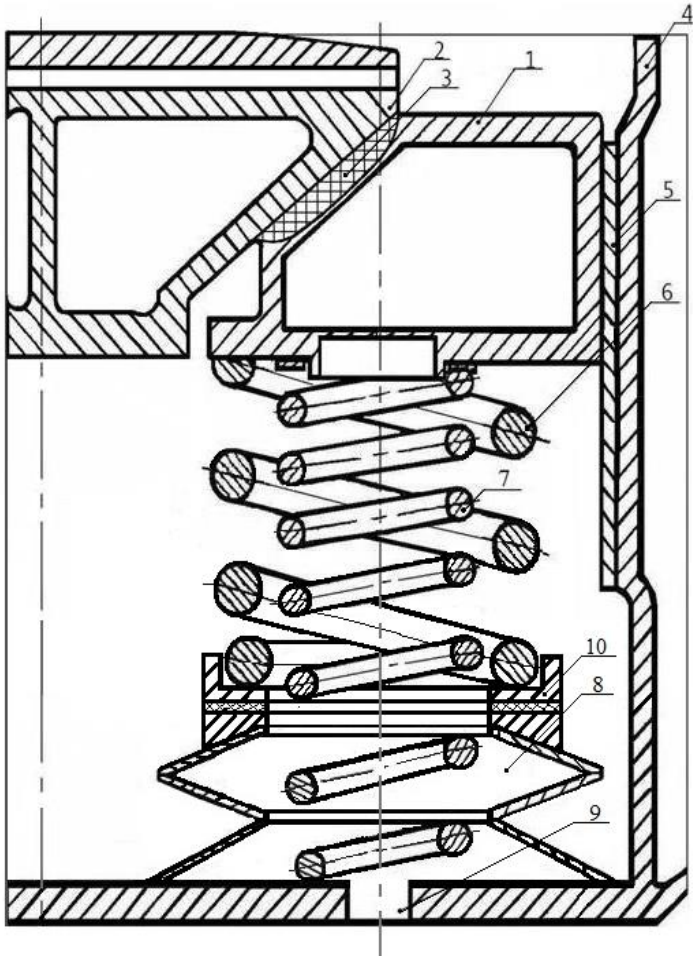


Рисунок Б.2 – Фрикційний клиновий гаситель коливань візка вантажного вагону за патентом № 126620:
1 – клин; 2 – надресорна балка; 3 – змінний сферичний вкладиш; 4 – бічна рама;
5 – фрикційна планка; 6 – зовнішня натискна пружина; 7 – внутрішня натискна пружина;
8 –тарілчаста пружина (ресора); 9 – технологічний отвір; 10 – комбінована багатошарова прокладка

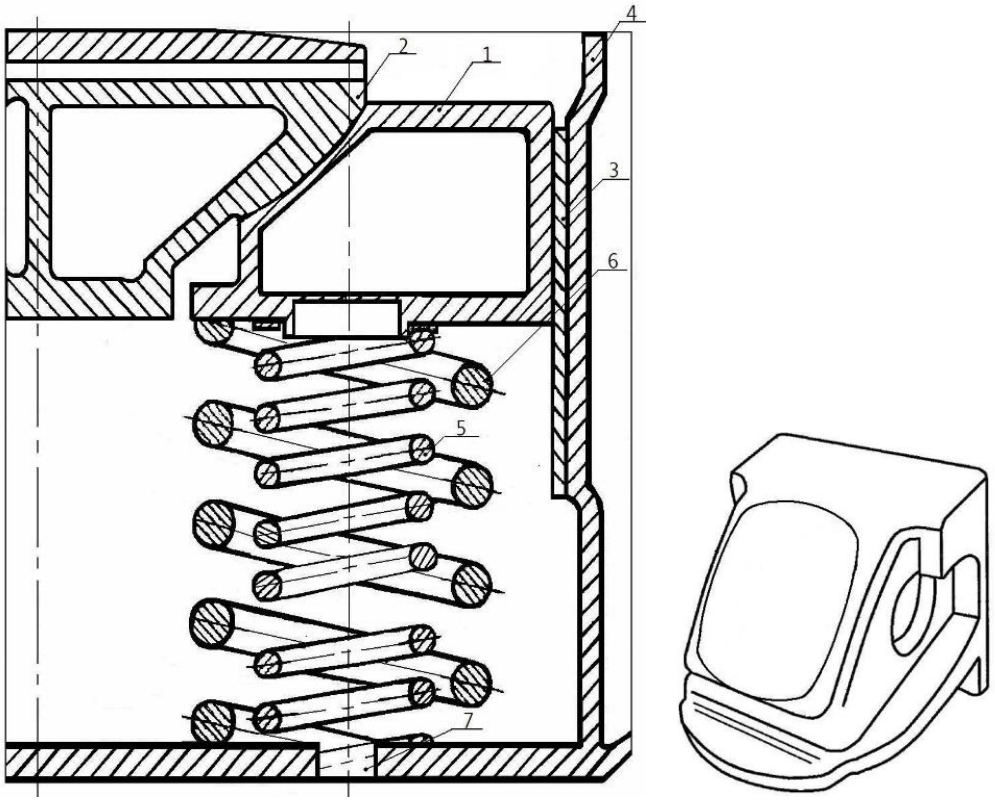


Рисунок Б.3 – Фрикційний клиновий гаситель коливань за патентом № 110512:
1 – клин; 2 – надресорна балка; 3 – фрикційна планка; 4 – бічна рама візка;
5 – внутрішня натискна пружина; 6 – зовнішня пружина; 7 – технологічний отвір

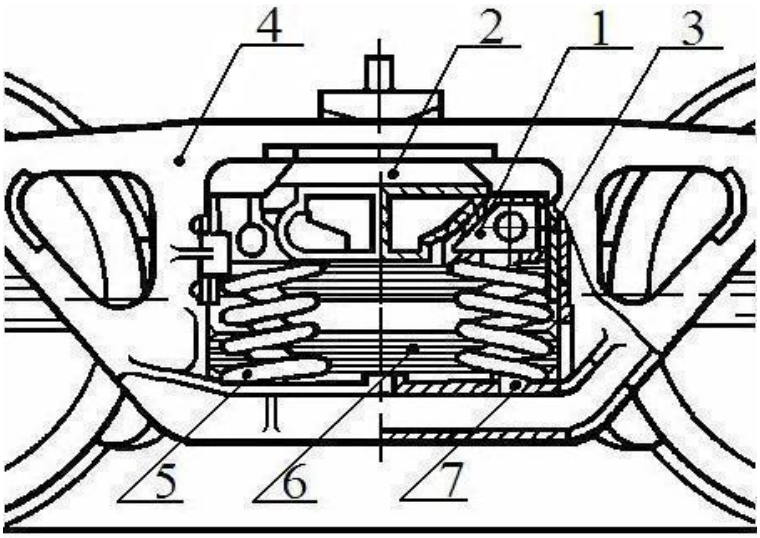


Рисунок Б.4 – Фрикційний гаситель коливань візка вантажного вагону за патентом № 115546:
1 – клин; 2 – надресорна балка; 3 – фрикційна планка; 4 – бічна рама візка; 5 – підклинова пружина; 6 – листові ресори; 7 – технологічний отвір

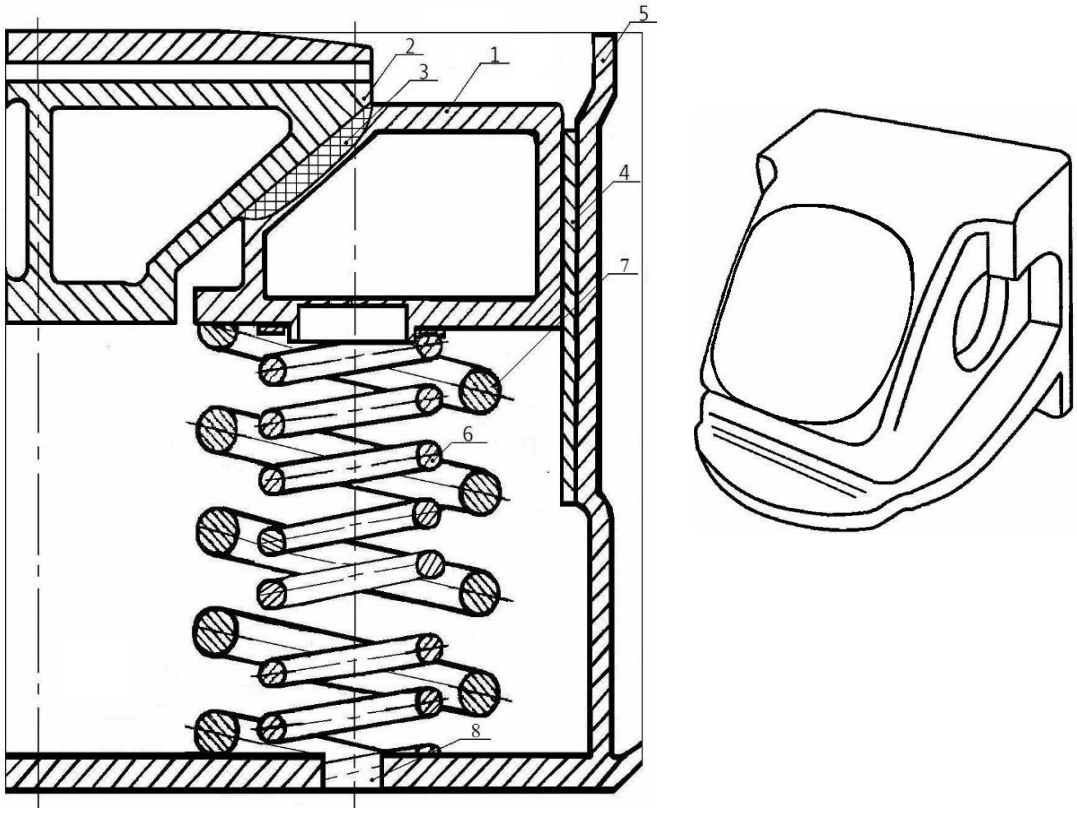


Рисунок Б.5 – Фрикційний клиновий гаситель коливань візка вантажного вагону
за патентом № 115545 :
1 – клин; 2 – надресорна балка; 3 – змінний сферичний вкладиш; 4 – фрикційна планка;
5 – бічна рама візка; 6 – внутрішня натискна пружина; 7 – зовнішня пружина;
8– технологічний отвір

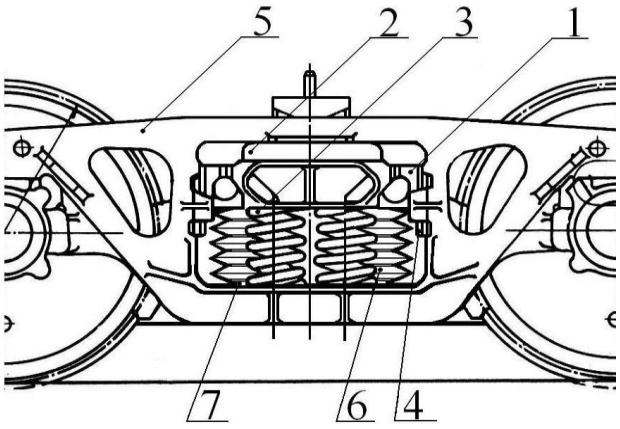


Рисунок Б.6 – Клиновий гаситель коливань візка вантажного вагону
за патентом № 121649:
1 – клин; 2 – надресорна балка; 3 – пружини; 4 – фрикційна планка; 5 – бічна рама візка;
6 – тарілчаста пружина (ресора); 7 –технологічний отвір

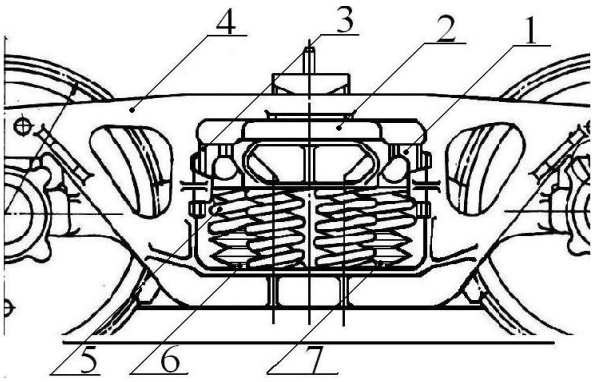


Рисунок Б.7 – Клиновий гаситель коливань візка вантажного вагону за патентом № 121656:
1 – клин; 2 – надресорна балка; 3 – фрикційна планка; 4 – бічна рама візка; 5 – підклинова пружина; 6 – тарілчаста пружина (ресора); 7 –технологічний отвір

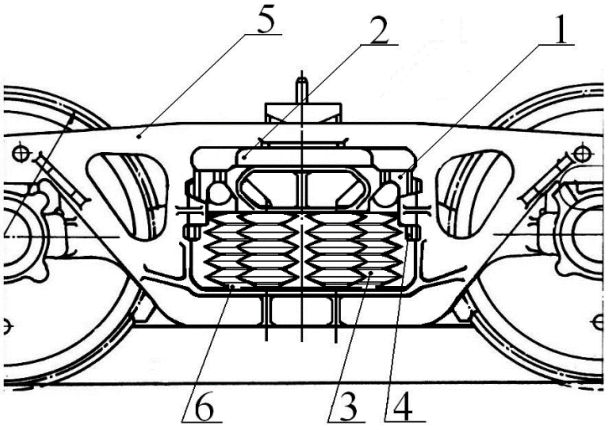


Рисунок Б.8 – Клиновий гаситель коливань візка вантажного вагону за патентом № 122731:
1 – клин; 2 – надресорна балка; 3 – тарілчаста пружина (ресора); 4 – фрикційна планка;
5 – бічна рама візка; 7 –технологічний отвір

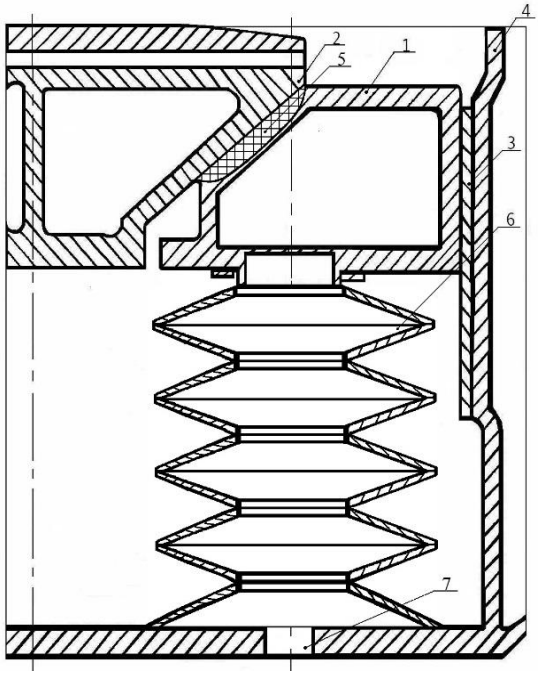


Рисунок Б.9 – Фрикційний клиновий гаситель коливань візка вантажного вагону за патентом № 122729:
1 – клин; 2 – надресорна балка; 3 – фрикційна планка; 4 – бічна рама візка; 5 – змінний сферичний вкладиш; 6 – тарілчаста пружина (ресора); 7 –технологічний отвір

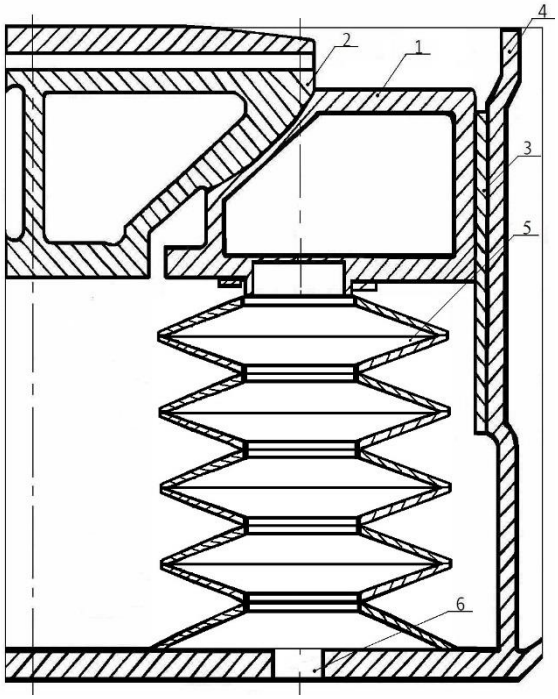


Рисунок Б.10 – Фрикційний клиновий гаситель коливань візка вантажного вагону за патентом № 122736:
1 – клин; 2 – надресорна балка; 3 – фрикційна планка; 4 – бічна рама візка; 5 – тарілчаста пружина (ресора); 6 –технологічний отвір

Додаток В

Список публікацій здобувача за темою дисертації та відомості про апробацію результатів дисертації

Праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Губачева Л.А., Потапенко О.А., Потапенко А.Н. Влияние геометрии поверхности фрикционного клина на работу фрикционного гасителя колебаний грузовых вагонов. Вісник СНУ ім. В.Даля. Луганськ. 2014, № 5 (212), Ч 1. С. 64 – 66.

2. Потапенко О.А. Проблемы современных перевозок грузовыми вагонами в странах СНГ и направления их решения. Вісник СНУ ім. В. Даля. Сєвєродонецьк. 2015, № 2 (219). С. 57 – 61.

3. Потапенко О.А., Могила В.И. Исследование динамики подвижных соединений грузовых вагонов с учетом состояния железнодорожного пути. Вісник СНУ ім. В. Даля. Сєвєродонецьк. 2016, № 1 (225). С. 180 – 184.

4. V. Mogila., O. Potapenko. Analysis and Study of the Problems Arising in Movable Joints of Freight Car Bogies. TEKA Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Lublin. 2016, Vol. 16, No.2. P. 27 – 32. – ***Index Copernicus International.***

5. Потапенко О.О., Могила В.І. Систематизація та класифікація конструкційних особливостей фрикційних клинів гасителів коливань візків вантажних вагонів. Вісник СНУ ім. В. Даля. Сєвєродонецьк. 2017, № 4 (234). С. 189 – 194.

6. Потапенко О.О., Могила В.І. Результати досліджень роботи фрикційного гасителя коливань серійної та удосконалених конструкцій візка вантажного вагону. Вісник СНУ ім. В. Даля. Сєвєродонецьк. 2018, № 2 (243). С. 184 – 192.

7. Потапенко О.О., Щербина Ю.В. Визначення силової характеристики елементів ресорного підвішування вантажного вагона. Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій «Транспортні системи та технології». К: ДУІТ. 2019, Вип. 33, Т. 1. С. 67 – 77. – ***Google Scholar, Cite Factor.***

8. Потапенко О.О., Могила В.І. Перспективна конструкція ресорного підвішування візка вантажного вагона та результати її дослідження. Вісник СНУ ім. В. Даля. Сєвєродонецьк. 2019, № 3 (251). С. 144 – 150. – ***Index Copernicus International.***

9. Olha Potapenko, Nikolay Gorbunov, Valentin Mogyla, Yuriy Shcherbina, Vladimir Hauser. Function Evaluation of Common and Proposed Friction Shock Absorbers for Open Box Wagon 12–7019 KRVZ. Manufacturing Technology. Ústí nad Labem, Czech Republic. 2019, Vol 19, No.2. P. 303 – 307. – ***Scopus.***

Праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

10. Губачева Л.А., Потапенко О.А. Модельная установка для испытаний фрикционных планок гасителя колебаний грузовых вагонов. Матеріали III Міжнародної науково-практичної конференції студентів, аспірантів та молодих вчених «Комп'ютерні науки для інформаційного суспільства», 12 – 13 грудня 2012 р. Луганськ. 2012. С. 364 – 367.

11. Губачева Л.А., Потапенко О.А., Потапенко А.Н. Влияние работы фрикционного гасителя колебаний на скорость трехэлементной тележки 18-100 (ЦНИИ-Х3-0). Матеріали IV Міжнародної науково-практичної конференції студентів, аспірантів та молодих вчених «Комп'ютерні науки для інформаційного суспільства», 11 – 12 грудня 2013 р. Луганськ. 2013. С. 259 – 261.

12. Потапенко О.А., Потапенко А.Н. Взаимосвязь геометрии фрикционного клина с процессом гашения вертикальных колебаний тележки

18-100. Матеріали науково-практичної конференції студентів та молодих вчених «Логістичне управління та безпека руху на транспорті», 4 – 6 листопада 2014 р. Сєвєродонецьк. 2014. С. 67 – 69.

13. Потапенко О.А. Пути совершенствования грузовых вагонов в странах СНГ. Матеріали VI Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми розвитку транспортних систем і логістики», 4 – 7 травня 2015 р. Сєвєродонецьк – Кременчуг. 2015. С. 53 – 55.

14. Пительгузов Н.А., Потапенко О.А. Влияние верхнего строения пути на подвижные соединения грузовых вагонов. Збірник статей за матеріалами III Міжнародної інтернет – конференції молодих учених та студентів «Проблеми розвитку транспортних систем в Євразійському регіоні», 25 – 27 травня 2015 р. Сєвєродонецьк. 2015. С. 35 – 38.

15. Потапенко О.А., Могила В.И. Исследование трибологических свойств фрикционного клина гасителя колебаний. Збірник тез Міжнародної науково-практичної конференції «Інновації інфраструктури транспортно – логістичних систем. Проблеми, досвід, перспективи», 11 – 17 квітня 2016 р. Сєвєродонецьк – Трускавець. 2016. С. 151 – 152.

16. Потапенко О.О., Могила В.І. Ефективність застосування удосконаленої конструкції гасителя коливань візків вантажних вагонів. Матеріали XXVI Всеукраїнської наукової інтернет – конференції «Вітчизняна наука на зламі епох: Проблеми та перспективи розвитку»: Збірник наукових праць, 14 жовтня 2016 р. Переяслав-Хмельницький. 2016. Випуск 26. С. 294 – 297.

17. Потапенко О.О., Могила В.І. Комплексне обґрунтування ефективності конструктивного рішення удосконалення візка вантажного вагону для реалізації швидкісного руху в Україні. Збірник наукових праць за матеріалами XII Всеукраїнської науково-практичної конференції: «Проблеми сучасного

управління: економічні, екологічні, політико-правові, історичні, культурні, ментальні аспекти», 24 – 26 листопада 2016 р. Одеса. 2016. С. 191 – 202.

18. Потапенко О.О., Могила В.І. Узагальнення результатів випробувань фрикційних клинів гасителя коливань візка вантажного вагону. Збірник тез науково-практичної конференції «Актуальні проблеми сучасного управління в соціально-економічних, технічних та гуманітарних системах», 24 – 26 листопада 2016 р. Одеса. – Сєвєродонецьк. 2016. С. 123 – 124.

19. Потапенко О.О., Могила В.І. Класифікація конструкційних особливостей фрикційних клинів та її практична цінність. Збірник наукових праць VII-ї Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми розвитку транспорту і логістики», 26 – 28 квітня 2017 р. Сєвєродонецьк – Одеса. 2017. С. 104 – 106.

20. Потапенко О.О., Могила В.І. Удосконалення рухомих сполучень візку вантажного вагону. Тези доповідей Всеукраїнської науково-технічної конференції молодих вчених, магістрів та студентів «Науково-технічний прогрес на транспорті», 26 – 30 березня 2018 р. Дніпро. 2018. С. 95 – 96.

21. Потапенко О.О., Могила В.І. Результати комп'ютерного моделювання роботи гасителя коливань візка вантажного вагону. Збірник наукових праць за матеріалами VIII-ї Міжнародної науково-практичної конференції «Транспорт і логістика: проблеми та рішення», 23 – 25 травня 2018 р. Сєвєродонецьк – Одеса – Вільнюс – Київ. 2018. С. 106 – 108.

22. Hauser V., Gerlici Ju., Kravchenko K., Lack T., Loulová M., Potapenko O.A. Definition of composite profiles for the needs of a dynamic analysis of a rail vehicle. Book of abstracts of XXIII Polish – Slovak Scientific Conference «Mashine Modelling AND Simulation MMS 2018», 4 – 7 September 2018. Rydzyna, Poland. 2018. P. 48.

23. Olha Potapenko, Nikolay Gorbunov, Valentin Mogyla, Yuriy Shcherbina, Vladimir Hauser. Analysis and Function Evaluation of Common and Proposed

Friction Shock Absorbers for Open Box Wagon. Book of abstracts of XVI International Conference «Dynamics of Rigid and Deformable Bodies 2018». 17 – 19 October 2018. Ústí nad Labem, Czech republic. 2018.

24. Потапенко О.О., Могила В.І. Підвищення працездатності ресорного підвішування вантажних вагонів шляхом вдосконалення елементів системи фрикційного гасіння коливань. Тези 79 Міжнародної науково-практичної конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту», 16 – 17 травня 2019 р. Д.: ДНУЗТ. 2019 р. С. 67 – 69.

25. Потапенко О.О., Могила В.І. Результати комплексного дослідження елементів ресорного підвішування візка вантажного вагона. Збірник наукових праць за матеріалами IX-ї Міжнародної науково-практичної конференції «Транспорт і логістика: проблеми та рішення», 22 – 24 травня 2019 р. Сєвєродонецьк – Одеса – Вільнюс – Київ. 2019. С. 87 – 88.

Праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

26. Потапенко О.А. Проблемы современных перевозок грузовыми вагонами в странах с шириной колеи 1520 и направления их решения. Міжнародний професійний журнал «Вагонний парк». Харків. 2016, № 5 – 6 (110 – 111). С. 46 – 49.

27. Потапенко О.О., Могила В.І. Обґрунтування економічної ефективності впровадження вдосконаленої конструкції гасителя коливань у візках вантажних вагонів. Міжнародний професійний журнал «Вагонний парк». Харків. 2017, № 1 – 2 (118 – 119). С. 28 – 31.

28. Потапенко О.О. Конструкційні особливості фрикційних клинів гасителів коливань візків вантажних вагонів України, країн СНД та Північної Америки. Міжнародний професійний журнал «Вагонний парк». Харків. 2017, № 3 – 4 (120 – 121). С. 13 – 16.

29. Потапенко О.О. Комп'ютерна модель напіввагону 12-7019 КВБЗ з досліджуваними конструкціями ресорного підвішування. Міжнародний професійний журнал «Вагонний парк». Харків. 2019, № 3 (147). С. 20 – 25.

30. Фрикційний клиновий гаситель коливань: пат. №110509 Україна: МПК (2016.01): кл. B61F 5/00. Могила В.І., Потапенко О.О. заяв. 15.04.2016; опубл. 10.10.2016, Бюл. № 19.

31. Фрикційний клиновий гаситель коливань: пат. №110511 Україна: МПК (2006.01): кл. B61F 5/12. Могила В.І., Потапенко О.О., Варган Г.О. заяв. 15.04.2016; опубл. 10.10.2016, Бюл. № 19.

32. Фрикційний клиновий гаситель коливань: пат. №110512 Україна: МПК (2006.01): кл. B61F 5/12. Могила В.І., Потапенко О.О., Варган Г.О. заяв. 15.04.2016; опубл. 10.10.2016, Бюл. № 19.

33. Фрикційний клиновий гаситель коливань: пат. №110513 Україна: МПК (2006.01): кл. B61F 5/12. Могила В.І., Потапенко О.О., Варган Г.О. заяв. 15.04.2016; опубл. 10.10.2016, Бюл. № 19.

34. Фрикційний клиновий гаситель коливань візка вантажного вагону: пат. №115545 Україна: МПК (2006.01): кл. B61F 5/12. Могила В.І., Горбунов М.І., Потапенко О.О., Ковтанець М.В. заяв. 06.09.2016; опубл. 25.04.2017, Бюл. № 8.

35. Фрикційний гаситель коливань візка вантажного вагону: пат. №115546 Україна: МПК (2006.01): кл. B61F 5/12, B61F 5/06. Могила В.І., Горбунов М.І., Потапенко О.О., Ковтанець М.В. заяв. 06.09.2016; опубл. 25.04.2017, Бюл. № 8.

36. Клиновий гаситель коливань візка вантажного вагону: пат. №121649 Україна: МПК (2006.01): кл. B61F 5/12, B61F 5/06. Горбунов М.І., Могила В.І., Потапенко О.О. заяв. 26.06.2017; опубл. 11.12.2017, Бюл. № 23.

37. Клиновий гаситель коливань візка вантажного вагону: пат. №121656 Україна: МПК (2006.01): кл. B61F 5/12, B61F 5/06. Горбунов М.І., Могила В.І., Потапенко О.О. заяв. 26.06.2017; опубл. 11.12.2017, Бюл. № 23.

38. Клиновий гаситель коливань візка вантажного вагону: пат. №122728 Україна: МПК (2006.01): кл. B61F 5/12, B61F 5/06. Горбунов М.І., Могила В.І., Потапенко О.О. заяв. 17.07.2017; опубл. 25.01.2018, Бюл. № 2.

39. Клиновий гаситель коливань візка вантажного вагону: пат. №122731 Україна: МПК (2006.01): кл. B61F 5/06, B61F 5/12. Потапенко О.О., Горбунов М.І., Могила В.І. заяв. 17.07.2017; опубл. 25.01.2018, Бюл. № 2.

40. Фрикційний клиновий гаситель коливань візка вантажного вагону: пат. №122729 Україна: МПК (2006.01): кл. B61F 5/12. Потапенко О.О., Горбунов М.І., Могила В.І. заяв. 17.07.2017; опубл. 25.01.2018, Бюл. № 2.

41. Клиновий гаситель коливань візка вантажного вагону: пат. №122730 Україна: МПК (2006.01): кл. B61F 5/06, B61F 5/12. Могила В.І., Горбунов М.І., Потапенко О.О. заяв. 17.07.2017; опубл. 25.01.2018, Бюл. № 2.

42. Фрикційний клиновий гаситель коливань візка вантажного вагону: пат. №122734 Україна: МПК (2006.01): кл. B61F 5/06. Могила В.І., Горбунов М.І., Потапенко О.О. заяв. 17.07.2017; опубл. 25.01.2018, Бюл. № 2.

43. Фрикційний клиновий гаситель коливань візка вантажного вагону: пат. №122735 Україна: МПК (2006.01): кл. B61F 5/12. Могила В.І., Горбунов М.І., Потапенко О.О. заяв. 17.07.2017; опубл. 25.01.2018, Бюл. № 2.

44. Фрикційний клиновий гаситель коливань візка вантажного вагону: пат. №122736 Україна: МПК (2006.01): кл. B61F 5/12. Потапенко О.О., Горбунов М.І., Могила В.І. заяв. 17.07.2017; опубл. 25.01.2018, Бюл. № 2.

45. Фрикційний клиновий гаситель коливань візка вантажного вагона: пат. №124797 Україна: МПК (2006.01): кл. B61F 5/12. Потапенко О.О., Горбунов М.І., Могила В.І. заяв. 30.10.2017; опубл. 25.04.2018, Бюл. № 8.

46. Фрикційний клиновий гаситель коливань візка вантажного вагона: пат. №124798 Україна: МПК (2006.01): кл. B61F 5/12. Потапенко О.О., Горбунов М.І., Могила В.І. заяв. 30.10.2017; опубл. 25.04.2018, Бюл. № 8.

47. Фрикційний клиновий гаситель коливань візка вантажного вагона: пат. №126619 Україна: МПК (2006.01): кл. B61F 5/12. Потапенко О.О., Могила В.І., Горбунов М.І. заяв. 06.02.18; опубл. 25.06.2018, Бюл. № 12.

48. Фрикційний клиновий гаситель коливань візка вантажного вагона: пат. №126620 Україна: МПК (2006.01): B61F 5/12. Потапенко О.О., Могила В.І., Горбунов М.І. заяв. 06.02.18; опубл. 25.06.2018, Бюл. № 12.

Відомості про апробацію результатів дисертації

Основні пропозиції, положення та результати дисертаційної роботи представлено та схвалено на конференціях:

– III Міжнародній науково-практичній конференції «Інноваційні технології на залізничному транспорті» (26 лютого – 4 березня, м. Тель-Авів, 2012 р.);

– II International Scientific and Practical Conference of students, graduate students and young of scientists «Technology, Materials, Transport and Logistics: Development Prospects» TMTL'12 (квітень 25 – 26, м. Луганськ, 2012 р.);

– III Міжнародній науково-практичній конференції студентів, аспірантів та молодих вчених «Комп'ютерні науки для інформаційного суспільства» (грудень 12 –13, м. Луганськ, 2012 р.);

– III International Scientific and Practical Conference «Technology, Materials, Transport and Logistics: Development Prospects» TMTL'13 (вересень 23 – 27, м. Ялта (АР Крим), 2013 р.);

– IV Міжнародній науково-практичній конференції студентів, аспірантів та молодих вчених «Комп'ютерні науки для інформаційного суспільства» (грудень 11 – 12, м. Луганськ, 2013 р.);

– Науковій конференції професорсько-викладацького складу та наукових співробітників «Університетська наука – 2014» (березень 25 – 27, м. Луганськ, 2014 р.);

– Науковій конференції студентів та молодих вчених університету, присвяченій 200-річчу від дня народження Тараса Григоровича Шевченка (квітень 22 – 24, м. Луганськ, 2014 р.);

– Науково-практичній конференції студентів та молодих вчених «Логістичне управління та безпека руху на транспорті» (листопад 4 – 6, м. Сєвєродонецьк, 2014 р.);

– VI Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми розвитку транспортних систем і логістики» (травень 4 – 7, м. Сєвєродонецьк – м. Кременчуг, 2015 р.);

– III Міжнародній інтернет-конференції молодих вчених та студентів «Проблеми розвитку транспортних систем в Євразійському регіоні» (травень 25 – 27, м. Сєвєродонецьк, 2015 р.);

– Міжнародній науково-практичній конференції «Інновації інфраструктури транспортно-логістичних систем. Проблеми, досвід, перспективи» (квітень 11 – 17, м. Трускавець, 2016 р.);

– XXVI Всеукраїнській науковій Інтернет - конференції «Вітчизняна наука на зламі епох: Проблеми та перспективи розвитку» (14 жовтня, м. Переяслав-Хмельницький, 2016 р.);

– XII Всеукраїнській науково-практичній конференції «Проблеми сучасного управління: економічні, екологічні, політико-правові, історичні, культурні, ментальні аспекти» (листопад 24 – 26, м. Одеса, 2016 р.);

– Науково-практичній конференції «Актуальні проблеми сучасного управління в соціально-економічних, технічних та гуманітарних системах» (листопад 24 – 26, м. Одеса, 2016 р.);

– VII-й Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми розвитку транспорту і логістики» (квітень 26 – 28, м. Одеса, 2017 р.);

– Всеукраїнській науково-технічній конференції молодих вчених, магістрантів та студентів «Науково – технічний прогрес на транспорті» (березень 26 – 30, м. Дніпро, 2018 р.);

– VIII-й Міжнародній науково-практичній конференції «Транспорт і логістика: Проблеми та рішення» (травень 23 – 25, м. Одеса, 2018 р.);

– 23rd International Polish – Slovak Conference on Machine Modelling and Simulations MMS 2018 (вересень 4 – 7, м. Ридзина (Польща), 2018 р.);

– 16th International Conference Dynamics of Rigid and Deformable Bodies 2018 (жовтень 17 – 19, Усті-над-Лабем (Чехія), 2018);

– 79-й Міжнародній науково-практичній конференції «Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту» (травень 16 – 17, м. Дніпро, 2019 р.);

– IX-й Міжнародній науково-практичній конференції «Транспорт і логістика: Проблеми та рішення» (травень 22 – 24, м. Одеса, 2019 р.).

ДОДАТОК Г

Акти впровадження та використання результатів дисертації

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ

пр. Центральний, 59А, м. Сєвєродонецьк, Луганська обл., 93406
тел./факс: (06452) 4-03-42, http://www.snu.edu.ua/, e-mail: uni.snu.edu@gmail.com
код ЄДРПОУ 02070714

21.11.2016р № 1550/35 На № _____ від _____

ЗАТВЕРДЖУЮ
_____ **О.В. Поркуян**
Ректор Східноукраїнського
національного університету
імені Володимира Даля

АКТ
про впровадження результатів науково-дослідної роботи
Потапенко Ольги Олександрівни

Акт складено про те, що при написанні рекомендацій XII Всеукраїнської науково-практичної конференції «Актуальні проблеми сучасного управління в соціально-економічних, технічних та гуманітарних системах», що була проведена Одеським інститутом Міжрегіональної Академії управління персоналом та Східноукраїнським національним університетом імені Володимира Даля, 24-26 листопада 2016 року, використані пропозиції **Потапенко О.О.**

Наукові розробки **Потапенко О.О.** «Комплексне обґрунтування ефективності конструктивного рішення удосконалення візка вантажного вагону для реалізації швидкісного руху в Україні» зазначені у Звіті науково-практичної конференції «Актуальні проблеми сучасного управління в соціально-економічних, технічних та гуманітарних системах».

Співголова організаційного
комітету конференції від
Східноукраїнського національного
університету імені Володимира Даля,
д.т.н., професор Н.Б. Чернецька-Білецька

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ

пр. Центральний, 59А, м. Сєвєродонецьк, Луганська обл., 93406
тел./факс: (06452) 4-03-42, http://www.snu.edu.ua/, e-mail: uni.snu.edu@gmail.com
код ЄДРПОУ 02070714

21.11.2016р № 1551/35 На № _____ від _____

ЗАТВЕРДЖУЮ
_____ **О.В. Поркуян**
Ректор Східноукраїнського
національного університету
імені Володимира Даля

АКТ
про впровадження результатів науково-дослідної роботи
Потапенко Ольги Олександрівни

Акт складено про те, що при написанні рекомендацій XII Всеукраїнської науково-практичної конференції «Актуальні проблеми сучасного управління в соціально-економічних, технічних та гуманітарних системах», що була проведена Одеським інститутом Міжрегіональної Академії управління персоналом та Східноукраїнським національним університетом імені Володимира Даля, 24-26 листопада 2016 року, використані пропозиції **Потапенко О.О.**

Наукові розробки **Потапенко О.О.** «Узагальнення результатів випробувань фрикційних клинів гасителя коливань візка вантажного вагону» зазначені у Звіті науково-практичної конференції «Актуальні проблеми сучасного управління в соціально-економічних, технічних та гуманітарних системах».

Співголова організаційного
комітету конференції від
Східноукраїнського національного
університету імені Володимира Даля,
д.т.н., професор Н.Б. Чернецька-Білецька

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ

просп. Центральний, 59А, м. Сєвєродонецьк, Луганська обл., 93406,
тел./факс: (06452)4-03-42, http://www.snu.edu.ua/, e-mail: uni@snu.edu.ua, uni.snu.edu@gmail.com
код ЄДРПОУ 02070714

11.01.2018 № 24/35-01 На № _____ від _____

З А Т В Е Р Д Ж У Ю
Ректор СНУ ім. В. Даля
професор, д.т.н.
_____О.В. Поркуян
«11» 01 2018р.

АКТ
впровадження результатів і висновків дисертаційної роботи
Потапенко Ольги Олександрівни
«Удосконалення роботи рухомих сполучень швидкісних вантажних вагонів»
у навчальний процес Східноукраїнського національного університету
імені Володимира Даля

Комісія у складі завідуючої кафедрою «Логістичне управління та безпека руху на транспорті» д.т.н., проф. Н.Б. Чернецької-Білецької, доц. к.т.н. А.С. Рогового, вченого секретаря кафедри «Логістичне управління та безпека руху на транспорті» асистента Мірошникової М.В., даним актом підтверджує використання у Східноукраїнському національному університеті імені Володимира Даля результатів і висновків досліджень, отриманих у дисертаційній роботі Потапенко О.О. на тему: «Удосконалення роботи рухомих сполучень швидкісних вантажних вагонів», представленої на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.07 – рухомий склад залізниць та тяга поїздів.

У курсах «Методологія інженерної діяльності та організація проведення наукових досліджень на рухомому складі», «Методологія та організація наукових досліджень», «Вантажні перевезення», «Транспортні засоби», «Технічне обслуговування транспортних засобів залізничного транспорту»,

«Інтероперабельність та безпека на залізничному транспорті» а також дипломному проектуванні за спеціальністю 273 «Залізничний транспорт» спеціалізації: «Інтероперабельність і безпека руху на залізничному транспорті», спеціальністю 275 «Транспортні технології» спеціалізацією: 275.02 «Організація перевезень та управління на залізничному транспорті» та спеціальністю 275.02 «Транспортні технології (на залізничному транспорті)» спеціалізацією: «Транспортні технології (на залізничному транспорті)» у навчальний процес 2017 – 2018 рр. були впроваджені наступні результати теоретичних та експериментальних досліджень динамічних, трибологічних, міцністних властивостей та напружено-деформованого стану елементів фрикційних гасителів коливань візків швидкісних вантажних вагонів та висновки дисертаційної роботи:

– технічні рішення, спрямовані на забезпечення підвищення динаміко-експлуатаційних характеристик швидкісних вантажних вагонів шляхом удосконалення роботи рухомих сполучень;

– удосконалені методики стендових випробувань і розрахунків на міцність;

– методика розрахунку пропорційного розподілу навантажень та поглинання енергії гасителя коливань;

– програмний комплекс для визначення динамічних характеристик чотирьохвісного вантажного вагону з урахуванням конструктивних змін та параметрів елементів фрикційного гасителя коливань.

Впровадження у навчальний процес зазначених результатів та висновків дисертаційної роботи дозволило підвищити рівень підготовки фахівців за спеціальністю 273 «Залізничний транспорт» спеціалізації: «Інтероперабельність і безпека руху на залізничному транспорті», спеціальністю 275 «Транспортні технології» спеціалізацією: 275.02 «Організація перевезень та управління на залізничному транспорті» та спеціальністю 275.02 «Транспортні технології (на залізничному транспорті)» спеціалізацією: «Транспортні технології (на залізничному транспорті)».

Завідуюча кафедрою «Логістичне управління та безпека руху на транспорті», д.т.н., проф. Н.Б. Чернецька-Білецька

Доцент, к.т.н., доц. А.С. Роговий

Вчений секретар кафедри М.В. Мірошникова

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СХІДНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ ВОЛОДИМИРА ДАЛЯ

просп. Центральний, 59А, м. Сєвєродонецьк, Луганська обл., 93406,
тел./факс: (06452)4-03-42, http://www.snu.edu.ua/, e-mail: uni@snu.edu.ua, uni.snu.edu@gmail.com
код ЄДРПОУ 02070714

17.01.2018 № 41/35-01 На № _____ від _____

ЗАТВЕРДЖУЮ
Ректор СНУ ім. В. Даля
професор, д.т.н.
_____О.В. Поркуян
«17» 01 2018 р.

АКТ

впровадження результатів і висновків дисертаційної роботи
Потапенко Ольги Олександрівни
«Удосконалення роботи рухомих сполучень швидкісних вантажних вагонів»
у навчальний процес Східноукраїнського національного університету
імені Володимира Даля

Комісія у складі завідуючого кафедрою залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин д.т.н., проф. М.І. Горбунова, к.т.н., доц. А.О. Климаша, секретаря кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин інженера Г.В. Балковської, даним актом підтверджує використання у Східноукраїнському національному університеті імені Володимира Даля результатів і висновків досліджень, отриманих у дисертаційній роботі Потапенко О.О. на тему: «Удосконалення роботи рухомих сполучень швидкісних вантажних вагонів», представленої на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.07 – рухомий склад залізниць та тяга поїздів.

У курсах «Загальний курс залізниць і рухомого складу», «Конструкція і розрахунок локомотивів і вагонів», «Основи трибології та фрикційна взаємодія», «Основи технології ремонту і виробництва рухомого складу залізниць», «Методологія інженерної діяльності та організація проведення наукових досліджень на рухомому складі», «Інформаційні технології в управлінській, науковій та викладацькій діяльності», «Надійність і технічна діагностика залізничного рухомого складу», «Динаміка рухомого складу залізниць»,

«Організація ремонту локомотивів і вагонів», а також дипломному та курсовому проектуванні за напрямом підготовки 6.070105 «Рухомий склад залізниць» зі спеціальності 6.07010501 «Локомотиви та локомотивне господарство» та спеціальністю 273 «Залізничний транспорт» спеціалізації: «Локомотиви та локомотивне господарство» у навчальний процес 2017 – 2018 рр. були впроваджені результати теоретичних та експериментальних досліджень динамічних, трибологічних, міцністних властивостей та напружено-деформованого стану елементів фрикційних гасителів коливань візків швидкісних вантажних вагонів дисертаційної роботи: класифікація конструкційних особливостей фрикційних клинів; технічні рішення, які забезпечують підвищення динаміко-експлуатаційних характеристик швидкісних вантажних вагонів шляхом удосконалення роботи рухомих сполучень, а саме, конструкції фрикційного клинового гасителя коливань; удосконалені методики стендових випробувань і розрахунків на міцність; програмні комплекси для визначення напружено-деформованого стану та отримання епюр контактних напруг елементів конструкції гасителя коливань і динамічних характеристик чотирьохвісного вантажного вагону з урахуванням конструктивних змін; методика розрахунку пропорційного розподілу навантажень та поглинання енергії гасителя коливань.

Впровадження у навчальний процес даних результатів та висновків дисертаційної роботи дозволило підвищити рівень підготовки фахівців за напрямом підготовки 6.070105 «Рухомий склад залізниць» зі спеціальності 6.07010501 «Локомотиви та локомотивне господарство» та спеціальністю 273 «Залізничний транспорт» спеціалізації: «Локомотиви та локомотивне господарство».

Завідувач кафедри залізничного,
автомобільного транспорту та
підйомно-транспортних машин, д.т.н., проф. М.І. Горбунов

Доцент, к.т.н., доц. А.О. Климаш

Секретар кафедри Г.В. Балковська

УКРАЇНА
ТОВАРИСТВО З ОБМЕЖЕНОЮ ВІДПОВІДАЛЬНІСТЮ
ОБ'ЄДНАНЕ ГОСПОДАРСТВО ЗАЛІЗНИЧОГО ТРАНСПОРТУ
ТОВ «ОГЗТ»

вул. Механізаторів, 2, м. Сєвєродонецьк,
Луганська область, 93400
Телефон: (06452) 6-82-01,6-82-00
Факс: (0645) 6-82-00
ід. код 01236555
E-mail -ogzt@sdtcom.lg.ua

УКРАИНА
ОБЩЕСТВО С ОГРАНИЧЕННОЙ ОТВЕТСТВЕННОСТЬЮ
ОБЪЕДИНЕННОЕ ХОЗЯЙСТВО ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА
ООО «ОХЖДТ»

ул. Механизаторов, 2, г. Северодонецк
Луганская область, 93400
Телефон: (06452) 6-82-01,6-82-00
Факс: (0645) 6-82-00
ид. код 01236555
E-mail -ogzt@sdtcom.lg.ua

ЗАТВЕРДЖУЮ
Директор ТОВ «ОГЗТ»
_____ Г.А. Пахаленко
«16» 05 2018 р.

АКТ
впровадження результатів дисертації
Потапенко Ольги Олександрівни

Цим актом підтверджується, що отримані в рамках дисертаційної роботи Потапенко Ольги Олександрівни результати теоретичних та експериментальних досліджень: аналіз сучасного стану вантажного рухомого складу та конструкцій візків вантажних вагонів; класифікація конструкційних особливостей фрикційних клинів; вплив геометричних, фізико-механічних параметрів і властивостей матеріалу на роботу фрикційного клинового гасителя коливань візка вантажного вагону; технічні рішення, які забезпечують підвищення динаміко-експлуатаційних характеристик швидкісних вантажних вагонів шляхом удосконалення роботи рухомих сполучень; удосконалені методики стендових випробувань і розрахунків на міцність; методика розрахунку пропорційного розподілу навантажень та поглинання енергії гасителя коливань мають велику практичну цінність і використовуються на підприємстві.

Запропоновані конструктивні удосконалення фрикційного гасителя коливань зі зниженою концентрацією напруг покращують передачу навантажень, виникаючих у ресорному підвішуванні, підвищують динамічні характеристики візка, довговічність вузла гасіння коливань та збільшують міжремонтний термін експлуатації вантажних вагонів, що є важливим для розвитку та експлуатації залізничного транспорту.

Матеріали впроваджено в етапи реконструкції та випробування перспективних і модернізованих візків вантажних вагонів підприємства.

Головний інженер ТОВ «ОГЗТ» І.В. Фонотов

МІНЕКОНОМРОЗВИТКУ
ДЕРЖАВНЕ ПІДПРИЄМСТВО
"УКРАЇНСЬКИЙ НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ ІНСТИТУТ ВАГОНОБУДУВАННЯ"
(ДП «УкрНДІВ»)

ОРГАН З СЕРТИФІКАЦІЇ ПРОДУКЦІЇ ВАГОНОБУДУВАННЯ

ВИПРОБУВАЛЬНИЙ ЦЕНТР ПРОДУКЦІЇ ВАГОНОБУДУВАННЯ

Код 00388168, р/р № 26002060073768 у відділенні "Кременчуцька філія" філії "ПГРУ" ПАТ КБ "ПриватБанк", МФО 331401
39621, Україна, м. Кременчук Полтавської обл., вул. І.Приходька, 33
тел. (05366) 6-23-32, факс (05366) 6-10-36 e-mail: office@ukrndiv.com.ua

ЗАТВЕРДЖУЮ:
Директор ДП «УкрНДІВ», к.т.н.
_____ Сафронов О.М.
«17» _____ 2018 р.

АКТ
про впровадження результатів кандидатської дисертаційної роботи
Потапенко Ольги Олександрівни

Комісія в складі:
голова Сулим А.О. – заступник директора з наукової роботи ДП «УкрНДІВ», к.т.н.;
члени комісії:
Ільчишин В.В. – головний інженер ДП «УкрНДІВ»;
Хозя П.О. – завідувач НДЛ ДП «УкрНДІВ», к.т.н.;
Багров О.М. – завідувач НДГ ДП «УкрНДІВ», к.т.н.;
Стринжа А.М. – завідувач НДЛ ДП «УкрНДІВ»,
склали цей акт про те, що результати дисертаційної роботи Потапенко Ольги Олександрівни, представленої на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук, використані ДП «УкрНДІВ» під час досліджень зразків фрикційних клинів вантажних вагонів на конструкційну міцність та руйнуюче навантаження.

Використання розробленої у дисертації методології для визначення напружено-деформованого стану дозволило на стадії проектування вантажних вагонів дослідити напругу елементів конструкції клинового гасителя коливань.

Голова комісії: _____ А.О. Сулим

Члени комісії: _____ В.В. Ільчишин

_____ П.О. Хозя

_____ О.М. Багров

_____ А.М. Стринжа

ДСТУ ISO 9001
2Н388 ДСТУ ISO/IEC 17025
1О080 ДСТУ EN ISO/IEC 17065
SYSTEM OF INTERNATIONAL CERTIFICATION

Затверджую

Директор Київського інституту
залізничного транспорту (КІЗТ)
_____ Н.С. Брайковська
«11» 06 2019 р.

АКТ

про використання результатів та висновків дисертаційної
роботи Потапенко Ольги Олександрівни на тему:
«Удосконалення елементів фрикційного гасіння коливань в системі ресорного підвішування вантажних вагонів»

Цим актом підтверджується використання в навчальному процесі Київського інституту залізничного транспорту Державного університету інфраструктури та технологій кафедрою «Вагони та вагонне господарство» результатів досліджень і висновків, отриманих у дисертаційній роботі Потапенко О.О. на тему: «Удосконалення елементів фрикційного гасіння коливань в системі ресорного підвішування вантажних вагонів», представленої на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 05.22.07 – «Рухомий склад залізниць та тяга поїздів» (273 – Залізничний транспорт).

Основні теоретичні положення, результати досліджень та висновки, які представлені в дисертації, використані при підготовці бакалаврів за спеціальністю 273 «Залізничний транспорт» спеціалізації: «Вагони та вагонне господарство» при викладенні дисциплін: «Вагони (конструювання та розрахунок)», «Динаміка рухомого складу», «Технологія виробництва та ремонту вагонів».

Завідувач кафедри «Вагони
та вагонне господарство» к.т.н., доцент В.М. Іщенко

Декан факультету ІРСЗ к.т.н., доцент В.М. Твердомед