

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Дніпровський національний університет залізничного транспорту
імені академіка В. Лазаряна

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

ШИКУНОВ ОЛЕКСАНДР АНАТОЛІЙОВИЧ

УДК 629.463.027.2-027.45

ДИСЕРТАЦІЯ

**Поліпшення міцнісних характеристик бічної рами візка вантажного
вагона за рахунок вдосконалення її конструкції**

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

Подається на здобуття наукового ступеня кандидат технічних наук

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



О.А. Шикунов

Науковий керівник Рейдемейстер Олексій Геннадійович, к.т.н., доцент

Дніпро – 2019

АНОТАЦІЯ

Шикунов О. А. Поліпшення міцнісних характеристик бічної рами візка вантажного вагона за рахунок вдосконалення її конструкції. – 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» (27 – Транспорт). – Дніпровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, Дніпро, 2019.

Метою дисертаційної роботи є вирішення наукового завдання поліпшення міцнісних характеристик бічної рами візка вантажного вагона за рахунок вдосконалення її конструкції та методів випробувань на міцність, актуальність якої обумовлена підвищенням осьового навантаження для вантажних вагонів та наявністю проблеми зламів бічних рам.

У роботі виконано аналіз напрямків поліпшення конструкції трохелементного візка вантажного вагона. Виявлено, що основна увага приділяється поліпшенню ходових якостей візка за рахунок удосконалення пружних елементів центрального ступеня ресорного підвішування, фрикційних гасників коливань, вузла спирання кузова на візок, буксового вузла та введення додаткових зв'язків між елементами візка. Підбір параметрів, наведених варіантів поліпшення конструкції, проводиться по їх впливу на ходові якості візка та не оцінюється їх вплив на рівень напружень в елементах візка.

Аналіз проблеми зламів бічних рам візків вантажних вагонів показав, що основні дослідження з вирішення цієї проблеми присвячені покращенню методів лиття та оцінці впливу дефектів литва на міцність виробів. Проте проблема залишається актуальною протягом майже десяти років а тому необхідно звернути увагу не тільки на якість лиття та матеріалу бічної рами, а й на можливі «нестандартні» причини зламів, такі, як невідповідність навантажень, що виникають в експлуатації та враховуються при теоретичних дослідженнях, тим, які використовуються при експериментальних дослідженнях міцності бічних рам.

За допомогою порівняння результатів статичних міцнісних випробувань та розрахунку міцності бічної рами визначено, що оцінка міцності бічної рами трохелементного візка при моделюванні навантажень під час проведення натурних випробувань згідно з діючою нормативною документацією не враховує повною мірою навантажень, що діють на раму під час її експлуатації та враховуються при розрахунковій оцінці міцності бічної рами. Наявні комбінації навантажень при випробуваннях не дозволяють провести оцінку міцності бічної рами відповідно до прийнятих розрахункових режимів. Запропоновано використовувати при експериментальній оцінці міцності бічної рами додатковий варіант навантаження, що враховує стиснення під дією повздовжніх сил зони частини бічної рами від колонки до вертикальної опорної поверхні буксового прорізу.

Порівнюючи розподіл напружень у скінченно-елементній моделі та місця встановлення тензометричних датчиків згідно з нормативною документацією, визначено, що оцінка міцності бічної рами за результатами тільки натурних випробувань не дає повної картини розподілу полів напружень, оскільки місця встановлення датчиків, передбачені відповідно до діючої нормативної документації, не охоплюють більшості елементів конструкції з можливою концентрацією напружень, а коефіцієнти концентрації напружень наведені в нормативній документації, розраховані для випадку використання при розрахунках стержневих моделей. Оцінку міцності бічних рам за результатами експериментальних досліджень пропонується виконувати з урахуванням попередньо розрахованих за допомогою методу скінченних елементів коефіцієнтів концентрації напружень для відповідних зон конструкції.

Запропоновано будувати динамічні моделі коливань вагонів на основі ієрархічно організованого графу. Пропонується представляти окремі структурні елементи диференційних рівнянь у вигляді вершин графу. При цьому структура моделі відображає структуру механічної системи (вагона), тобто частини моделі відповідають частинам вагона. Ребра графу описують сукупності процесів, які мають відношення до прилеглих ребру вершин. При цьому модель набуває

компактної та ієрархічної форми, зберігаючи наочність та компактність на кожному рівні ієрархії. Такий метод може бути використано при моделюванні коливань вагонів як за допомогою візуальних схем, так і при складанні програм на мовах програмування, що дозволяє спростити моделювання руху складних систем, скоротити час вибору оптимальних параметрів конструкції ресорного підвішування візка за рахунок простоти заміни окремих елементів моделі.

За запропонованим методом виконано моделювання руху вантажного вагона на візках моделі 18-9836 за допомогою прикладного програмного забезпечення Scicos та OpenModelica, а результати моделювання були співставлені з результатами ходових динамічних випробувань вантажного вагона моделі 12-7039-01.

За допомогою побудованої моделі визначено вплив параметрів жорсткості центрального та буксового ступенів ресорного підвішування на рівень напружень у бічній рамі.

Як об'єкт, що моделюється, обрано піввагон з осьовим навантаженням 25 тс (245 кН). Для нього на першому етапі отримано значення сил, що діють на бічну раму в центральному та буксовому прорізі під час руху вагона по прямих та кривих ділянках колії при різних параметрах ресорного підвішування. У ході моделювання змінювалися жорсткості буксового та центрального комплектів ресорного підвішування в вертикальному та поперечному напрямках, а також коефіцієнт відносного тертя гасника коливань, у межах $\pm 30\%$ від номінального значення.

На другому етапі дослідження за допомогою скінченно-елементної моделі отримано тензори напружень від дії одиничних сил у буксовому та центральному прорізі та визначено коефіцієнти для перерахунку зовнішніх сил у напруження в контрольних точках моделі. За результатами моделювання руху вагона та розрахованими коефіцієнтами визначено напруження в контрольних точках бічної рами, що виникають при русі вагона з різними параметрами ресорного підвішування центрального та буксового ступенів.

Під час оцінки результатів досліджень визначено, що напруження в бічній рамі залежать від усіх компонент жорсткості центрального ступеня підвішування,

від жорсткості ресорного комплексу буксового ступеня в вертикальному та поперечному напрямках, а також від характеристик гасника коливань. Так, зменшення вертикальної жорсткості ресорного комплексу центрального ступеня на 30% дає зменшення рівня напружень в бічній рамі в середньому на 13%. Чутливість напружень до параметрів ресорного комплексу низька, що не може повною мірою використовуватися при оптимізації міцності бокової рами, однак може бути враховано для зниження руйнуючих навантажень, про те може враховуватися при пошуку способів зниження напружень від динамічних навантажень та підвищення за рахунок цього втомної терміну експлуатації конструкції.

Розроблено метод оптимізації конструкції литих деталей візка за критерієм міцності при обмеженому збільшенні її маси.

На першому етапі проводиться оцінка міцності конструкції згідно з діючою нормативною документацією та визначаються зони з великими значеннями напружень.

На другому етапі для визначених зон розробляються окремі варіанти підсилень і розраховуються коефіцієнти впливу підсилень на рівень напружень.

На третьому етапі проводиться пошук оптимальної комбінації підсилень, що дозволить мінімізувати напруження в моделі при обмеженні маси конструкції.

На останньому етапі виконується оцінка міцності моделі з урахуванням обраної комбінації підсилень.

Запропонований метод оптимізації конструкції було випробувано на реальній моделі, в якості якої виступає бічна рама візка нового покоління з осьовим навантаженням 25 тс (245 кН). Отримана в результаті оптимізації бічна рама візка відповідає вимогам нормативної документації. Максимальні напруження, що виникають конструкції при I розрахунковому режимі було зменшено за рахунок підсилення з 483 МПа до 215 МПа. Очікуваний економічний ефект від збільшення терміну експлуатації підсиленої конструкції складає 2169 грн на одну бічну раму. Результати застосування методу підтвердили його ефективність та економічну доцільність, а сам метод може бути використано для розробки нових конструкцій не тільки бічних рам, а й інших деталей.

Ключові слова: міцність, надійність, трьохелементний візок, бічна рама, динамічна модель, скінченно-елементна модель, напружено-деформований стан

ABSTRACT

Shykunov O.A. Improvement of the strength characteristics of the lateral frame of the trolley of the freight wagon due to the improvement of its design. - Qualifying scientific work on the rights of manuscripts.

Thesis for the degree of candidate of technical sciences (doctor of philosophy) in specialty 05.22.07 – «Rolling stock of railways and traction of trains» (27 - Transport). - Dnipro National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Dnipro, 2019.

The purpose of the dissertation is to solve the scientific problem of improving the strength characteristics of the side frame of the trolley of the freight wagon by improving its consortium and methods of strength tests, the relevance of which is due to an increase in the axial load for freight cars and the presence of a problem of lateral frames fractures.

The purpose of the dissertation is to solve the scientific problem of improving the strength characteristics of the side frame of the trolley of the freight wagon by improving its consortium and methods of strength tests.

The paper analyzes the directions of improvement of the construction of a three-element trolley of a freight wagon. It was revealed that the main attention is paid to improving the running qualities of the trolley by improving the elastic elements of the central degree of spring hanging, friction fading oscillations, the knot of the body torsion on the trolley, the boot knot and the introduction of additional links between the elements of the trolley. Selection of parameters, given variants of improvement of design, is carried out on their influence on the running characteristics of the carriage and their influence on the level of stress in the elements of the trolley is not estimated.

The analysis of the problem of breaking the side frames of carriages of trucks showed that the main researches on solving this problem are devoted to the improvement of casting methods and the evaluation of the influence of casting defects on the strength of products. However, the problem remains relevant for almost ten years, and therefore it

is necessary to pay attention not only to the quality of the casting and the material of the side frame, but also to the possible "non-standard" causes of breakage, such as the mismatch of loads that occur in operation and are taken into account in theoretical studies, which are used for experimental studies of the strength of the side frames.

By comparing the results of static strength tests and calculating the strength of the lateral frame, it was determined that the evaluation of the strength of the lateral frame of the three-element trolley during the simulation of loads during field tests in accordance with the current normative documentation does not fully take into account the loads on the frame during its operation and are taken into account at the calculation of the strength of the lateral frame. Available combinations of loads during tests do not allow to assess the strength of the side frame in accordance with the accepted calculation regimes. It is proposed to use an additional variant of the load, which takes into account the compression under the action of the longitudinal forces of the zone of the part of the lateral frame from the column to the vertical reference surface of the boom slit, in the experimental evaluation of the lateral frame strength.

Comparing the distribution of stresses in the finite element model and the location of the strain gauge sensors in accordance with the normative documentation, it was determined that the evaluation of the strength of the lateral frame by the results of only field tests does not give a complete picture of the distribution of stress fields, since the location of the sensors provided in accordance with the current normative documentation, do not cover most of the design elements with a possible concentration of stresses, and the stress concentration factors are given in the normative documentation, Huta for the case of use in calculations of rod models. The assessment of the strength of the side frames, based on the results of experimental studies, is proposed to be performed taking into account pre-calculated (with the help of ITU) stress concentration coefficients for the corresponding constriction zones.

It is proposed to make mathematical models of vibration of cars on the basis of a hierarchically organized graph. It is proposed to represent separate structural elements of differential equations in the form of vertices of a graph. In this case, the structure of the model reflects the structure of the mechanical system (wagon), that is, parts of the model

correspond to parts of the car. The edges of the graph describe the totality of processes that are related to the adjacent vertices of the vertices. At the same time, the model becomes compact and hierarchical, maintaining visibility and compactness at each level of the hierarchy. Such a method can be used in modeling of vibration of wagons both by means of visual diagrams and at drawing up of programs in programming languages that simplifies the simulation of the movement of complex systems, to shorten the time of choosing the optimal parameters of the structure of the spring suspension of the trolley due to the simplicity of the replacement of individual elements of the model.

According to the proposed method, the mathematical modeling of the freight car on the carts model 18-9836 was executed using the applied software of Sciños and OpenModelica, and the simulation results were compared with the results of running dynamic tests of the freight car of the model 12-7039-01.

Using the constructed model, the influence of the rigidity parameters of the central and boom stages of the spring suspension on the level of stress in the lateral frame is determined.

As a simulated object, a gondola with an axial load of 25 tc (245 kN) was selected. For him, in the first stage, the value of the forces acting on the side frame in the central and the boom slot during the movement of the car in the straight and curved sections of the track under various parameters of spring suspension are obtained. During the simulation, the stiffness of the box and central sets of spring hanging in the vertical and transverse directions, as well as the coefficient of relative friction of the fader, fluctuations, within $\pm 30\%$ of the nominal value, changed.

At the second stage of the study, with the help of a finite-element model, stress tensors were obtained from the action of unit forces in the box and central passage, and coefficients were calculated for the transformation of external forces into stress at the control points of the model. According to the results of the modeling of the carriage and the calculated coefficients, the stresses at the control points of the lateral frame, which arise when moving the car with different parameters of spring suspension of the central and boom stages, are determined.

In assessing the results of the research it was determined that the tension in the lateral frame depends on all the components of the rigidity of the central level of suspension, on the rigidity of the spring package of the boom degree in the vertical and transverse directions, as well as on the characteristics of the fader oscillations. Thus, the reduction of the vertical stiffness of the spring package of the central degree by 30% reduces the level of stress in the side frame by an average of 13%. The sensitivity of the stresses to the parameters of the spring kit is low, which can not be fully used in optimizing the strength of the side frame, but can be taken into account to reduce the destructive loads, which can be taken into account when looking for ways to reduce stresses from dynamic loads and increase due to this fatigue life of the structure.

The method of optimizing the construction of cast car parts according to the strength criterion with limited increase of its mass is developed.

At the first stage, an assessment of the structural strength is carried out in accordance with the current normative documentation and the zones with high values of stress are determined.

In the second stage, for certain zones, individual amplification variants are developed and the coefficients of the influence of amplifications on the level of stresses are calculated.

The third step is to find the optimal combination of enhancements, which will minimize the strain in the model when constraining the weight of the structure.

At the last stage, an estimation of the strength of the model takes into account the selected combination of enhancements.

The proposed method of optimizing the design was tested on a real model, which serves as a side frame frame of a new generation with an axial load of 25 tc (245 kN). The resultant optimization of the trolley side frame meets the requirements of the normative documentation. The maximum stresses that arise in the design in the calculation mode was reduced by increasing from 483 MPa to 215 MPa. The expected economic effect of increasing the lifetime of the reinforced construction is 2169 UAH per side frame. The results of the application of the technique confirmed its effectiveness and

economic feasibility, and the technique itself can be used to develop new designs not only the side frames, but also other parts.

Key words: strength, reliability, three-element cart, lateral frame, dynamic model, finite-element model, stress-strain state

СПИСОК ПУБЛІКАЦІЙ ЗДОБУВАЧА ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Основні положення і результати дисертації опубліковано:

1. Рейдемейстер А. Г., Шикунов А. А. Способы увеличения прочности боковых рам трехэлементных тележек // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. Дніпропетровськ, 2015. №. 5 (59). С. 141–149. *(Видання включено до наукометричних баз Google Scholar (США), Index Copernicus (Польща)).*

2. Shykunov O. A. Three-element bogie side frame strength // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. Діпро, 2017. №. 1 (67). С. 183–193. *(Видання включено до наукометричних баз Google Scholar (США), Index Copernicus (Польща)).*

3. Reidemeister O. H., Kalashnyk V. O., Shykunov O. A. Method of Constructing the Dynamic Model of Movement of the Multi-Mass System // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. Діпро, 2017. №. 5 (71). С. 99-106. *(Видання включено до наукометричних баз Google Scholar (США), Index Copernicus (Польща)).*

4. Reidemeister O. H., Shykunov O. A. Sensitivity of stresses to the forces acting for the cast parts of freight-car bogie // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. Діпро, 2018. № 4 (76). С. 125-133. *(Видання включено до наукометричних баз Google Scholar (США), Index Copernicus (Польща)).*

5. Рейдемейстер А. Г., Шикунов А. А. Влияние параметров рессорного подвешивания на динамическую нагруженность литых деталей тележек грузовых вагонов // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. Сєвєродонецьк, 2018. № 3 (244). С.103–108.

Публікацій які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

6. Рейдемейстер А. Г., Калашник В. А., Шикунов А. А. Усиление боковой рамы 3-элементной тележки // Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту: тези доповідей 75 Міжнародної науково-практичної конференції (м. Дніпропетровськ, 14-15 травня 2015 р.). Дніпропетровськ, 2015р. С. 72-73.

7. Рейдемейстер А.Г., Шикунов А.А., Левицька С.И. Влияние параметров рессорного подвешивания тележки с осевой нагрузкой 25 т на динамическую нагруженность литых деталей // Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту: тези доповідей 76 Міжнародної науково-практичної конференції (м. Дніпропетровськ, 19-20 травня 2016 р.). Дніпропетровськ, 2016р., С. 26.

8. Рейдемейстер А. Г., Калашник В. А., Шикунов А. А., Шапошник В. Ю. Прочность боковой рамы трехэлементной тележки // Проблеми механіки залізничного транспорту: тези доповідей XIV Міжнародної конференції (м. Дніпропетровськ, 25-27 травня 2016 р.). Дніпропетровськ, 2016р. С. 104.

9. Шикунов А. А., Калашник В. А., Рейдемейстер А. Г. Модель для определения динамической нагруженности элементов грузовых вагонов с осевой нагрузкой 25 тс // Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту: тези доповідей 77 Міжнародної науково-практичної конференції (м. Дніпро, 11-12 травня 2017 р.). Дніпро, 2017р. С. 39.

10. Рейдемейстер А. Г., Калашник В. А., Шикунов А. А. Оценка чувствительности напряжений в боковой раме тележки грузового вагона к параметрам рессорного подвешивания // Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту: тези доповідей 78 Міжнародної науково-практичної конференції (м. Дніпро, 17-18 травня 2018 р.). Дніпро, 2018р. С. 50-51.

Охоронні документи отримані за результатами дисертації

11. Пат. 104403 Україна, МПК В61F5/52, Бічна рама триелементного візка з діагональними зв'язками / Шикунів О.А., Рейдемейстер О.Г. (Україна); заявник та власник Дніпропетровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна – № u201507749 ; заявл. 03.08.2015; опубл. 25.01.2016, Бюл. 2.

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ	2
ВСТУП	15
1 ТРЬОХЕЛЕМЕНТНИЙ ВІЗОК: ПРОБЛЕМИ ТА СПОСОБИ ЇХ ВИРІШЕННЯ	21
1.1 Шляхи модернізації трьохелементного візка	21
1.2 Підвищення міцності елементів візка	29
1.3 Уточнення методики оцінювання міцності литих елементів	31
1.4 Злами бічних рам візків вантажних вагонів	36
Висновки по розділу 1	39
2 ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУЖЕНЬ У БІЧНІЙ РАМІ	40
2.1 Оцінку напруженого стану бічної рами	41
2.2 Перевірка достовірності моделі	48
2.3 Аналіз розподілу полів напружень і точок встановлення датчиків	54
2.4 Рекомендації до експериментальної оцінки міцності бічної рами	55
Висновки по розділу 2	56
3 МОДЕЛЬ КОЛИВАНЬ ВАНТАЖНОГО ВАГОНА	58
3.1 Взаємозв'язок між структурою екіпажа та структурою диференціальних рівнянь – точки, тіла та з'єднувальні елементи	59
3.2 Модель вантажного вагона на трьохелементних візках	65
3.3 Моделювання руху вагона	75
3.4 Апробація моделі	77
Висновки по розділу 3	82
4 ДИНАМІЧНА НАВАНТАЖЕНІСТЬ ВАНТАЖНОГО ВАГОНА З ОСЬОВИМ НАВАНТАЖЕННЯМ 25 ТС	83
4.1 Моделювання руху вагона	83
4.2 Розрахунок коефіцієнтів впливу	85
4.3 Аналіз впливу характеристик ресорного комплексу на розподіл напружень у бічній рамі	88
4.4 Метод уточнення динамічного навантаження конструкції	91
Висновки по розділу 4	93
5 ОПТИМІЗАЦІЯ ФОРМИ БІЧНОЇ РАМИ	95
5.1 Оптимізація форми бічної рами як задача математичного програмування	95

	14
5.2 Базова модель	100
5.3 небезпечні зони конструкції.....	102
5.4 Можливі варіанти посилення окремих зон	104
5.5 Аналіз результатів модернізації	108
5.6 Оцінка опору втомі конструкції	111
5.7 Економічна ефективність бічної рами за рахунок продовження терміну експлуатації.....	116
Висновки по розділу 5	117
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	118
Список використаних джерел	121
ДОДАТОК А.....	139
ДОДАТОК Б	143
ДОДАТОК В.....	151
ДОДАТОК Г	156
ДОДАТОК Д.....	161
ДОДАТОК Е	162
ДОДАТОК Є	165
ДОДАТОК Ж	169

ВСТУП

Актуальність теми. На сьогодні залізничні перевезення вантажів є найефективнішими в співвідношенні ціна/якість порівняно з морськими, авто- та авіаперевезеннями. Згідно зі «Стратегією розвитку залізничного транспорту на період до 2020 року», схваленою розпорядженням Кабінету Міністрів України від 16 грудня 2009 р. №1555-р, одним з напрямків розвитку Укрзалізниці є забезпечення залізниць рухомим складом вітчизняного виробництва, здатним істотно підвищити техніко-технологічні показники, зокрема щодо:

- підвищення швидкості руху вантажних поїздів до 100-120 кілометрів на годину;
- збільшення маси поїздів, відстані безоглядного та міжремонтного пробігу транспортних засобів, строку їх експлуатації.

Проте такі зміни ведуть до збільшення навантаження на елементи візка вантажного вагона через збільшення динамічних зусиль та сил, що виникають між вагонами в поїзді, і, як наслідок, роблять необхідною розробку та впровадження нових ходових частин з підвищеною міцністю.

Процес проектування ходових частин умовно можна поділити на три етапи:

- вибір принципової схеми візка;
- проектування основних несучих елементів;
- підбір параметрів ресорного підвішування.

На другому та третьому етапі, зазвичай, виконують перебір різноманітних варіантів конструкції елементів візка та пружних характеристик з метою отримання найкращого результату. Наявність на цьому етапі методики, що допоможе скоротити можливу кількість ітерацій, значно пришвидшить процес проектування.

Також досі залишається остаточно не вирішеною проблема втомного руйнування бічних рам візків вантажних вагонів, а підвищення навантаження на візок у цілому може призвести до її загострення. Одним з методів зменшення кількості зламів бічних рам є підвищення їх міцності.

Дисертаційна робота спрямована на вирішення наукового завдання поліпшення міцнісних показників деталей візка вантажного вагона, спрощення пошуку оптимальних конструкцій литих деталей візка та параметрів ресорного підвішування.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана відповідно до планів науково-дослідних робіт Дніпровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, зокрема в рамках науково-дослідних робіт «Послуги консультаційні інженерні в області проектів по машинобудуванню в обсязі сертифікаційних випробувань і подальша сертифікація двухосьового візка вантажних вагонів по ГОСТ9246-2004» (№ДР 0116U004115) та «Проведення випробувань зразка вагона для цементу моделі 19-758 на відповідність сертифікаційним показникам п.п. 3, 11, 12, 14 НБЖТ ЦВ 01-98» (№ ДР 0116U004117), у яких автор є одним з виконавців.

Мета та завдання дослідження. Метою дисертаційної роботи є вирішення наукового завдання поліпшення міцнісних характеристик бічної рами візка вантажного вагона за рахунок вдосконалення її конструкції та методів випробувань на міцність.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- виконати аналіз існуючих варіантів модернізацій ходових частин вантажного вагона;
- провести оцінку експериментального методу визначення міцності бічної рами візка на основі результатів стаціонарних міцнісних випробувань;
- удосконалити методику побудови моделі коливань залізничних екіпажів для спрощення її побудови та зміни окремих елементів моделі;
- визначити вплив параметрів ресорного підвішування візка на рівень напружень у бічній рамі;

- розробити метод оптимізації конструкції бічної рами візка за критерієм міцності за рахунок підсилення окремих зон конструкції при обмеженому збільшенні її маси.

Об'єкт дослідження – Поведінка напруженого стану бічної рами візка вантажного вагона під впливом зовнішніх чинників, конструкції об'єкту та параметрів ресорного підвішування.

Предмет дослідження – Методи поліпшення міцнісних характеристик бічної рами візка вантажного вагона.

Методи дослідження. В роботі використано методи аналітичної механіки та теорії графів для укладання диференціальних рівнянь руху вагона; чисельного інтегрування диференціальних рівнянь для визначення динамічних навантажень на елементи вагона та його ходових якостей; методи теорії пружності та метод скінчених елементів для визначення напружень в елементах конструкції при теоретичних дослідженнях; тензометрії для визначення напружень в елементах конструкції при експериментальних дослідженнях; статистичної обробки результатів спостережень; математичного програмування (зокрема, метода послідовного лінійного програмування) для визначення оптимальної конструкції.

Наукова новизна отриманих результатів

В роботі вирішено наукове завдання поліпшення міцнісних характеристик бічної рами візка вантажного вагона за рахунок вдосконалення її конструкції та методів випробувань на міцність, при цьому:

вперше:

- запропоновано метод оптимізації конструкції бічної рами візка вантажного вагона за критерієм міцності на основі визначення комбінації підсилення окремих зон конструкції при обмеженому збільшенні її маси;

- запропоновано метод уточнення динамічної навантаженості деталей на основі скінченно-елементних моделей та динамічних моделей коливань, що дозволяє отримати залежності напружень в окремих зонах конструкції від параметрів ресорного підвішування;

- отримано залежності напружень в окремих зонах бічної рами від параметрів ресорного підвішування, які дозволяють прогнозувати вплив окремих компонентів ресорного підвішування на рівень напружень в бічній рамі;

удосконалено:

- метод оцінки міцності бічних рам візків вантажних вагонів на основі результатів стаціонарних міцнісних випробувань, який відрізняється від існуючих додатковим варіантом навантажень та оцінкою розподілу напружень в об'єкті на основі попередньої розрахункової оцінки міцності, що дає можливість більш точно враховувати вплив повздовжніх навантажень на конструкцію та точніше оцінити розподіл напружень в ній;

набули подальшого розвитку:

- метод побудови моделей коливань вагонів за рахунок використання ієрархічно організованого графа, що дозволяє спростити розробку моделі та вибір параметрів і варіантів конструкції ресорного підвішування візка для зниження рівня напружень в ньому за рахунок зниження динамічних навантажень.

Практичне значення отриманих результатів. Розроблений метод оптимізації конструкції бічної рами візка вантажного вагона за критерієм міцності може бути використано при проектуванні литих деталей на етапі пошуку варіантів підвищення їх міцності за рахунок місцевих змін конструкції.

Розроблений метод уточнення динамічної навантаженості деталей дозволяє оцінки вплив параметрів ресорного підвішування на рівень напружень в бічній рами візка та може бути використано і для інших елементів вагона.

Отримані залежності напружень в окремих зонах бічної рами від параметрів ресорного підвішування можуть бути використані при проектування візків для

зниження рівня напружень в окремих зонах рами за рахунок зміни параметрів ресорного підвішування.

Запропонований метод створення динамічних моделей коливань за рахунок використання ієрархічно організованого графа може бути використано при реалізації моделей коливань рухомого складу як на основі блочно орієнтованих програм, та і при побудові моделей на основі мов програмування. Модель набуває компактну і ієрархічну форму зберігаючи наочність та компактність на кожному рівні ієрархії.

Запропонований додатковий варіант навантаження бічної рами при експериментальній оцінці її міцності дозволяє точніше оцінити вплив різних груп навантажень на бічну раму. А урахування результатів міцнісних розрахунків, при оцінці результатів експерименту дозволить точніше визначити напруження, що виникають в бічній рамі візка вантажного вагона.

Особистий внесок здобувача. Постановка мети та завдань дослідження виконана спільно з науковим керівником. Основні наукові положення, теоретичні та експериментальні дані, викладені в дисертаційній роботі, отримані дисертантом самостійно. У публікаціях, які написані в співавторстві, автору належать: [96] – вибір параметрів, що змінюються, оцінка результатів динамічного моделювання, розробка скінченно-елементної моделі, аналіз напруженого стану бічної рами, аналіз результатів моделювання; [97] – розробка скінченно-елементної моделі бічної рами, розробка методів її оптимізації та аналіз напружено-деформованого стану; [151] – розробка методичного підходу до складання моделей руху багатомасових систем, розробка на основі запропонованого підходу динамічної моделі руху вантажного вагона, [152] – розробка скінченно-елементної моделі, аналіз напруженого стану бічної рами, аналіз результатів моделювання.

Робота [157] написана та опублікована без співавторів.

Апробація результатів дисертації. Основні положення дисертаційної роботи доповідалися й обговорювалися на 75-й, 76-й, 77-й та 78-й Міжнародних науково-практичних конференціях «Проблеми та перспективи розвитку

залізничного транспорту» (м. Дніпро, 2015-2018 рр.), XIV Міжнародній конференції «Проблеми механіки залізничного транспорту. Безпека руху, динаміка, міцність рухомого складу та енергозбереження» (м. Дніпро, 2016 р.)

Публікації. Основні положення дисертації опубліковано в 5 наукових працях у фахових виданнях України, з яких 4 в виданнях, що включено до міжнародних наукометричних баз, п'яти тезах доповідей міжнародних науково-практичних конференцій, отримано один патент на корисну модель.

Структура та обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, п'яти розділів, висновків, що викладено на 120 сторінках машинописного тексту, які містять 70 рисунків і 19 таблиць, переліку літературних джерел із 159 найменувань, 8 додатків на 32 сторінках. Повний обсяг дисертації становить 170 сторінок.

1 ТРЬОХЕЛЕМЕНТНИЙ ВІЗОК: ПРОБЛЕМИ ТА СПОСОБИ ЇХ ВИРІШЕННЯ

Залізничний транспорт є основним вантажоперевізником як на території України, так і на території інших країн світу [12, 41, 45, 103]. Від надійності та ходових якостей вагонів і окремих їх елементів залежить безпека та якість перевезень, а отже, ступінь довіри до залізничного транспорту і його конкурентоспроможність.

Візок вантажного вагона є одним з найбільш відповідальних його елементів. Надійність візка значною мірою впливає на надійність вагона в цілому, а конструкція часто визначає його ходові якості.

Найбільш поширеною конструкцією візка вантажних вагонів на просторі колії 1520 мм є трьохелементний візок. Конструкція бічної рами трьохелементного візка для вантажних вагонів кардинально не змінювалася з 1951 р., після введення в експлуатацію візків типу МТ-50, які замінили поясні візки. З розвитком науково-технічної думки змінювалися й удосконалювалися окремі їх елементи, але сама бічна рама так і залишилася сталевим виливком, у якому об'єднані верхній, нижній, похилі пояси й колонки утворюють в середній частині отвір для розміщення комплекту центрального ресорного підвішування, а по кінцях – буксові отвори. Так само на бічній рамі відлиті кронштейни для кріплення і спирання різних елементів візка.

1.1 Шляхи модернізації трьохелементного візка

Модернізація вантажних вагонів для підвищення ефективності їх експлуатації має два напрямки – підвищення швидкості руху вагона й підвищення маси вантажу, що перевозиться. Оскільки візок забезпечує рух вагона й передачу всіх навантажень від кузова на рейки, реалізація обох способів підвищення ефективності значною мірою пов'язана саме з ним. Але конструкція трьохелементного візка не змінюється, а швидше проходить модернізацію [3, 11, 14, 73, 79, 84, 114, 116, 123].

Проаналізувавши публікації з модернізації візків вантажних вагонів, можна виділити кілька ключових вузлів, зміна яких веде до зміни якості руху й надійності візка:

- пружні елементи центрального ступеня ресорного підвішування;
- клиновий фрикційний гасник коливань;
- місця спирання кузова на візок;
- буксовий вузол;

Також суттєво впливає на якість руху введення додаткових зв'язків між елементами візка.

1.1.1 Пружні елементи центрального ступеня ресорного підвішування

«Типовою» відмінністю всіх моделей візків нового покоління є застосування в центральному ступені ресорного підвішування пружних елементів з білінійною характеристикою. Це дозволяє реалізувати різну жорсткість при різному завантаженні вагона, що у свою чергу дає можливість знизити коефіцієнт тертя в парі фрикційний клин – фрикційна планка. Незважаючи на таку модернізацію, роботи над цим вузлом тривають. Так, для отримання оптимальних параметрів центрального ступеня ресорного підвішування на деяких нових моделях візків перейшли від конструкції із семи пружин у кожному комплекті до дев'яти. Така конструкція реалізована у візках моделі ZK-1 виробництва КНР [37], моделі 18-9855 виробництва ВАТ «ТВБЗ», а також передбачена в бічній рамі для трьохелементного візка [5]. Наявність дев'яти пружин у ресорних комплектах цих візків дає більше варіантів для комбінації їх пружних характеристик і, як наслідок, дозволяє підібрати більш якісну силову характеристику порівняно з комплектом із семи пружин.

Також тривають роботи з удосконалення конструкції самої пружини, а нові методики із застосуванням CAD і CAE-технологій, описані в роботі [28], дозволяють отримати більш міцну пружину при збереженні її геометричних характеристик.

1.1.2 Фрикційний гасник коливань центрального ступеня ресорного підвішування

Модернізація фрикційного клинового гасника коливань виконується в декількох напрямках. Для клина і фрикційної планки підбирають нові матеріали як самих деталей, так і їх поверхонь.

У роботі [86] наведено результати випробувань фрикційних гасників коливань візків, укомплектованих клинами з чавуну марки СЧ35 і складеними фрикційними планками зі сталей марок 30ХГСА і 25Х. Цей фрикційний клин забезпечує коефіцієнт відносного тертя в межах 0,08...0,16, а міжремонтний пробіг вагонів 250 тис. км. У [27] описано результати стендових випробувань клинів полегшеної конструкції зі сталі марки 20ГЛ, чавуну марки СЧ25 і чавуну, легованого молібденом. Застосування більш міцних матеріалів дозволяє знизити матеріалоємність конструкції клина без зниження його міцності.

Іншим напрямком модернізації цього вузла є застосування зносостійких пружних накладок між надресорною балкою і фрикційним клином [30, 118, 119, 120, 121]. Це дозволяє зменшити знос вказаних поверхонь.

Для зниження коефіцієнта тертя фрикційного гасника в порожньому вагоні у винаході [117] в конструкцію фрикційного клина пропонується ввести додаткову пару тертя зі зниженим коефіцієнтом тертя між фрикційним клином і фрикційною планкою. Ця пара тертя працює при невеликих вертикальних деформаціях ресорного комплексу без участі фрикційної планки. Також можна встановити між фрикційною планкою й колонкою бічної рами голчастий підшипник [98], який дозволяє їй переміщуватися вгору і вниз на 4 мм у рамках зазорів, без тертя.

У корисній моделі [24] пропонується штампозварна конструкція фрикційного клина гасника коливань, забезпечена поліуретановим пружним елементом, що забезпечує притиснення фрикційної поверхні клина до фрикційної планки, розташованої на бічній рамі. Така конструкція для свого виготовлення не потребує застосування технологій лиття й може бути виготовлена силами вагонних депо. А наявність пружного елемента між надресорною балкою і колонкою бічної

рами, що працює в поздовжньому напрямку, дозволяє проводити її центрування в центральному отворі бічної рами, що перешкоджає виникненню виляння візка.

У винаході [109] запропоновано альтернативний спосіб розміщення пружин, що забезпечують притиснення фрикційного клина до фрикційної планки, – над клином. Опір коливань надресорної балки створюється при її висхідному русі, що має поліпшити демпфірування та якість ходу візка.

У роботах [88, 147] досліджувалися динамічні якості піввагона з візками моделі 18-1711 при його русі по прямих і кривих ділянках колії. Розрахунки виконувалися за допомогою об'єктно орієнтованого програмування в програмі «Dynamics of Rail Vehicles» («DYNRAIL»). Для розрахунків було створено математичні моделі піввагона й візків 18-100 та 18-1711. Виконано порівняння динамічних показників піввагона з візками 18-1711 та піввагона з візками 18-100, які отримані розрахунковим шляхом. Візок моделі 18-1711 має в центральному ступені підвішування клинові гасники просторової дії, буксовий ступінь ресорного підвішування. Було виконано оцінку динамічних характеристик піввагона й визначено такі нормативні динамічні показники: коефіцієнт вертикальної динаміки, коефіцієнт горизонтальної динаміки, коефіцієнт стійкості від сходу коліс з рейок. У результаті проведених розрахунків і порівняння їх результатів встановлено, що застосування візків з білінійною характеристикою центрального підвішування і клиновими гасниками просторової дії дозволить поліпшити динамічні показники піввагонів, що експлуатуються зараз на візках моделі 18-100, і за рахунок поліпшення динамічних показників можливе збільшення допустимих швидкостей руху цих вагонів.

У роботах [67, 68] наведено результати динамічних досліджень двох піввагонів моделі 12-1905 на візках 18-1711 з фрикційними клинами ресорного комплексу просторової й плоскої форми. Описані в роботах результати показують, що характеристики піввагонів з обома формами клинів при русі з різними швидкостями аж до конструкційної відповідають вимогам до рухомого складу. Однак показники піввагона на візках моделі 18-1711 з плоским клином на 10...15 % кращі, ніж на візках з просторовим клином.

1.1.3 Місця спирання кузова на візок

Кузов вантажного вагона спирається на підп'ятник трьохелементного візка й на один з ковзунів. Такий спосіб спирання кузова призводить до його перевалки на п'ятниковому вузлі та періодичного спирання то на один, то на інший ковзун візка, що викликає періодичний перерозподіл навантаження на сторони візка й негативно позначається на його динамічних якостях і надійності. З метою зниження цих негативних чинників ковзуни візка замінюють на ковзуни постійного контакту. Принципова схема такого ковзуна має вигляд корпусу, іноді виконаного як частина шворневої балки, у якому розміщені пружні елементи, що виконані у вигляді пружин або пружних елементів з полімерних матеріалів, на які спирається контактна поверхня ковзуна [111]. Для реалізації постійного коефіцієнта тертя ця конструкція може забезпечуватися котковим роликом, на який спирається ковзун кузова при перевалці на одну зі сторін.

Ковзунами постійного контакту обладнані візки моделей: 18-1750 виробництва ПАТ «Азовзагальмаш»; 18-9836 виробництва ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод»; 18-1711, розробленої ТОВ «ГСКБВ» спільно з ПАТ «Азовелектросталь» [15, 78] (Україна); 18-9770 та 18-9771 виробництва ЗАТ «ПромтракторВагон»; 18-578 ВАТ «НПК "Уралвагонзавод"» [113]; 18-6863 АТ «Тихвинський вагонобудівний завод» (Росія).

У роботі [146] наведено результати теоретичних досліджень динамічних характеристик піввагонів на візках моделей 18-9771 порівняно з візками 18-9770 та 18-578 за допомогою програми DYNRAIL. Також порівнювалися результати ходових випробувань візків моделі 18-9771 з 18-9770 та 18-578. Візок 18-9770 – аналог 18-100, візок 18-578 відрізняється від 18-100 наявністю пружнокоткових ковзунів постійного контакту. У візку моделі 18-9771 застосовані ковзуни постійного контакту, а також білінійне ресорне підвішування.

Оцінка результатів теоретичних і експериментальних досліджень показала, що всі динамічні характеристики візків, що досліджувалися, перебувають у межах встановлених норм. Для візка моделі 18-9771 отримані кращі коефіцієнти стійкості від сходу з рейок у порожньому й завантаженому станах, а також коефіцієнт

поперечної стійкості в кривих у порожньому стані порівняно з візком 18-578 і кращий коефіцієнт поперечної стійкості в кривих у порожньому й навантаженому стані порівняно з візком 18-9770.

Роботи в цьому напрямку тривають і спрямовані як на розробку нових конструкцій ковзунів, так і на підбір оптимальних характеристик опорних пар тертя.

Так, робота [72] присвячена дослідженню впливу коефіцієнта тертя в опорному з'єднанні «п'ятник – підп'ятник – ковзун» вантажних вагонів на їхні основні динамічні показники – коефіцієнти горизонтальної та вертикальної динаміки, прискорення кузова, рамну силу, коефіцієнт стійкості від сходу з рейок. На початку статті наведено теоретичні відомості про процеси тертя. Основне дослідження виконувалося методом чисельного інтегрування й математичного моделювання динамічної навантаженості вантажного вагона з використанням програмного комплексу «Dynamics of Rail Vehicles» («DYNRAIL»). Дослідження показали, що вплив на показники безпеки руху мають не тільки параметри тертя в опорному з'єднанні «п'ятник – підп'ятник – ковзуни» вантажного вагона в порожньому й завантаженому стані з візками моделі 18-100. Вплив мають і інші параметри, а саме: радіуси кривих ділянок колії, висота зовнішньої рейки та ін.

Удосконалену конструкцію фрикційної пари ковзунів візка вантажного вагона моделі 18-115 (похилий ковзун) описано в роботі [115]. У цій конструкції використовуються зносостійкі елементи у вигляді змінних металокерамічних вставок, що сприятиме зменшенню зносу елементів з'єднання візка й рами вантажного вагона, поліпшенню його динамічних якостей, а також зменшенню витрат на відновлення зношених тертям ковзунів.

1.1.4 Буксовий вузол

Одним із способів зниження динамічної складової навантаження, що діє на бічну раму, є встановлення другого ступеня підвішування між бічною рамою візка й буксою колісної пари. У цей вузол вводиться пружний елемент у вигляді пружини, поліуретанової, гумової або гумометалевої прокладки [62, 104, 105].

Такий елемент може сприймати й передавати далі як лише вертикальні зусилля, так і вертикальні та горизонтальні зусилля.

З метою зниження маси й підвищення надійності буксового вузла у візках нового покоління відмовляються від застосування букс закритого типу й переходять до касетних підшипників [143, 144] і буксових адаптерів. Перехід від букс до буксових адаптерів дозволяє відмовитися від уніфікованих корпусів букс і застосовувати буксові адаптери з різними поверхнями для спирання бічної рами.

Існуючі буксові адаптери можна розділити на три групи. До першої віднесені адаптери з пружними прокладками, які використовуються у візках моделей 18-115 розробки «Уральського вагонобудівного заводу» (УВЗ), 18-7033 виробництва ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод», 18-194-1 [42] виробництва ВАТ «НПК "Уралвагонзавод"» [43, 53, 110]. Пружні прокладки використовуються в конструкції для демпфірування вертикальних зусиль, що виникають у буксовому вузлі.

Досвід використання полімерних прокладок адаптерів у Росії свідчить про те, що полімеру, який забезпечує безвідмовну роботу протягом всього міжремонтного періоду, поки немає [56]. Виявлено проблеми із забезпеченням гальмівного натискання, а спроби модернізації конструкції вузла кріплення гальмівного башмака призводять до труднощів при усуненні несправностей в експлуатації на ПТО.

До другої групи можна віднести адаптери з демпфірувальними елементами, які встановлюються під кутом до вертикалі уздовж і поперек буксового вузла «важіль Шеффеля» (візки моделей 18-9836 виробництва ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод», 18-9750, що розроблено ПГУПС і ВАТ «НВЦ Вагони». Таким чином, адаптер сприймає навантаження уздовж трьох осей: вертикальної, поздовжньої, поперечної. Жорсткість такої конструкції істотно нижче, ніж у конструкції із застосуванням пружних прокладок.

До третьої групи належать адаптери, що використовуються у візках з подвійним ресорним підвішуванням. Ці адаптери забезпечують роботу буксового вузла первинного підвішування візків спільно з гумометалевими пружинами

шевронного типу. Бічна й кутова жорсткості багат шарових демпферних блоків визначена за умови забезпечення самовстановлення колісних пар у кривих ділянках колії, що зменшує знос коліс і рейок, знижує опір вагона руху та ймовірність сходження з рейок (візки моделей: 18-4129 [90], розробленої ТОВ «Софія Інвест», 18-1711, розробленої ТОВ «ГСКБВ» спільно з ПАТ «Азовелектросталь»).

1.1.5 Введення додаткових зв'язків

Трьохелементний візок має не жорстку раму. Одним з недоліків такої конструкції є можливість забігання однієї бічної рами відносно іншої, що веде до перекосу колісних пар у плані, а в разі несприятливої комбінації зовнішніх чинників може стати причиною виникнення резонансного виляння візка. Для обмеження або запобігання забіганню бічних рам у конструкцію візка вводяться додаткові елементи, що пружно або шарнірно зв'язують елементи візка. Така модернізація практично не застосовується окремо, а є частиною комплексу заходів, спрямованих на підвищення динамічних характеристик візка.

Найбільшого поширення набули конструкції, що мають у своєму складі тяги, які з'єднують діагонально частини бічних рам [33, 44].

У роботі [36] наведено результати ходових динамічних випробувань вантажних вагонів на візках моделі ЗК-1 з діагональними зв'язками. Цей візок, крім діагональних зв'язків, має у своїй конструкції ковзуни постійного контакту, касетні підшипники з буксовими адаптерами, що обладнані пружними елементами, білінійне ресорне підвішування і фрикційний клин з поліуретановою зносостійкою накладкою. Результати динамічних випробувань показали поліпшені ходові якості розглянутого вагона, які насамперед визначені конструктивними особливостями візка ЗК1.

У роботі [89] розглянуто вплив забігання колісних пар на роботу важільної передачі візка й запропоновано ввести додатковий пружний елемент, що дозволяє запобігти перекосу триангеля щодо колісних пар.

Конструктивно додаткові зв'язки в елементах візка можуть мати різні рішення. У винаході [23] ці елементи являють собою пружні ковзуни постійного

контакту, встановлені між надресорною балкою й колонками бічних рам по чотири в кожному ресорному комплекті. Ці ковзуни розміщено під кутом до поздовжньої осі руху вагона, а гасник коливань тарілчастого типу встановлено на місці однієї з пружин комплекту.

У винаході [32] обмеження забігання бічних рам виконано за рахунок встановлення в їх середній частині кронштейнів, які взаємодіють з надресорною балкою за допомогою фрикційних блоків, встановлених так, щоб осі консольних кронштейнів бічних рам перетиналися в плані в центрі симетрії візка (геометричний центр підп'ятника надресорної балки).

У винаході [150] зв'язок надресорної балки й бічних рам виконано за допомогою хомутиків за аналогією з пасажирським візком КВЗ-ЦНИИ. Два хомутики на кожній бічній рамі пружно з'єднують її з консольною і середньою частинами надресорної балки.

У корисній моделі [22] надресорна балка центрується в центральному ресорному прорізі бічної рами за допомогою штирового пристрою. Одна його частина – штир – закріплена на кронштейні в середній частині верхнього поясу бічної рами, а інша – втулка – на консольній частині надресорної балки. Така конструкція обмежує переміщення консольних частин надресорної балки в поздовжньому напрямку, тим самим перешкоджаючи як забіганню бічних рам візка, так і завищенню фрикційних клинів ресорного комплекту.

1.2 Підвищення міцності елементів візка

Конструкція основних несучих елементів візків так само не залишається без уваги. Роботи в цій галузі спрямовані на підвищення міцності бічних рам і надресорних балок у зв'язку з підвищенням допустимого навантаження від осі колісної пари на рейку до 25 тс та динамічних сил, що викликані збільшенням швидкості руху. Підвищення кількості зламів бічних рам типової конструкції також вимагає всебічного аналізу. Крім того, ведуться розробки нових методів виготовлення основних несучих елементів трьохелементного візка.

Розробці нових, більш міцних елементів візка передують теоретичні дослідження методами скінченних елементів (далі – МСЕ) уже наявних конструкцій і конструкцій, що розробляються, які після створення дослідних зразків перевіряються натурними випробуваннями.

У роботі [6] виконано аналіз технології лиття бічних рам з погляду причини виникнення ливарних дефектів. Наведено порівняльний аналіз конструкції деяких елементів бічних рам 18-100 і Barber. Запропоновано використання нової конструкції бічної рами, виготовленої з економічних профілів прокату і труб. Наведено результати теоретичної оцінки міцності запропонованої конструкції. Згідно з цими результатами запропонована конструкція має достатню міцність, забезпечує зниження маси бічної рами на 15-20 % і обмежено може демпфірувати динамічні навантаження.

У статті [136] наведено результати дослідження міцності надресорної балки і бічної рами для візка моделі 18-1711, а також зроблено порівняння розрахункових і експериментальних результатів. Теоретична оцінка міцності проводилася методом МСЕ. Як скінченні елементи застосовувалися тетраедри з характерним розміром ребра 8-10 мм зі зменшенням розмірів у місцях концентрації напружень до 1 мм. Експериментальна оцінка виконувалася шляхом міцнісних і ресурсних випробувань. За результатами теоретичних і експериментальних досліджень отримано значення напружень і коефіцієнтів запасу міцності. Високий рівень напружень отримано в середній частині та в бічних напрямних надресорної балки, у кутах буксового прорізу й у нижньому куті центрального ресорного отвору бічної рами.

У статті [159] наведено аналіз міцності «полегшеного посиленого» трьохелементного візка МСЕ. Розрахункова модель містила надресорну балку, що передає зусилля на центральні отвори бічних рам через «з'єднання типу павук». Бічні рами через жорсткі з'єднання спиралися на стрижні, що моделюють осі колісних пар. Така розрахункова схема дозволила більш точно реалізувати діючі на візок обмеження і, як наслідок, отримати більш точні результати. Розрахунок виконувався в програмі ANSYS. У результаті розрахунку визначено зони з

підвищеною концентрацією напружень, а саме: технологічне вікно бічної рами, внутрішній кут ресорного отвору й обмежувальне ребро похилої поверхні для фрикційного клина на надресорної балці.

У зв'язку з переходом індійських залізниць від осьового навантаження 22,9 т до 25 т, а в перспективі до 32,5 т виникла необхідність розробки нових ходових частин для вагонів [153]. У статті розглянуто елементи конструкції візка, на які було звернено основну увагу при його модернізації. Подано коротку методику з проектування візка, вибору його основних параметрів при теоретичному моделюванні для оцінки динамічних якостей. Результатом роботи стала розробка динамічної моделі візка з осьовим навантаженням 25 т, що забезпечує необхідні динамічні параметри руху при швидкостях 95 км/год у завантаженому стані й 85 км/год у порожньому.

ПАТ «Азовмаш» виконано аналіз бічної рами візка моделі 18-100 МСЕ [58, 59]. У роботах наведено порівняльний аналіз оцінки міцності й надійності бічних рам моделі 100.00.002-4 візка 18-100 і моделі 1750.00.102 – візок з осьовим навантаженням 25 т. За результатами розрахунків можна зробити висновок, що бічна рама 1750.00.102 має необхідну міцність і надійність для експлуатації з навантаженням 25 т на вісь, а бічна рама візка 18-100 не забезпечує необхідну міцність майже у всіх небезпечних зонах. За результатами аналізу в усіх критичних зонах рівень напружень у візку, бічній рамі візка моделі 18-100 перевищує допустимі норми на 15...30 %. Розробка нових бічних рам для осьового навантаження 23,5 т і 25 т велася з урахуванням отриманих результатів, а жорсткість норм, що ставилися до рухомого складу в 2012 р., змусили підприємство розробляти нові моделі бічних рам.

1.3 Уточнення методики оцінювання міцності литих елементів

Встановлено, що в місцях сполучення криволінійних поверхонь бічних рам, Т-подібних перерізах навантажених зон, а також через наявність пригару, що не видаляється, у важкодоступних порожнинах внутрішні ливарні дефекти стають

такими, що практично не можливо виявити методами неруйнівного контролю. Найчастіше внутрішні дефекти в таких місцях призводять до передчасних зламів бічних рам в експлуатації. У роботі [99] вказано, що міцність бічних рам при проектуванні оцінюється на комп'ютерних моделях, товщини стінок у яких мають середні розміри за кресленням, ймовірність появи внутрішніх ливарних дефектів у навантажених зонах не враховується. Запропоновано методику розрахунку міцності бічних рам з урахуванням мінімально можливих товщин стінок виливка й можливої появи внутрішніх ливарних дефектів у небезпечних перерізах з використанням МСЕ. Розробка нової бічної рами починається з порівняння осевих моментів інерції несучих перерізів з уже існуючими конструкціями рам. Методика передбачає оцінку міцності бічних рам у двох наближеннях: у першому – без дефектів, у другому – з внутрішніми ливарними дефектами. У першому і другому наближеннях критерієм міцності бічної рами є границя текучості сталі з урахуванням можливого його зниження на 20 % у виливку. Додатково в другому наближенні застосовано критерій порогового коефіцієнта інтенсивності напружень відриву у вершині гострокутного внутрішнього ливарного дефекту, що моделюється в стінці бічної рами, визначеного на оригінальних зразках при центральному розтягу.

Тривають розробки нових методик лиття. У роботі [10] розглянуто методи підвищення довговічності сталевих виливків «Рама бічна», «Балка надресорна», «Корпус поглинального апарата». Під час досліджень були виготовлені фрагменти пінополістиролових моделей цих виливків, які по черзі армували прутком, дробом і стружкою, покривали вогнетривким покриттям, формували в ливарному контейнері з вогнетривким наповнювачем, вакуумували, після чого проводили заливку необхідним сплавом. Попередні дані показували зростання механічних властивостей типових виливків на 15-20 %. Сьогодні розробляються методи раціонального розміщення арматури в пінополістиролових моделях для стабільного отримання якісних армованих сталевих виливків. Уточнюють навантаження, що діють на візок в експлуатації, а також зусилля при міцнісних випробуваннях.

У статті [82] сформульовано загальний алгоритм визначення параметрів стендового просторового навантаження елементів візків при ресурсних випробуваннях (рис. 1.1). Алгоритм містить теоретичні дослідження й поїзні випробування. На основі алгоритму визначено основні навантаження, що діють на раму та надресорну балку візка, базуючись на яких сформовано розрахункові режими.

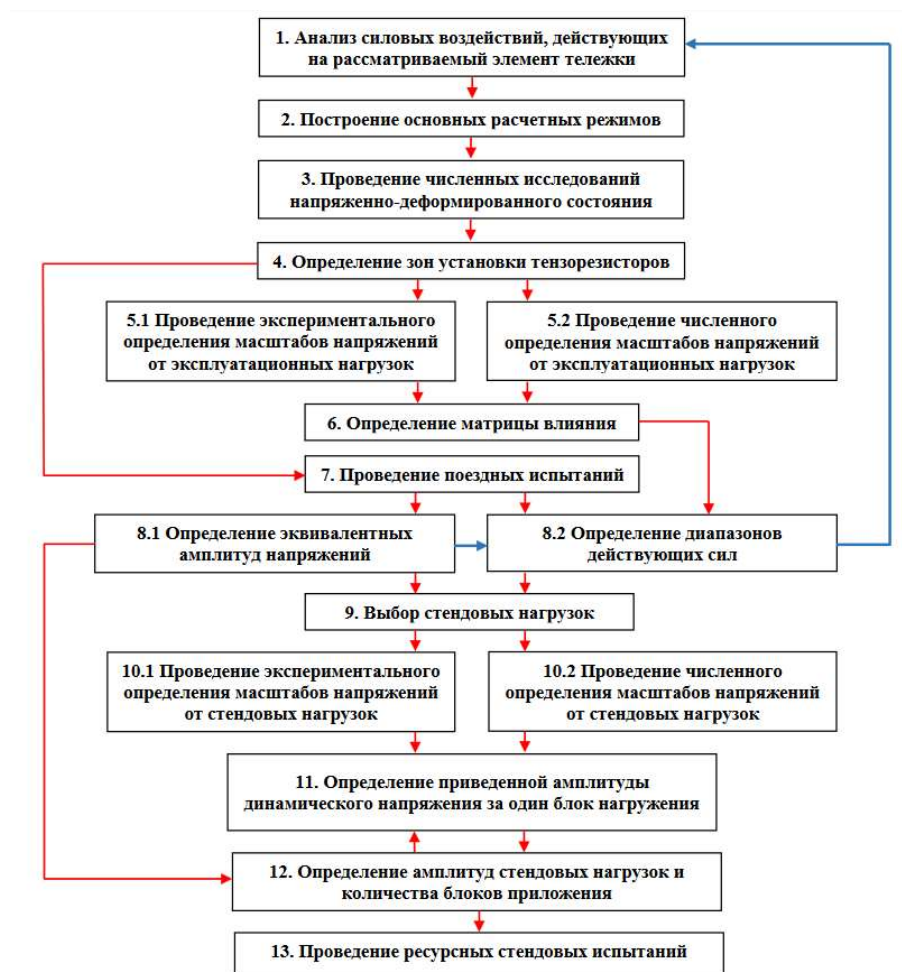


Рисунок 1.1 – Алгоритм визначення параметрів стендового просторового навантаження [82]

Так, для бічної рами визначальними навантаженнями є:

- вертикальне та поперечне навантаження по зонах контакту пружин ресорного підвішування й ресорного отвору бічної рами (режими 1-2);
- поздовжнє симетричне навантаження по зонах контакту клина та стінок ресорного отвору (режим 3);
- вертикальне й поперечне навантаження по зонах контакту фрикційних клинів і стінок ресорного отвору бічної рами (режими 4-5);

- поздовжнє навантаження, що діє по зонах контакту клина та стінки ресорного отвору бічної рами, і поздовжні сили, що її врівноважують, діють на кожен вертикальну стінку буксових прорізів (режими 6-7).

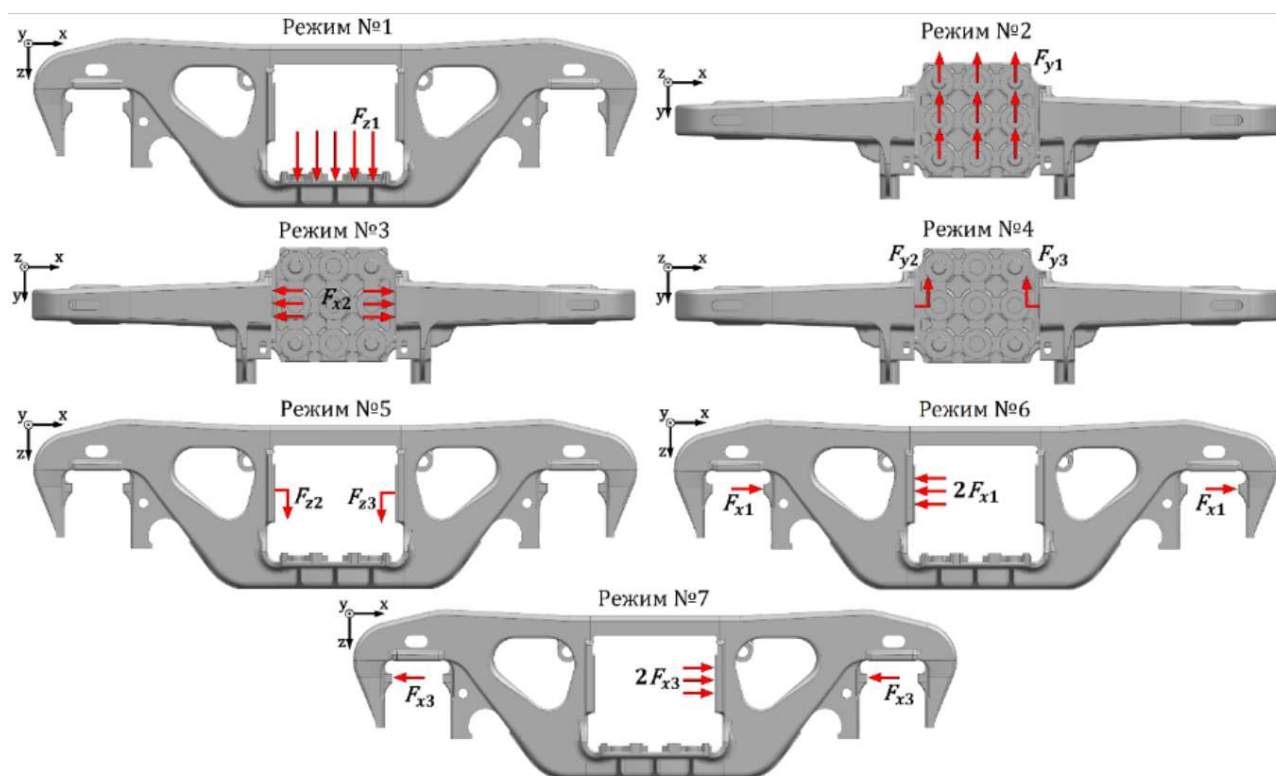


Рисунок 1.2 – Розрахункові режими для бічної рами [82]

Усього для бічної рами сформовано сім розрахункових режимів з такими кінематичними граничними умовами:

- для розрахункових режимів 1-5 забороняються поперечні й вертикальні переміщення в буксовому отворі, поздовжні переміщення фіксуються в точці на осі симетрії рами;

- для розрахункових режимів 6-7 забороняються поперечні й вертикальні переміщення в буксовому отворі, поздовжні переміщення фіксуються за відповідними зонами упору буксового вузла.

Для надресорної балки визначальними навантаженнями є:

- вертикальне навантаження по площині спирання п'ятника на підп'ятник (режим 1);

- вертикальне навантаження по зонах кріплення корпусів ковзунів (режим 2);

- поздовжнє навантаження, що діє по площині спирання п'ятника на підп'ятник, і поздовжні сили, що її врівноважують, діють з боку клина в заглибленнях надресорної балки (режим 3).

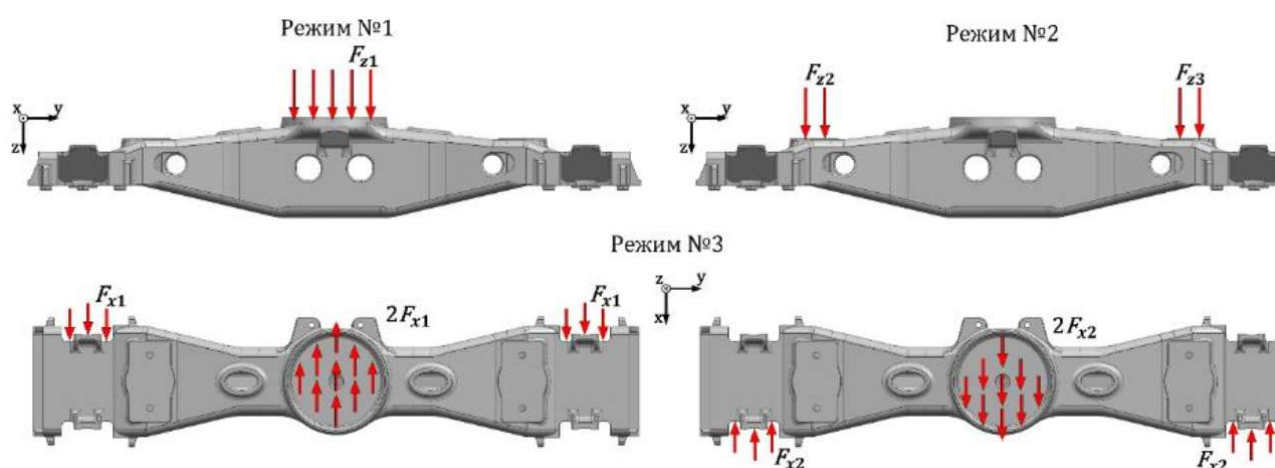


Рисунок 1.3 – Розрахункові режими для бічної рами [82]

Усього для надресорної балки сформовано три розрахункових режими. Для коректного опису поведінки балки під навантаженнями й максимальної відповідності реальним умовам експлуатації у скінченно-елементному розрахунку було змодельовано пружини ресорного підвішування. Жорсткості пружин вибиралися еквівалентними реальним жорсткостям пружин ресорного комплекту візка. Як кінематичні граничні умови використовувалися закріплення основ пружин по всіх степенях вільності. За наведеними режимами навантаження за допомогою МСЕ визначаються місця встановлення датчиків при стендових випробуваннях.

Таким чином, було розглянуто загальний алгоритм вибору параметрів стендового навантаження для проведення ресурсних випробувань литих деталей візка.

У роботі [139] виконано аналіз впливу швидкості руху поїздів на розподіл напружень в елементах візка вантажного вагона. Навантаженість рами двовісного візка досліджувалась за допомогою методу скінченних елементів. Модель рами й надресорної балки виконана з пластинчастих елементів зі спрощенням геометрії. До моделі було прикладено статичні й динамічні сили, отримані при різних швидкостях і нерівностях колії за допомогою математичної моделі. Результати

показують, що максимальні напруження в надресорній балці виникають у районі підп'ятника, у рамі візка – у нижньому поясі і зростають зі збільшенням швидкості.

Загальними результатами таких досліджень є винаходи й корисні моделі, спрямовані на підвищення надійності трьохелементного візка, що реалізуються як зміною зміни деяких зон конструкції основних несучих елементів візка [8], так і розробкою нових способів їх виготовлення, наприклад перехід від литої бічної рами до звареної конструкції [91].

Винахід [106] пропонує метод зміцнення бічних рам візків вантажних вагонів. Зміцнення пропонується здійснювати згинальним навантаженням бічної рами зі створенням у внутрішніх кутах її буксових прорізів згинальних моментів, що забезпечує в них пластичну деформацію. Причому згинальне навантаження бічної рами здійснюють із забезпеченням збільшення відстані між вертикальними площинами її буксових прорізів на 0,36-0,8 мм. У результаті підвищується втомна міцність і термін служби бічних рам візків вантажних вагонів.

1.4 Злами бічних рам візків вантажних вагонів

Також на території країн колії 1520 мм актуальною є проблема зламів бічних рам.

З 2006 по 2014 р. кількість зламів значно збільшилася [26, 34, 35, 40, 46, 54, 71, 102, 129]. При цьому 44 % причин зламів – це дефекти литва. Решта зламів виникли в результаті підвищення динамічних навантажень через ненормовану роботу вузла гасіння коливань або через стан колії. Частина зламів спричинена використанням бракованих візків. Визначено, що частота зламів бічних рам виробництва українських і російських підприємств приблизно однакова.

Одним з варіантів вирішення проблеми зламів може бути зменшення міжремонтних періодів, посилення вимог до бічних рам і візків у цілому, застосування нових методів дефектоскопії [9, 61], проте дослідження цих питань, хоч і ведуться окремо конструкторами [16, 17, 18], виробниками й експлуатаційниками, показують, що проблема це комплексна.

Аналіз факторів [49, 128], що впливають на міцність бічної рами в процесі її виготовлення, показав, що термічні залишкові напруження не призводять до виникнення тріщин у конструкції. Основним фактором, що впливає на міцність бічної рами, є приховані ливарні дефекти [60]. Для запобігання їх виникненню пропонуються такі методи, як місцева зміна геометричної форми стінок поясів рами, застосування екзотермічних вставок, що підтримують температуру металу, і застосування внутрішніх холодильників, що прискорюють охолодження металу.

Однією з причин виникнення зламів вважають зміну перерізу консольної частини бічної рами з двотаврового на коробчастий, що застосовується в більшості візків нового покоління [4, 101]. Висунуто припущення, що двотавровий переріз консольної частини бічної рами виконував роль пружно-деформованого гасника крутних моментів, що виникають при критичних забіганнях бічних рам одна відносно одної й відповідних кутових переміщеннях колісних пар у буксовому отворі. Іншими словами, двотаврова конструкція була менш жорсткою в горизонтальній площині й мала малонавантажене місце – щелепу буксового прорізу двотаврового перерізу, яка виконувала компенсувальну дію на моменти колісних пар, і в нештатних режимах роботи було видно всі дефекти роботи бічної рами.

Аналіз механічних властивостей матеріалу 25 бічних рам, вироблених у період з 2002 по 2012 р., виявив у більшості випадків істотне перевищення механічних властивостей матеріалу відносно закладених вимог, за винятком ударної в'язкості при низьких температурах (-60°C).

У результаті експериментального визначення зусиль, що діють на бічну раму під час її експлуатації, встановлено, що поздовжні й поперечні зусилля, які виникають у ході експлуатації, значно перевищують розрахункові значення.

Існуючі методики розрахунку не забезпечують достатньої надійності експлуатації спроектованого рухомого складу, оскільки не враховують певних навантажень, які виникають в експлуатації, а значення деяких навантажень значно нижче, ніж отримані експериментально в процесі експлуатації бічних рам [2].

У роботі [83] описана уточнена методика оцінки стану міцності бічної рами візка вантажного вагона, яка базується на визначенні напружень у моделі умовно жорстко закріпленої консольної частини з буксовим прорізом. При міцнісних випробуваннях пропонується застосовувати уточнене поєднання навантажень у буксовому вузлі. Виконані за запропонованою методикою розрахунки, з урахуванням наявності концентраторів напружень у місцях сполучення консолі буксового прорізу з центральною частиною бічної рами, дозволили з достатньою точністю визначити місце найбільш ймовірної появи тріщини й зламу рами.

Крім недосконалості конструкції й вимог до її міцності важливим фактором, що впливає на надійність візка, є відповідність механічних властивостей матеріалу її литих деталей вимогам нормативної документації. У бічних рамах спостерігається погіршення деяких механічних властивостей матеріалу, зокрема ударної в'язкості [25, 92]. Виконані дослідження доводять, що ударна в'язкість при температурі мінус 60 °С, яка визначається на зразках з радіусом надрізу 0,25 мм, є одним з найважливіших параметрів, і нехтувати нею не можна, оскільки існуюча технологія лиття допускає наявність таких дефектів розміром 0,25 мм [80].

Також як причина зламів розглядається і протікання по бічній рамі тягового струму. Аналіз зламів бічних рам візків вантажних вагонів на мережах ВАТ «РЖД» показав, що велика частина їх сталася на електрифікованих ділянках колії. У ході дослідження [19] було виявлено протікання тягового струму локомотива по буксовому вузлу й бічній рамі візка, при перетині вагоном ізольованих стиків рейкової колії, і встановлена його причина – низький електричний опір візка вантажного вагона. Буксовий вузол і бічна рама піддаються впливу тягового струму тільки за умови несправності рейкових кіл. Пропонується за рахунок встановлення зносостійкої електроізоляційної прокладки (адаптера) довести ізоляційні властивості вузла «букса – бічна рама» до рівня не менше ніж 100 Ом, як того вимагають норми інструкції із захисту обладнання від блукаючих струмів на залізничному транспорті.

Як альтернатива литій бічній рамі розроблено безліч конструкцій, які не потребують лиття й виключають таким чином можливість наявності ливарних

дефектів [6, 50, 87]. Заміна литої деталі на зварну або штамповану також викликає багато питань, пов'язаних із зварними з'єднаннями.

Висновки по розділу 1

1. Розробляючи способи модернізації візків вантажних вагонів, необхідно звернути увагу на центральний ступінь ресорного підвішування й можливість впровадження буксового ступеня ресорного підвішування.
2. Підвищення міцності бічної рами є актуальним завданням у зв'язку зі зростанням осевого навантаження у вагонах нового покоління.
3. Оскільки бічна рама візка вантажного вагона не зазнала значних змін у ході розвитку самого візка, розробку бічних рам для нових візків доцільно виконувати на основі існуючої конструкції, для максимальної спадковості в ремонті.
4. Оскільки проблема зламів бічних рам візків вантажних вагонів не втратила своєї актуальності протягом майже десяти років, необхідно звернути увагу не тільки на якість литва та матеріалу бічної рами, а й на можливі «нестандартні» причини зламів, такі як невідповідність навантажень, що виникають в експлуатації та передбачені «Нормами для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)» (далі «Нормы...») (ДСТУ 7598:2014) тим, що використовуються при експериментальних дослідженнях міцності бічних рам.

2 ВИЗНАЧЕННЯ НАПРУЖЕНЬ У БІЧНІЙ РАМІ

Розвиток вагонного парку Укрзалізниці та країн СНД останнім часом спрямовано на підвищення ефективності вагонів не тільки за рахунок збільшення швидкості руху [73], але й за рахунок підвищення їх вантажопідйомності шляхом збільшення осьового навантаження з 23,5 т/вісь до 25 т/вісь [6, 37, 45, 51, 123, 153]. Також ведуться роботи зі створення візків з осьовим навантаженням 30 т/вісь [13]. При цьому міцність нових і модернізованих конструкцій елементів вагонів оцінюється за допомогою експериментальних і теоретичних досліджень. Кожен елемент вагона повинен пройти ці два етапи, і для кожного з них розроблено нормативні документи, що регламентують навантаження, які необхідно прикладати до об'єкта досліджень при теоретичних і експериментальних дослідженнях [37, 39, 35, 51, 100, 112, 136]. Однак узгодженість вимог, що ставляться до теоретичних і експериментальних оцінок міцності, вимагає більш детального розгляду.

Згідно з [38, п. 4.1.1.2] «Рама и балка должны обладать статической прочностью в соответствии с требованиями, установленными нормативными документами государств, упомянутых в предисловии как проголосовавших за принятие межгосударственного стандарта». Єдиний нормативний документ що регламентував методи проведення статичних випробувань бічних рам вантажних візків був відмінений з 2015 р. ОСТ 32.183-2001 [86], згідно якого статичні випробування треба було виконувати відповідно до «Методики...» [75]. Відповідність варіантів навантажень при статичних випробуваннях згідно з «Методикою...» навантаженням, що виникають при експлуатації вагонів та враховуються при теоретичних дослідженнях і буде в подальшому перевірено.

Зараз на мережі колій Укрзалізниці використовуються такі моделі:

18-194-1 виробництва ВАТ «НПК "Уралвагонзавод"» використовується під піввагоном моделі 12-196 і його модифікацій;

18-9855 виробництва ВАТ «ТВСЗ» (12-9853, 19-9549, 15-6900 та ін.);

18-7033 виробництва ПАТ «КВБЗ» (12-7039, 19-7053) [52];

18-9836 виробництва ПАТ «КВБЗ» і ЗАТ «Промтрактор-вагон» за ліцензією «Amsted Rail» (12-7039);

18-1711 виробництва ПАТ «Азовомаш» (12-1905, 15-1900);

ZK-1 (18-9996) виробництва КНР (піввагони виробництва ТОВ «Казахстанська вагонобудівна компанія»).

Ці візки порівняно з моделлю 18-100 мають посилені литі елементи, що пов'язано з підвищенням осьового навантаження. У всіх візках застосовується білінійне ресорне підвішування, що дозволяє отримати різну жорсткість ресорного комплекту при різній завантаженості вагона. Так само в центральному ресорному комплекті деяких візків підвищений коефіцієнт відносного тертя клинового гасника, за рахунок зміни кута клинового гасника або збільшення жорсткості підклинових пружин. Основні технічні характеристики візків наведено в таблиці А.1 (додаток А).

2.1 Оцінку напруженого стану бічної рами

Оцінку розподілу полів напружень по бічній рамі будимо проводити на прикладі рами трьохелементного візка моделі 18-9996 (ZK-1). Це візок нового покоління, розрахований на осьове навантаження 25 тс на вісь.

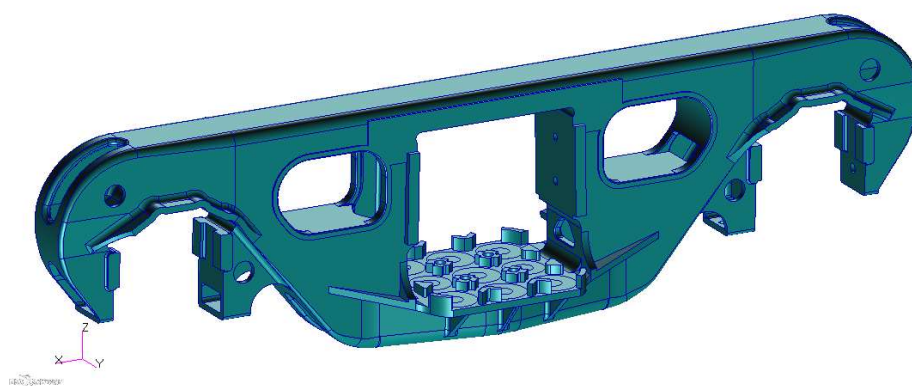


Рисунок 2.1 – Геометрична модель бічної рами

Бічна рама візка має типову для бічних рам трьохелементних візків конструкцію: вона складається з верхнього, нижнього, похилих поясів і двох колонок (рис. 2.1). Спирається на колісні пари через щелепні отвори, верхня поверхня яких 2-скатна з горизонтальною площадкою посередині. У центральному

отворі бічної рами розміщується комплект з 9 2-рядних пружин ресорного підвішування. На внутрішній поверхні монтуються фрикційні планки гасника коливань.

Основні технічні характеристики бічної рами:

Маса.....430 кг
 База.....1870 мм
 Висота.....651 мм
 Довжина.....2510 мм
 Ширина.....440 мм
 Висота центрального отвору.....451 мм

Бічна рама виготовляється зі сталі марки 20ГЛ, механічні характеристики якої наведено в таблиці 2.1. Для виготовлення бічних рам допускається використовувати більш міцну сталь стандарту КНР класу DB, хімічний склад якої наведено в таблиці 2.2, а механічні властивості – у таблиці 2.1. Подальший аналіз буде виконано для менш міцної сталі марки 20ГЛ.

Таблиця 2.1 – Механічні характеристики та допустимі напруження для матеріалів бічної рами

Параметр	Сталь 20ГЛ	Сталь класу DB
Границя текучості σ_T , МПа	294	310
Межа міцності σ_B , МПа	490	510
Допустимі напруження, МПа:		
– I розрахунковий режим $[\sigma_I]$	250	–
– III розрахунковий режим $[\sigma_{III}]$	140	–

Таблиця 2.2 – Хімічний склад сталі класу DB

C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Cu	Al
			Не більше					
0,17– 0,25	0,30– 0,50	1,10– 1,40	0,025	0,025	0,30	0,25– 0,29	0,30	0,02– 0,06

Скінченно-елементна модель.

Для оцінки напружено-деформованого стану бічної рами розроблено скінченно-елементну модель (рис. 2.2). Застосовано об'ємні 10-вузлові елементи з характерним розміром ребра 10 мм. Розмір елементів варіюється за об'ємом моделі й зменшується в місцях наявності отворів, радіусних переходів та інших можливих концентраторів напружень. Розмір елемента підібраний так, щоб подальша його зміна не впливала на результати розрахунку. В отриманій скінченно-елементній моделі 669 тис. елементів, 1,8 млн вузлів і 3,6 млн степенів вільності.

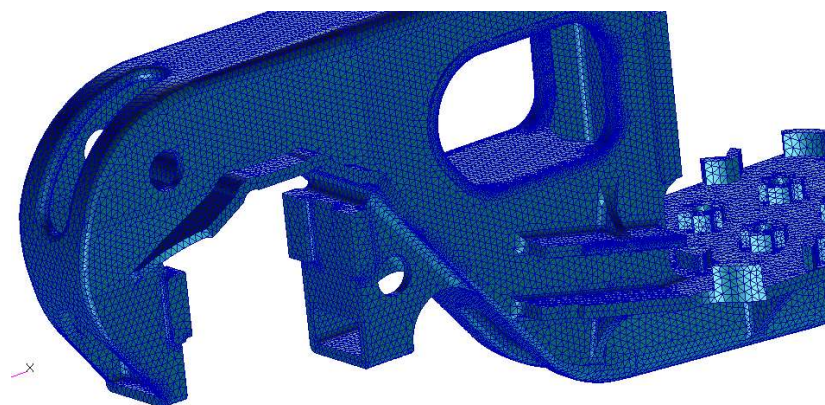


Рисунок 2.2 – Фрагмент скінченно-елементної моделі бічної рами

Для матеріалу моделі прийнято такі значення пружних сталих матеріалу: модуль Юнга $E = 210$ ГПа, коефіцієнт Пуассона $\nu = 0,27$.

Навантаження, що діють на бічну раму

Розрахунок виконувався відповідно до «Норм...» [76] (ДСТУ 7598:2014), згідно з якими на бічну раму візка діють такі групи навантажень:

- вертикальні;
- поперечне;
- поздовжні.

Вертикальне статичне навантаження від обресорених частин вагона – діє на нижній пояс у місцях встановлення комплектів ресорного підвішування.

Вертикальна динамічна добавка – передається на раму візка так само, як і вертикальна статична сила.

Вертикальна добавка на візок від позовжньої сили інерції вагона – ця сила виникає при зіткненні вагонів між собою, вона розвантажує один з візків і довантажує другий

Поперечна сила, яка припадає на бічну раму, – викликана силою тиску вітру й відцентровою силою, що виникає при проходженні кривих ділянок колії.

Вертикальна добавка від поперечних сил – ця сила викликана перевалкою кузова вагона під дією бічних сил. Вона навантажує одну сторону вагона, розвантажуючи іншу.

Поперечна складова позовжньої квазістатичної сили – діє на колонки центрального ресорного прорізу.

Поздовжня сила інерції мас візка – прикладається до фрикційних планок.

Бічна сила динамічної взаємодії вагона й колії (рамна сила) – діє від колісної пари на раму візка.

Гальмівна сила – виникає при зміні швидкості руху вагона та прикладається до фрикційних планок.

Вертикальна добавка від гальмівної сили – передається на раму візка так само, як і вертикальна статична сила

Сила тиску клина на колонку – прикладається ця сила на поверхні обох фрикційних планок.

Формули, за якими розраховуються вищевказані сили, наведено в додатку Б.

Вертикальні зусилля передаються на бічну раму через нижній пояс і діють у місцях обпирання пружин. Вони включені як рівномірно розподілена сила. Поздовжні зусилля передаються через одну з поверхонь фрикційних планок, поперечні сили – через упори біля фрикційних планок з одного боку бічної рами. Ці навантаження прикладені як тиск на поверхню.

Власна вага бічної рами враховується додаванням відповідних прискорень:

- I розрахунковий режим $a = g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

- III розрахунковий режим $a = (1 + k_{\text{дв}}) \cdot g$.

Згідно з «Нормами...» [76] розрахункові навантаження, що діють на візок, прикладаються не одночасно, а комбінуються відповідно до I і III розрахункових

режимів. Розрахунок виконуємо тільки для варіанта стискаючих навантажень, оскільки при цьому виникають максимальні зусилля. Величини розрахункових навантажень і їх комбінації наведені в таблиці 2.3.

Варіанти навантаження відповідають:

а) силам, що діють на вагон під час його зіткнення зі складом при розпуску з гірки;

б) силам, що діють на вагон у середині поїзда при загальмованих вагонах, що стоять попереду, і не загальмованих, що набігають ззаду;

в) силам, що діють на останній вагон, який рухається з конструкційною швидкістю в складі при регульовальному гальмуванні на початку кривої ділянки;

г) силам, що діють на вагон, який рухається з конструкційною швидкістю в середині складу при регульовальному гальмуванні на прямій ділянці колії;

д) силам, що діють на вагон, який рухається з конструкційною швидкістю в середині поїзда при регульовальному гальмуванні в кривій, при загальмованих вагонах, що стоять попереду, і не загальмованих, що набігають ззаду;

е) силам, що діють на вагон, який рухається з конструкційною швидкістю, у середині поїзду при регульовальному гальмуванні в кривій.

І розрахунковому режиму відповідають варіанти навантаження *а* й *б*, III – *в* – *е*.

Сумарні навантаження, що діють на бічну раму за варіантом навантаження *а*, показано на рисунках 2.3 та 2.4.

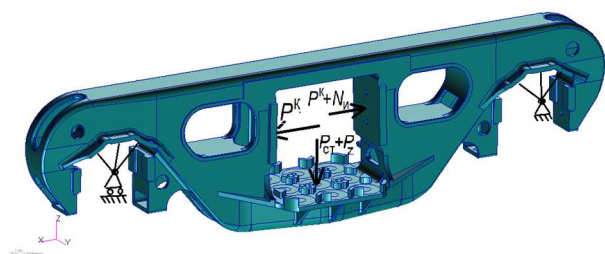


Рисунок 2.3 – Розрахункова схема,
варіант навантаження *а*
(загальний вигляд)

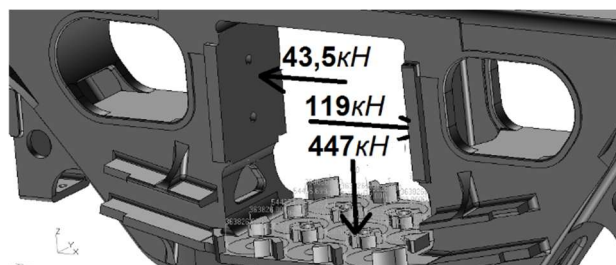


Рисунок 2.4 – Схема дії навантажень,
варіант навантаження *а*
(центральный ресорный проріз)

Таблиця 2.3 – Навантаження, що діють на раму візка, кН

Навантаження	Позначення	Варіант навантаження				
		<i>a</i>	<i>b</i>	<i>e</i>	<i>z</i>	<i>δ</i>
Вертикальні сили, що припадають на одну пружину						
Вертикальне статичне навантаження	<i>P</i> _{ст}	227,23	227,23	227,23	227,23	227,23
Вертикальне динамічне навантаження	<i>P</i> _д	–	–	129,94	129,94	129,94
Вертикальна добавка від позовжньої сили інерції вагона	<i>P</i> _z	220,06	–	62,87	–	–
Вертикальна добавка від гальмівної сили	<i>P</i> _т	–	–	–	18,09	18,09
Вертикальна добавка від сил інерції в кривій і сили тиску вітру	<i>P</i> _б	–	–	16	–	16
Бічні						
Від сили тиску вітру і відцентрової сили при проходженні кривих ділянок колії	<i>P</i> _{бок}	–	–	17,04	–	17,04
Поперечна складова позовжньої квазістатичної сили	<i>H</i>	–	105,94	–	–	42,37
Рамна сила	<i>H</i> _р	–	–	–	59,56	–
Повздовжні зусилля						
Сила інерції мас візка	<i>N</i> _и	75,97	54,26	21,71	–	–
Гальмівна сила	<i>N</i> _т	–	–	–	45,45	–
Навантаження, що самозрівноважуються						
Сили розпору від фрикційних клинів	<i>P</i> _к	43,51	25,88	42,61	37,74	39,34

Спирання бічної рами 1 (рис. 2.5) і передача навантажень на колісні пари відбувається в буксових отворах. Для точнішого моделювання опорних реакцій у буксовому вузлі введений пружний елемент 2, який конструкційно і за жорсткістю відповідає гумовій прокладці буксового адаптера. Закріплення буксових вузлів проведено через спеціальні зв'язки 4 типу Multi-point constraints (MPC), що визначають суворе поводження між декількома зазначеними вузлами. Як незалежні вузли обрані точки 5, розташовані на рівні осей колісних пар, а як залежні вузли 3 на нижній поверхні пружних елементів. Закріплення було накладено на незалежні точки:

- переміщення у вертикальному й поперечному напрямках в обох буксових вузлах;
- обертання навколо поздовжньої осі в обох буксових вузлах;
- переміщення в поздовжньому напрямку тільки на один вузол, на який спрямована поздовжня сила.

Таке закріплення дозволяє обертатися опорним поверхням буксового вузла навколо незалежних точок, розташованих на рівні осей колісних пар.

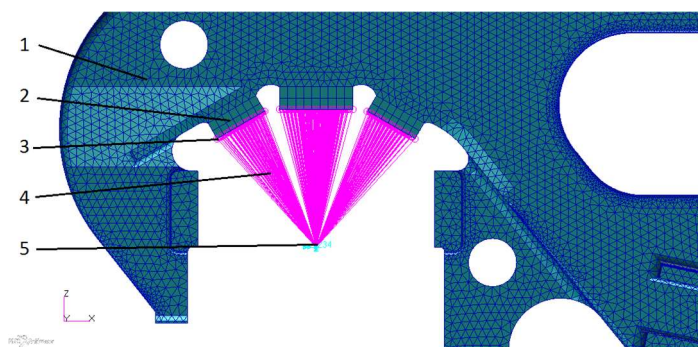


Рисунок 2.5 – Закріплення лівого буксового прорізу

Напруження в бічній рамі.

Поля напружень, які виникають у бічній рамі візка при I і III розрахунковому режимі, показані на рисунках Б.1 – Б.6 (додаток Б).

У таблиці 2.4 наведені значення й місця виникнення максимальних напружень у бічній рамі візка.

Таблиця 2.4 – Максимальні напруження в бічній рамі візка, МПа

Варіант навантаження	Місце виникнення	Допустиме значення	Розрахункове значення
а	Нижні кути центрального ресорного прорізу	250	240
б	Вертикальна упорна поверхня буксового прорізу	250	235
в	Нижні кути центрального ресорного прорізу	140	132
г	Вертикальна упорна поверхня буксового прорізу	140	137
д	Вертикальна упорна поверхня буксового прорізу	140	139
е	Нижні кути центрального ресорного прорізу	140	131

2.2 Перевірка достовірності моделі

Для підтвердження теоретичних досліджень міцності бічної рами виконано міцнісні статичні випробування. Випробування здійснювалися на території Ціцікарської залізничної компанії з обмеженою відповідальністю (КНР) на випробувальній машині ZDM 200Pu за участі автора.

У процесі випробувань реєструвалися напруження, що виникають у контрольних точках бічної рами, при п'яти схемах навантаження. Варіанти навантаження [75] для бічних рам вагонів з осьовим навантаженням $P = 245$ кН та розташування датчиків наведено на рисунках 2.6–2.8.

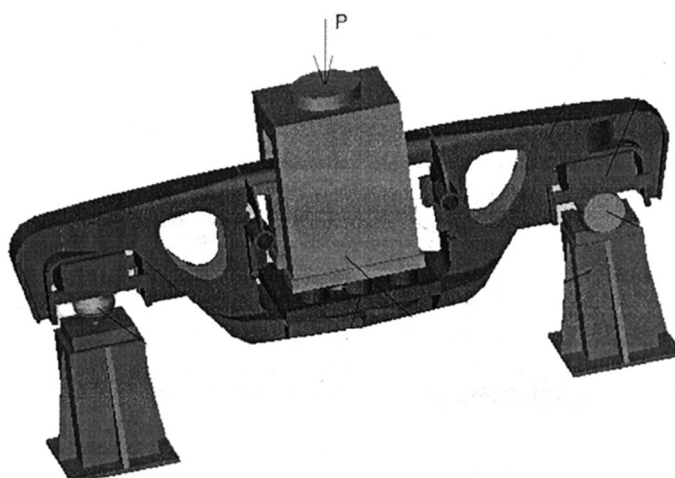


Рисунок 2.6 – Схема 1 навантаження бічної рами на стенді при вертикальних навантаженнях

Схема 2 – Навантаження на колонці

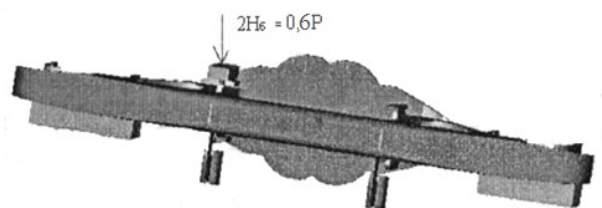


Схема 4 – Навантаження на колонки в місцях спирання клинів

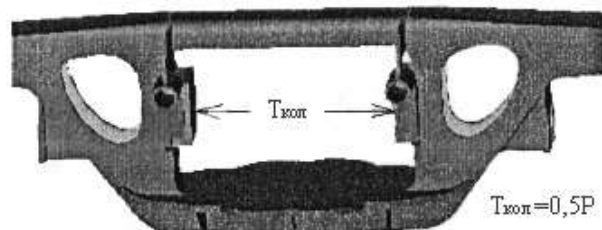


Схема 3 – Навантаження на двох колонках

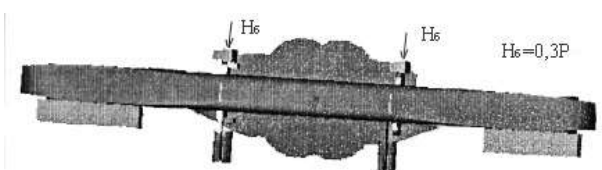


Схема 5 – Навантаження на буксові прорізи по черзі

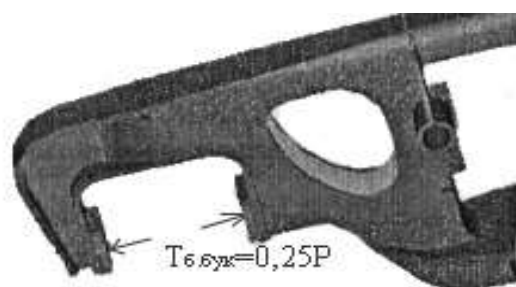
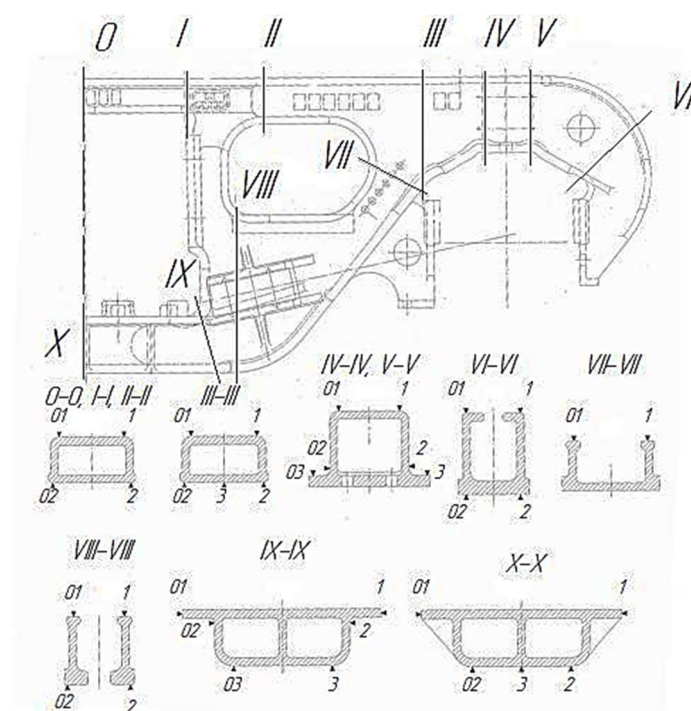


Рисунок 2.7 – Схеми навантаження бічної рами при горизонтальних навантаженнях



1, 2, 3, 01, 02, 03 – номери тензорезисторів

► – місця встановлення тензорезисторів

Рисунок 2.8 – Схеми розташування тензодатчиків при статичних випробуваннях

Для оцінки достовірності теоретичної моделі бічної рами виконано розрахунки її напружено-деформованого стану при дії навантажень, що відповідають статичним випробуванням (таблиця 2.5). Напруження, що виникають в конструкції, оцінювалися в місцях встановлення датчиків при стаціонарних випробуваннях. Результати статичних випробувань і розрахунків на дію випробувальних навантажень – тензори нормальних напружень, що виміряно та розраховано в напрямку розташування датчиків, наведено в таблиці В.1 (додаток В).

Таблиця 2.5 – Навантаження при статичних випробуваннях бічної рами

Схема навантаження	1	2	3	4	5
Величина навантаження, що прикладається, кН	490	147	73,5	122	66

Згідно з таблицею В.1 напруження в контрольних точках бічної рами, що отримані в ході випробувань, добре корелюються з результатами теоретичних досліджень як за величиною, так і за знаком. Це свідчить про узгодженість теоретичної моделі й реальної конструкції бічної рами. Деякі відхилення результатів розрахунку й експерименту можуть виникнути через усереднення напружень у тензодатчиках або їх неточного положення.

Узгодження розрахункової та експериментальної оцінки міцності бічної рами.

За результатами експериментальних досліджень найбільші напруження виникають у перерізах 0-0, I-I, III-III, IX-IX, I'-I', III'-III', IX'-IX' та X-X. У цих же перерізах найбільш часто виникають дефекти згідно з даними експлуатації бічних рам. Тому для подальших досліджень будемо розглядати тільки ці перерізи.

Для порівняння результатів випробувань і розрахунку напружено-деформованого стану бічної рами при впливі комбінацій навантажень визначено коефіцієнти співвідношення навантажень, які прикладаються при випробуваннях і комбінацій навантажень, що діють на бічну раму згідно з «Нормами...». Ці коефіцієнти наведено в таблиці 2.6.

Таблиця 2.6 – Співвідношення навантажень при теоретичних дослідженнях і випробуваннях бічної рами

Сумарне зусилля	Варіант навантаження (п. 2.4)					
	а	б	в	г	д	е
Вертикальне зусилля на нижній пояс	0,91	0,46	0,89	0,77	0,80	0,80
Поперечна сила на колонки	0	1,44	0,23	0,81	0,81	0,81
Сила розпору клинів	0,36	0,21	0,35	0,31	0,32	0,32
Поздовжнє зусилля	1,24	0,89	0,35	0,74	0,74	0

Використання коефіцієнтів, наведених у таблиці 2.7, дозволяє перерахувати напруження, отримані в результаті статичних випробувань, для порівняння їх з результатами теоретичних досліджень за формулою

$$\sigma_i = \sum k_{ij} \cdot \sigma_j, \quad (2.1)$$

де σ_j – напруження, отримані при статичних випробуваннях за j -ю схемою навантаження, МПа;

k_{ij} – коефіцієнт, що враховує відношення зусиль, прикладених за j -ю схемою навантаження при статичних випробуваннях і i -му варіанті навантаження при теоретичних дослідженнях;

i – варіант навантаження при теоретичних дослідженнях, $i = 1, 2, \dots, 6$;

j – схема навантаження при статичних випробуваннях, $j = 1, 2, 3, 4$.

Результати розрахунку наведено в таблиці Г.1 (додаток Г).

Детальний аналіз таблиці Г.1 показав [157], що результати теоретичних досліджень і перелічені результати експерименту добре корелюються для перерізів, розташованих у середній частині бічної рами. Для перерізів, віддалених від середньої частини, є досить велика, іноді більше 100 %, розбіжність. Ця розбіжність спостерігається при варіантах навантаження, у яких наявне значне поздовжнє навантаження.

Наприклад, у перерізі III-2 при варіантах навантаження a й b експериментальні перераховані напруження перевищують теоретичні в 1,9 і 2,8 рази, а при варіанті навантаження v – вони практично рівні (рис. 2.9). Для перерізу

III'-2, що розташовано симетрично щодо вертикальної поперечної площини, при тих же варіантах навантаження експериментальні перераховані напруження нижче теоретичних у 1,5 й 2,9 разу (рис. 2.10).

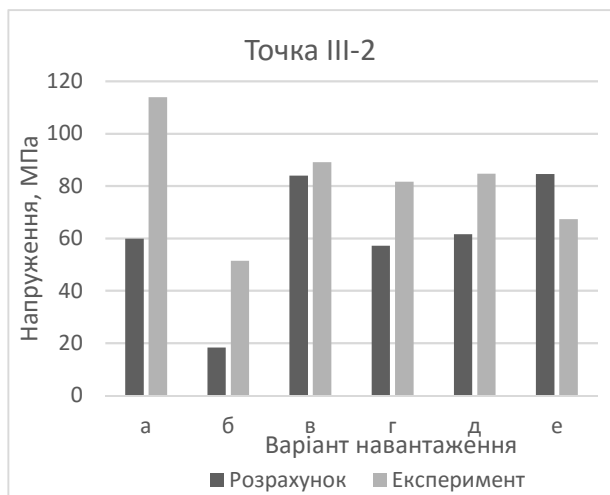


Рисунок 2.9 – Напруження в точці III-2 при різних варіантах навантаження

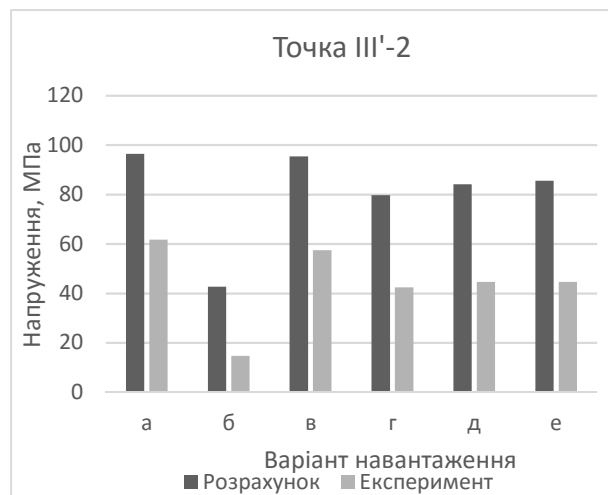


Рисунок 2.10 – Напруження в точці III'-2 при різних варіантах навантаження

Однак при однокомпонентному навантаженні значної розбіжності значень напружень у симетричних перерізах не спостерігається як при теоретичних дослідженнях (рис. 2.11), так і при випробуваннях (рис. 2.12).

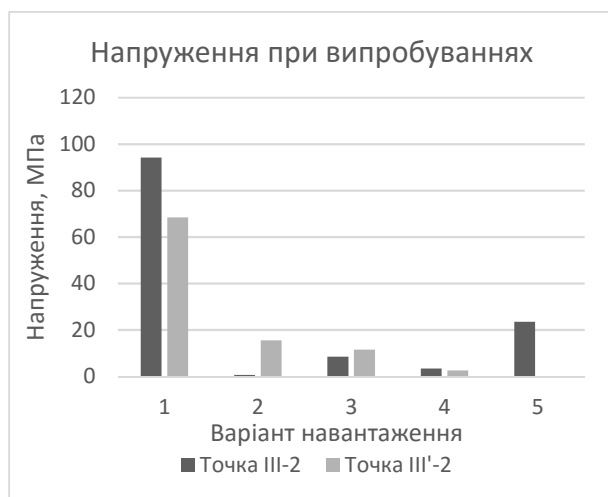


Рисунок 2.11 – Напруження в точках III-2 та III'-2 при випробуваннях



Рисунок 2.12 – Напруження в точках III-2 та III'-2 при теоретичному дослідженні

Аналогічна залежність спостерігається й для інших точок. Для точка II'-2 (рис. 2.14) розбіжність між результатами розрахунку та перерахованими

результатами експерименту становить майже 100 % при комбінаціях навантаження. Хоча розбіжність для точки II-1 (рис. 2.13) не така суттєва, проте з графіків видно, що для точки II-2 більшими є розрахункові напруження, а для точки II'-2 – перераховані результати експерименту.



Рисунок 2.13 – Напруження в точці II-2 при різних варіантах навантаження

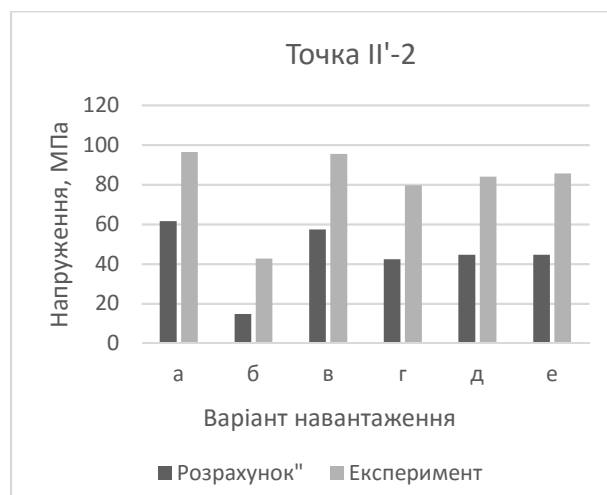


Рисунок 2.14 – Напруження в точці II'-2 при різних варіантах навантаження

При цьому значних розбіжностей між точками при дії окремих компонентів випробувального навантаження не спостерігається (рис. 2.15, 2.16). Це пов'язано з тим, що моделювання дії сили інерції мас візка і гальмівної сили не передбачено при випробуваннях.

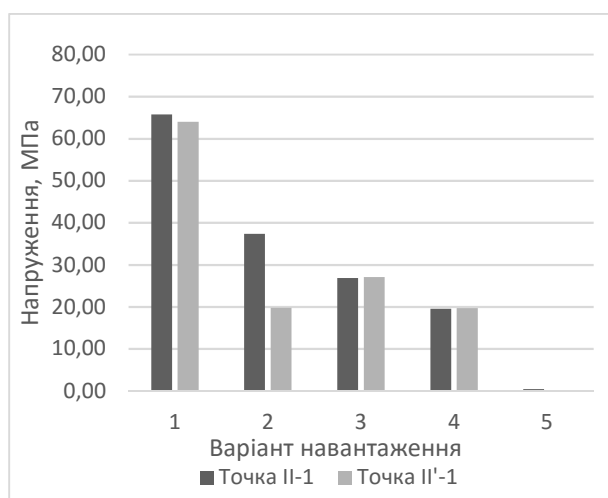


Рисунок 2.15 – Напруження в точках VII-1 та VII'-1 при випробуваннях

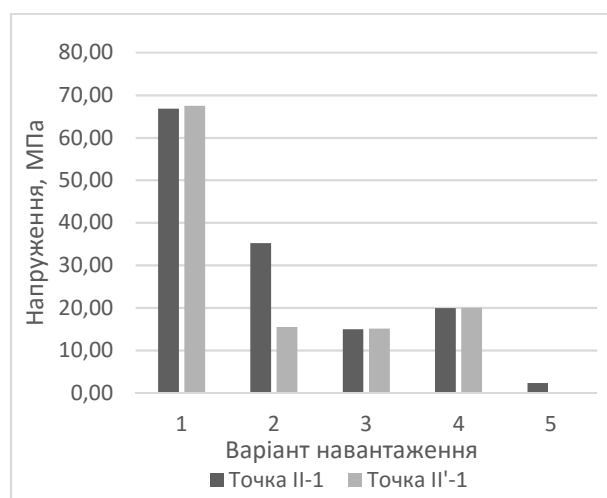
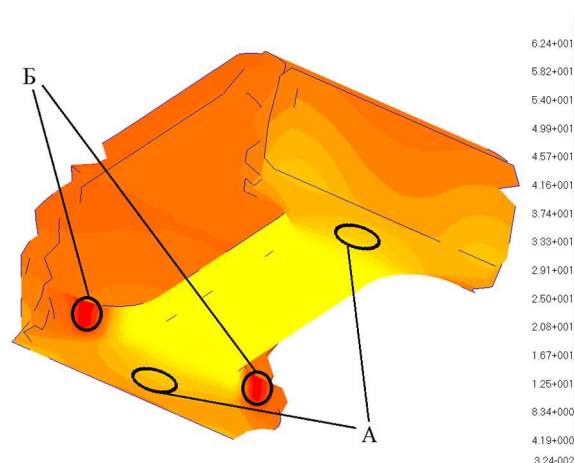


Рисунок 2.16 – Напруження в точках VII-1 та VII'-1 при теоретичному дослідженні

При дії цих сил, прикладених до однієї з поверхонь фрикційних планок, бічна рама спирається в одному з щелепних прорізів внутрішньою вертикальною поверхнею, а в іншому зовнішньою [82]. Це викликає несиметричне навантаження бічної рами q призводить до перерозподілу напружень в конструкції. Замінити дію цих сил результатами випробувань при впливі розпірних навантажень у центральному й щелепному отворі не є правильним, оскільки при таких навантаженнях зона бічної рами між колонкою і щелепним прорізом практично не працює, тому що немає розтягуючого або стискаючого її навантаження.

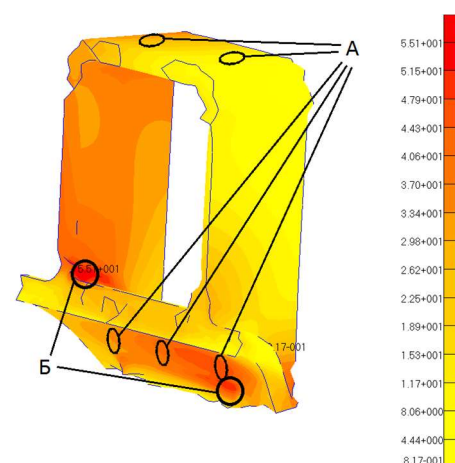
2.3 Аналіз розподілу полів напружень і точок встановлення датчиків

Аналіз розподілу полів напружень так само показав, що наведені в [75] точки встановлення датчиків на бічній рамі візка, хоч і розташовані в найбільш навантажених перерізах, проте часто не дають повної картини про максимальні значення напружень, що виникають в цих перерізах. Напруження, що виникають в контрольованому перерізі або біля нього, може перевищувати значення в точці встановлення датчиків у два й більше разів. Так, для перерізу 0-0 (рис. 2.17) максимальні напруження в місцях встановлення датчиків (точки А) приблизно 31,4 МПа, майже у два рази менші напружень у зонах поруч з контрольним перерізом (точки Б) – 62,4 МПа.



А – місця встановлення датчиків (до ~31,4 МПа); Б – зони з підвищеними напруженнями (до 62,4 МПа).

Рисунок 2.17 – Розподіл напружень у районі перерізу 0



А – місця встановлення датчиків (до ~46,4 МПа); Б – зони з підвищеними напруженнями (до 55,1 МПа).

Рисунок 2.18 – Розподіл напружень в районі перерізу III-III

Аналогічна ситуація спостерігається й у інших перерізах. У перетині III-III (рис. 2.18) максимальні напруження в місцях встановлення датчиків (точки А, до ~46,4 МПа) на 18,7 % менші напружень в інших точках перерізу (точки Б, до 55,1 МПа).

Таким чином, оцінка міцності конструкції тільки за результатами випробувань може призвести до значного завищення коефіцієнтів запасу міцності конструкції через неповну картину розподілу полів напружень по конструкції. Уточнення напружень у перерізах, що контролюються за допомогою коефіцієнтів концентрації, також не відбиває реальної картини. Так, для внутрішнього кута коефіцієнт концентрації згідно з «Нормами...» розташований у межах 4,0...4,5 і залежить від межі міцності матеріалу. Напруження, отримане в результаті перерахунку результатів випробувань для перерізу III-III, становитимуть:

$$46 \cdot (4,0 \dots 4,5) = 185,6 \dots 208,8 \text{ МПа},$$

що абсолютно не узгоджується з результатами теоретичних досліджень, де зони концентрації напружень вже закладені в скінченно-елементній моделі у вигляді зміни геометрії перерізу.

2.4 Рекомендації до експериментальної оцінки міцності бічної рами

Відповідно до виконаних досліджень рекомендується:

1. Додати такий варіант навантаження – повздовжнє відносно бічної рами навантаження, яке рівномірно діє на одну з колонок центрального ресорного прорізу (рисунки 2.19). Від поздовжніх переміщень закріплюється внутрішня вертикальна поверхня буксового прорізу збоку дії навантаження. Величину поздовжнього навантаження пропонується визначати на основі формули формули розрахунку поздовжньої сили інерції мас візка

$$N_{\text{и}} = (m_{\text{т}} - m_{\text{нб}}) \cdot a \cdot \frac{1}{2}, \quad (2.2)$$

де $m_{\text{т}}$ – маса візка;

$m_{\text{нб}}$ – маса надресорної балки;

a – прискорення, що виникає при зіткненні вагонів, згідно з «Нормами...» – $3,5g$;
 g – прискорення відного падіння.

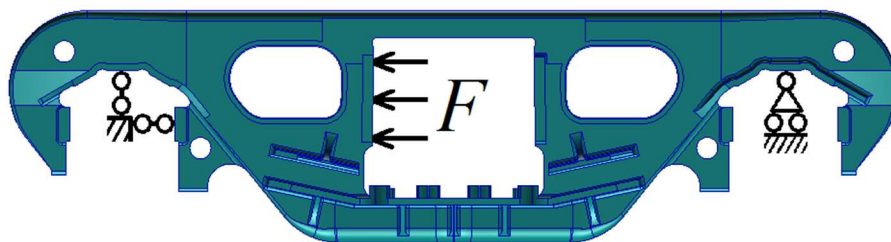


Рисунок 2.19 – Навантаження бічної рами поздовжньою силою

Тоді формула набуває вигляду

$$F = \frac{3,5g}{2} \cdot (m_{\text{т}} - m_{\text{нб}}), \quad (2.3)$$

2. Оцінку міцності бічних рам за результатами експериментальних досліджень виконувати з урахуванням попередньо розрахованих (за допомогою МСЕ) коефіцієнтів концентрації напружень.

Для отримання максимально точної оцінки розподілу напружень у конструкції необхідно:

- 1) провести теоретичне дослідження розподілу полів напружень в конструкції бічної рами при дії навантажень, ідентичних тим, які діють при випробуваннях;
- 2) при теоретичному дослідженні визначити напруження в місцях встановлення датчиків при випробуваннях;
- 3) на підставі обчислених напружень у місцях встановлення датчиків і в районах контрольованих перерізів визначити коефіцієнти концентрації напружень;
- 4) напруження, отримані в результаті випробувань для кожного перерізу, уточнити згідно з розрахунком при теоретичному дослідженні коефіцієнтами концентрації напружень.

Висновки по розділу 2

1. За допомогою скінченно-елементної моделі проведено порівняння навантажень, що враховуються при теоретичному та експериментальному

дослідженні міцності бічних рам візків вантажних вагонів. Адекватність моделі підтверджено шляхом порівняння результатів розрахунку та експерименту.

2. Встановлено, що оцінка міцності бічної рами трьохелементного візка при моделюванні навантажень під час проведення натурних випробувань згідно з «Методикою статичних випробувань на міцність» [75] не враховує повною мірою навантаження, що діють на раму під час її експлуатації та передбачені при оцінці міцності бічної рами теоретичним шляхом.
3. Запропоновано додати при проведенні випробувань на міцність, варіант навантаження, що враховує поздовжні сили інерції візка й сили, що виникають при гальмуванні.
4. Оцінка міцності бічної рами за результатами тільки натурних випробувань не дає повної картини розподілу полів напружень, оскільки місця встановлення датчиків, передбачені відповідно до «Методики ...», не охоплюють більшості елементів конструкції з можливою концентрацією напружень. Запропоновано оцінку міцності бічних рам за результатами експериментальних досліджень виконувати з урахуванням попередньо розрахованих (за допомогою МСЕ) коефіцієнтів концентрації напружень.
5. Результати виконаного дослідження використовуються для оцінки міцності литих деталей при статичних та ходових випробуваннях на міцність в ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод» (Додаток Ж).

3 МОДЕЛЬ КОЛИВАНЬ ВАНТАЖНОГО ВАГОНА

Розробка візків нового покоління вимагає оцінки їх ходових якостей на етапі проектування. При цьому найчастіше необхідно провести підбір характеристик ресорного підвішування, а також оцінити ходові якості при різних його типах [47, 70, 124, 130].

На сьогодні типовий підхід до моделювання коливань залізничного транспортного екіпажа в часовій області полягає в представленні його як багатомасової системи, тіла якої з'єднані пружними, в'язкими та дисипативними елементами. При цьому отримуємо систему, що складається приблизно з десяти тіл (кузов, дві надресорні балки, чотири бічні рами, чотири колісні пари), яку описують декілька десятків диференціальних рівнянь, складених за принципами Лагранжа або Даламбера. Приклад диференціальних рівнянь наведено на рисунку 3.1.

$$P_2 = 2(C_{pf} p^2 + C_{pt}) + \frac{2}{v}(\dot{f}_{22} + a^2 \dot{f}_{33});$$

$$S_2 = 2(K_{pf} p^2 + K_{pt} + f_{12}) - W a \alpha. \quad (7.9)$$

3. Колебания подергивания боковины x_{si} ($j = n = 1$ при $i = 1$ или 3; $j = 2, n = 3$ при $i = 2$ или 4)

$$m_{sj} \ddot{x}_{si} + (2K_{pj} + K_{sj}) x_{si} \pm K_{pj} p (\psi_n + \psi_{n+1}) \pm K_{sj} (s - D_{sb}) \psi_{bj} +$$

$$+ (2C_{pj} + C_{sj}) \dot{x}_{si} \pm C_{pj} p (\dot{\psi}_n + \dot{\psi}_{n+1}) \pm C_{sj} (s - D_{sb}) \dot{\psi}_{bj} = 0. \quad (7.10)$$

4. Колебания бокового отбоя боковины y_{si} ($i = 1$ или 2; $j = n = 1$; $i = 3$ или 4, $j = 3$ и $n = 2$)

$$m_{sj} \ddot{y}_{si} + (2C_{pi} + C_{si}) y_{si} + (2K_{pi} + K_{si}) y_{si} - C_{pi} \{\dot{y}_j + \dot{y}_{j+1}\} -$$

$$- K_{pi} \{y_j + y_{j+1}\} + C_{si} (D_{hb} - D_{ss}) \dot{\psi}_{bn} + K_{si} (D_{hb} - D_{ss}) \psi_{bn} -$$

$$- C_{si} \dot{y}_{bn} - K_{si} y_{bn} = 0. \quad (7.11)$$

5. Колебания бокового отбоя шкворневой балки y_{bi} ($i = 1, 2$):

$$m_b \ddot{y}_{bi} + 2(C_{si} + C_{sbi}) \dot{y}_{bi} + 2(K_{si} + K_{sbi}) y_{bi} - 2(C_{sbi} \dot{y}_b + K_{sbi} y_b) -$$

$$- C_{si} \{\dot{y}_{si} + \dot{y}_{s(i+2)}\} - K_{si} \{y_{si} + y_{s(i+2)}\} +$$

$$+ 2(D_{hc} - D_{ts}) (C_{sbi} \dot{\psi}_b + K_{sbi} \psi_b) + 2[C_{sbi} (D_{ts} - D_{hb}) -$$

$$- C_{si} (D_{hb} - D_{ss})] \dot{\psi}_{bi} + 2[K_{sbi} (D_{ts} - D_{hb}) - K_{si} (D_{hb} - D_{ss})] \psi_{bi} \mp$$

$$\mp 2T_c (C_{sbi} \dot{\psi}_b + K_{sbi} \psi_b) = 0. \quad (7.12)$$

6. Колебания боковой качки шкворневой балки Φ_{bi} ($i = 1, 2$)

$$I_{br} \ddot{\Phi}_{bi} \pm S_5 \dot{\Phi}_{bi} + S_6 \Phi_{bi} + S_7 \dot{y}_{bi} + S_8 y_{bi} + C_{si} (D_{hb} - D_{ss}) \{\dot{y}_{si} + \dot{y}_{s(i+2)}\} +$$

$$+ K_{si} (D_{hb} - D_{ss}) \{y_{si} + y_{s(i+2)}\} - 2(D_{ts} - D_{hb}) (C_{sbi} \dot{y}_b + K_{sbi} y_b) +$$

$$+ S_9 \dot{\Phi}_b + S_{10} \Phi_b \mp 2T_c (D_{ts} - D_{hb}) (C_{sbi} \dot{\psi}_b + K_{sbi} \psi_b) = 0, \quad (7.13)$$

где

$$S_5 = 2[C_{sv} (s - D_{sb})^2 + C_{si} (D_{hb} - D_{ss})^2 + C_{sbi} s_b^2 +$$

$$+ C_{sbi} (D_{ts} - D_{hb})^2];$$

$$S_6 = 2[K_{sv} (s - D_{sb})^2 + K_{si} (D_{hb} - D_{ss})^2 + K_{sbi} s_b^2 +$$

$$+ K_{sbi} (D_{ts} - D_{hb})^2];$$

$$S_7 = 2[C_{sbi} (D_{ts} - D_{hb}) - C_{si} (D_{hb} - D_{ss})];$$

$$S_8 = 2[K_{sbi} (D_{ts} - D_{hb}) - K_{si} (D_{hb} - D_{ss})];$$

$$S_9 = 2[C_{sbi} (D_{ts} - D_{hb}) (D_{hc} - D_{ts}) - C_{sbi} s_b^2];$$

$$S_{10} = 2[K_{sbi} (D_{ts} - D_{hb}) (D_{hc} - D_{ts}) - K_{sbi} s_b^2]. \quad (7.14)$$

Рисунок 3.1 – Приклад диференціальних рівнянь [29]

Такі системи рівнянь є типовими для моделювання транспортних систем та трапляються в багатьох інших джерелах [7, 21, 36, 65].

Для розв'язання рівнянь використовуються спеціалізовані або універсальні додатки [21, 88, 133]. Кожен тип додатків має свої переваги й недоліки. З урахуванням збільшення варіантів конструкцій ходових частин вагонів спеціалізовані програми можуть не справлятися з необхідним обсягом моделювання, а універсальні пакети потребують великих витрат часу. Для зниження витрат часу на моделювання та представлення диференціальних рівнянь в універсальних програмах необхідно розробити спосіб представлення цих рівнянь у вигляді, наближеному до структурної схеми транспортного екіпажа, що моделюється.

3.1 Взаємозв'язок між структурою екіпажа та структурою диференціальних рівнянь – точки, тіла та з'єднувальні елементи

При математичному моделюванні вагон описують як сукупність частин, що взаємодіють між собою через з'єднувальні елементи. Ці частини подають у вигляді твердих тіл, що не можуть деформуватися. До них належать кузов вагона, надресорні балки, бічні рами й колісні пари.

Тіла, з яких складається вагон, пов'язані з'єднувальними елементами. Сили, що виникають у з'єднувальних елементах, визначають прискорення тіл, з яких складається вагон, а переміщення та швидкості тіл – деформації з'єднувальних елементів і сили в них.

Усі диференціальні рівняння, що описують рух окремих частин вагона, можна подати у вигляді рівняння Ейлера. Тоді самі рівняння руху набувають вигляду

$$\begin{aligned}
m \frac{d^2 x}{dt^2} &= \sum X^{(j)}, \\
m \frac{d^2 y}{dt^2} &= \sum Y^{(j)}, \\
m \frac{d^2 z}{dt^2} &= \sum Z^{(j)}, \\
I_x \frac{d^2 \theta}{dt^2} &= \sum \Theta^{(j)}, \\
I_y \frac{d^2 \varphi}{dt^2} &= \sum \Phi^{(j)}, \\
I_z \frac{d^2 \psi}{dt^2} &= \sum \Psi^{(j)},
\end{aligned} \tag{3.1}$$

де m – маса тіла,

I_x, I_y, I_z – головні центральні моменти інерції;

$x, y, z, \theta, \varphi, \psi$ – лінійні та кутові переміщення тіла;

$X^{(j)}, Y^{(j)}, Z^{(j)}, \Theta^{(j)}, \Phi^{(j)}, \Psi^{(j)}$ – сили та моменти, що діють на тіло.

Виведемо рівняння руху в цій формі в окремий клас елементів та назвемо його «Тіло». Вхідними параметрами цього класу будуть сили та моменти сил, що діють на тіло, а вихідними – прискорення тіла, або швидкість та переміщення після відповідних інтегрувань.

У вагоні сили, які діють на окремі його частини, виникають в елементах, що ці частини з'єднують, та залежать від взаємного переміщення точок контакту двох окремих частин вагона. У формулах, наведених на рисунку 3.1, ці сили розраховуються в доданках. Винесемо ці розрахунки в окремий клас елементів – «З'єднувальний елемент». Всередині елементів цього класу будуть виконуватися всі розрахунки сил, що виникають між окремими тілами моделі.

Наприклад, для пружин, що працюють у вертикальному та поперечному напрямках,

$$Y^{(пр)} = C_y^{(пр)} \Delta y^{(пр)}, Z^{(пр)} = C_z^{(пр)} \Delta z^{(пр)}, \tag{3.2}$$

де $Y^{(пр)}, Z^{(пр)}$ – відповідно поперечна та вертикальна компоненти сили в пружинах;

$C_y^{(пр)}, C_z^{(пр)}$ – жорсткості комплексу ресорного підвішування у відповідному напрямку;

$\Delta y^{(рп)}$, $\Delta z^{(рп)}$ – деформації пружин у відповідному напрямку.

Поперечна та вертикальна компоненти сили між клином та надресорною балкою $Y_k^{(кл)}$, $Z_k^{(кл)}$ являють собою компоненти сили тертя між поверхнями, що притискаються одна до одної нормальною силою $N_k^{(кл)}$, спосіб їх розрахунку визначено прийнятою моделлю сухого тертя, у найпростішому випадку [66] (кулонівське тертя без захоплення)

$$Y_k^{(кл)} = \mu N_k^{(кл)} \frac{\Delta y^{(рп)}}{\sqrt{\Delta y^{(рп)2} + \Delta z^{(рп)2}}}, \quad Z_k^{(кл)} = \mu N_k^{(кл)} \frac{\Delta z^{(рп)}}{\sqrt{\Delta y^{(рп)2} + \Delta z^{(рп)2}}}, \quad (3.3)$$

де μ – коефіцієнт тертя в парі тертя.

Параметрами для «З'єднувальних елементів» згідно з формулами (3.2) та (3.3) є деформації цих елементів. Або можуть бути переміщення точок кріплення з'єднувальних елементів, на основі яких ці деформації будуть розраховані. А вихідним параметром класу «Тіло» є переміщення його центру маси. Таким чином, між об'єктом «Тіло» та об'єктом «З'єднувальний елемент» необхідно передбачити об'єкт, що буде на основі переміщення тіл системи розраховувати переміщення окремих точок кріплення з'єднувальних елементів, а на основі сил, що виникають у з'єднувальних елементах, розраховувати моменти сил, що діють на тіла. Назвемо цей клас «Точка».

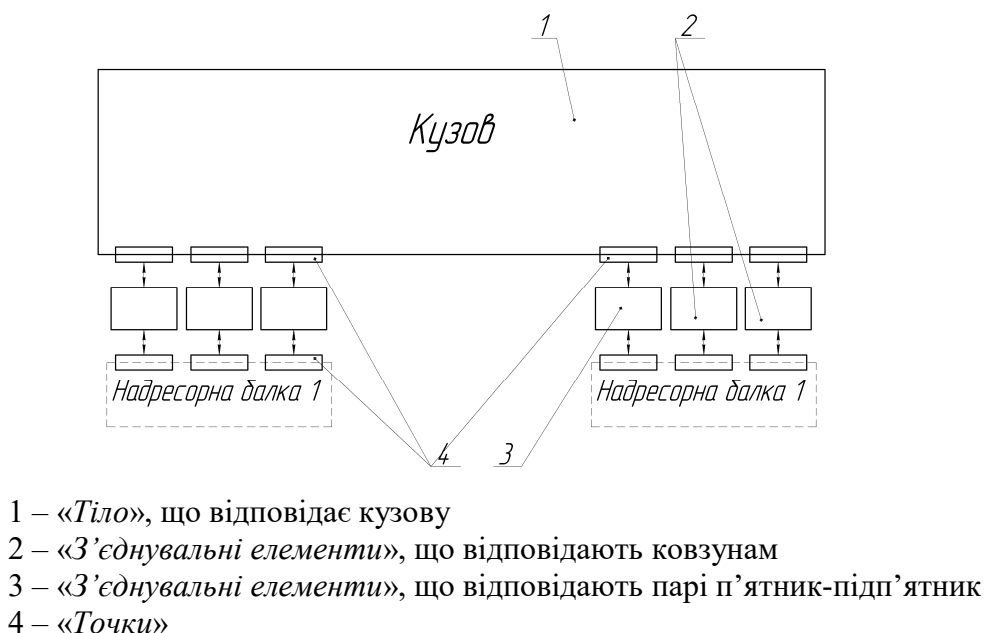
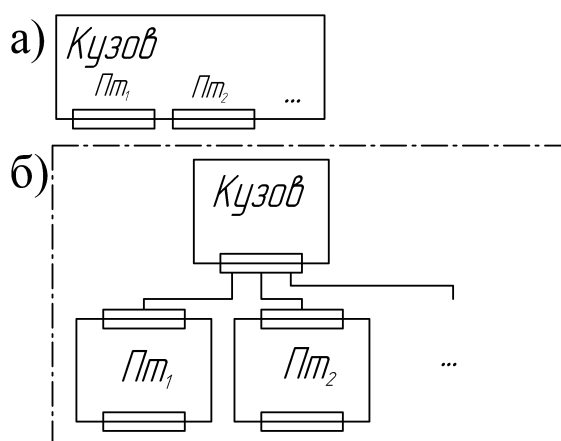


Рисунок 3.2 – Структурна схема взаємодії кузова та надресорної балки вагона

Використовуючи описані вище елементи, складемо структурну схему диференціальних рівнянь, що описують спирання кузова вантажного вагона на надресорну балку (рис. 3.2).

При побудові моделі прагнемо до того, щоб її структура відбивала структуру механічної системи (вагона), тобто частини моделі повинні відповідати частинам вагона. При цьому модель набуває форми ієрархічно організованого графа [134], вершини якого відповідають тілам і з'єднувальним елементам, а ребра описують сукупності процесів, які мають відношення до інцидентних ребру вершин [151]. Елементи типу «Точка» доцільно розташовувати при графічному зображенні на «Тілах», щоб не загороджувати схему. Приклад загальної структури моделі кузова зображено на рисунку 3.3.



Кузов – «Тіло», що містить диференціальні рівняння для кузова,
 Πm_1 і Πm_2 – «Точки» кріплення пар п'ятник-підп'ятник

Рисунок 3.3 – Вершина, що представляє кузов вагона (а)
і її внутрішня структура (б)

Як правило, ребру відповідає набір узагальнених переміщень і відповідних їм узагальнених сил.

Для ребра можуть бути визначені умови причинності (наприклад, якщо силу розглядають як функцію переміщень) чи не визначені (сили й переміщення пов'язані неявними співвідношеннями). Різниця між двома типами ребр не принципова, і за бажання можна записати формальні правила визначення відношень причинності.

Детально зупинимося на кожному з класів вершин.

Вершина, що представляє рівняння руху тіла, головні центральні осі інерції якого паралельні координатним осям, показана на рисунку 3.4. Позначимо через kj місця підключення до іншої вершини графа.

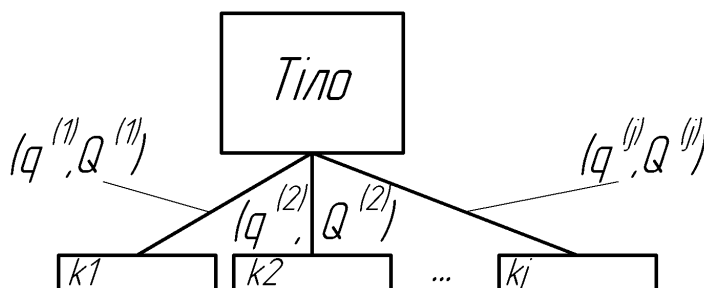


Рисунок 3.4 – Вершина «Рівняння руху тіла»

Цій вершині можуть бути інцидентні декілька ребер, кожному з яких зіставлений набір узагальнених переміщень $q^{(j)}$ та узагальнених сил $Q^{(j)}$. Ребра з'єднують вершину «Тіло» з вершиною «Точка».

Фізичний сенс процесів $q^{(j)}$ – узагальнені переміщення тіла.

Вектори $Q^{(j)}$ відповідають узагальненим силам, що діють на тіло в j -й точці. У рівняння руху тіла входять суми компонентів цих векторів, а самі рівняння руху набувають вигляду (3.1).

Змінні, відповідні переміщенням, назвемо змінними типу потенціалу, а процеси, відповідні силам – змінними типу струму. Ці назви відсилають нас до законів Кірхгофа для електричних кіл і до тієї обставини, що переміщення в ребрах, інцидентних одній вершині, прирівнюються один до одного, а сили додаються.



Рисунок 3.5 – Вершина «Точка»

Вершина, що представляє «Точку» (рис. 3.5), відповідає за перетворення переміщень і сил, що діють на тіло (верхній індекс «0»), на переміщення точки й сили, прикладені до неї (верхній індекс «1»). Параметрами вершини є координати точки x_p, y_p, z_p у системі координат, початок якої розташований у центрі маси тіла.

При малих кутах повороту вирази, що задають зв'язок між величинами $q^{(0)}, Q^{(0)}$ и $q^{(1)}, Q^{(1)}$, набувають вигляду

$$\begin{aligned} \begin{pmatrix} x^{(1)} \\ y^{(1)} \\ z^{(1)} \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} x^{(0)} \\ y^{(0)} \\ z^{(0)} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 & z_p & -y_p \\ -z_p & 0 & x_p \\ y_p & -x_p & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \theta^{(0)} \\ \varphi^{(0)} \\ \psi^{(0)} \end{pmatrix}, \\ \begin{pmatrix} \theta^{(1)} \\ \varphi^{(1)} \\ \psi^{(1)} \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} \theta^{(0)} \\ \varphi^{(0)} \\ \psi^{(0)} \end{pmatrix}, \\ \begin{pmatrix} X^{(0)} \\ Y^{(0)} \\ Z^{(0)} \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} X^{(1)} \\ Y^{(1)} \\ Z^{(1)} \end{pmatrix}, \\ \begin{pmatrix} \Theta^{(0)} \\ \Phi^{(0)} \\ \Psi^{(0)} \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} \Theta^{(1)} \\ \Phi^{(1)} \\ \Psi^{(1)} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 & -z_p & y_p \\ z_p & 0 & -x_p \\ -y_p & x_p & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X^{(1)} \\ Y^{(1)} \\ Z^{(1)} \end{pmatrix}. \end{aligned} \quad (3.4)$$

«З'єднувальний елемент» пов'язує «Точки» двох «Тіл» (рисунок 3.6). Індекси T1 та T2 на рисунку відповідають двом різним елементам вагона, які сполучає «З'єднувальний елемент».



Рисунок 3.6 – Вершина «З'єднувальний елемент»

Нетривіальним є питання зіставлення кожному ребру напрямку поширення сигналу, який вибирається так, щоб для явного вираження одних величин через інші аргумент був входом, а функція виходом.

Розглянувши вираз (3.4), бачимо, що напрямки для переміщень і напрямки для сил в одному ребрі протилежні один одному. Напрямок поширення для різних сигналів наведено в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Напрямки поширення сигналів

Клас вершини	Процес	Напрямок
Тіло	$q^{(j)}$	Вихід
	$Q^{(j)}$	Вхід
Точка	$q^{(0)}$	Вхід
	$Q^{(0)}$	Вихід
	$q^{(1)}$	Вихід
	$Q^{(1)}$	Вхід
З'єднувальний елемент	$q^{(0)}, q^{(1)}$	Вхід
	$Q^{(0)}, Q^{(1)}$	Вихід

3.2 Модель вантажного вагона на трьохелементних візках

Комбінуючи описані типи вершин, можна в компактній і наочній формі представити модель коливань вагона, що придатна для безпосереднього формування рівнянь руху. Для апробації запропонованого методу використали пакет Scicos комплексу прикладних програм Scilab та мову моделювання для компонентно-орієнтованого моделювання Modelica.

Обидві системи моделювання не потребують складання наочних диференціальних рівнянь, а складають їх самі згідно з компонентами, що включені в модель.

Для зручності сприйняття графа окремі вузли вагона доцільно об'єднувати в підсистеми. Прикладом нехтування таким принципом може бути схема з роботи [145], де втрачена можливість покращення сприйняття графа. Також об'єднання компонентів у підсистеми дозволить замінювати підсистеми без суттєвої переробки моделі, за умови збереження геометричних параметрів точок приєднання елемента. Ця особливість моделі може використовуватися для підбору характеристик елементів візка з метою добору оптимальних параметрів.

Як об'єкт моделювання використовуємо піввагон 12-7039-01 на візках моделі 18-9836. Він являє собою кузов, що шарнірно спирається через п'ятники та ковзуни на відповідні підп'ятники та пружні ковзуни візків. Основні характеристики вагона наведено в таблиці А.2.

Візок моделі 18-9836 – трьохелементний та складається з таких основних елементів:

- двох колісних пар з буксами;
- двох бічних рам;
- надресорної балки.

Спирання вагона на надресорну балку відбувається через пружні ковзуни. У свою чергу, надресорна балка спирається на бічні рами через два комплекти центрального ресорного підвішування. Комплекти включають в себе дев'ять дворядних пружин з білінійною характеристикою та два фрикційні гасники. Бічні рами спираються на буксові вузли через адаптери. Характеристику ресорного комплекту наведено в таблиці А.3.

Механічну модель вагона зображено на рисунку 3.7.

На рисунку 3.7 прийнято такі позначення:

$C_i^k, C_i^c, C_i^b, C_i^o$ – жорсткості пружних елементів в i -му напрямку для ковзуна, центрального ресорного підвішування, пружного елемента в буксовому вузлі та колії відповідно;

μ_{ψ}^p – кутовий коефіцієнт тертя в парі п'ятник-підп'ятник;

μ_i^k, μ_i^c – коефіцієнти тертя в i -му напрямку для ковзуна та центрального ресорного підвішування відповідно;

β_i^o – коефіцієнти в'язкості в i -му напрямку для колії;

$2l$ – база вагона;

$2l^T$ – база візка;

$2s$ – відстань між середніми колами кочення коліс;

$2b_2$ – відстань між точками спирання бічної рами на буксові вузли;

$2b_3$ – відстань між ковзунами кузова.

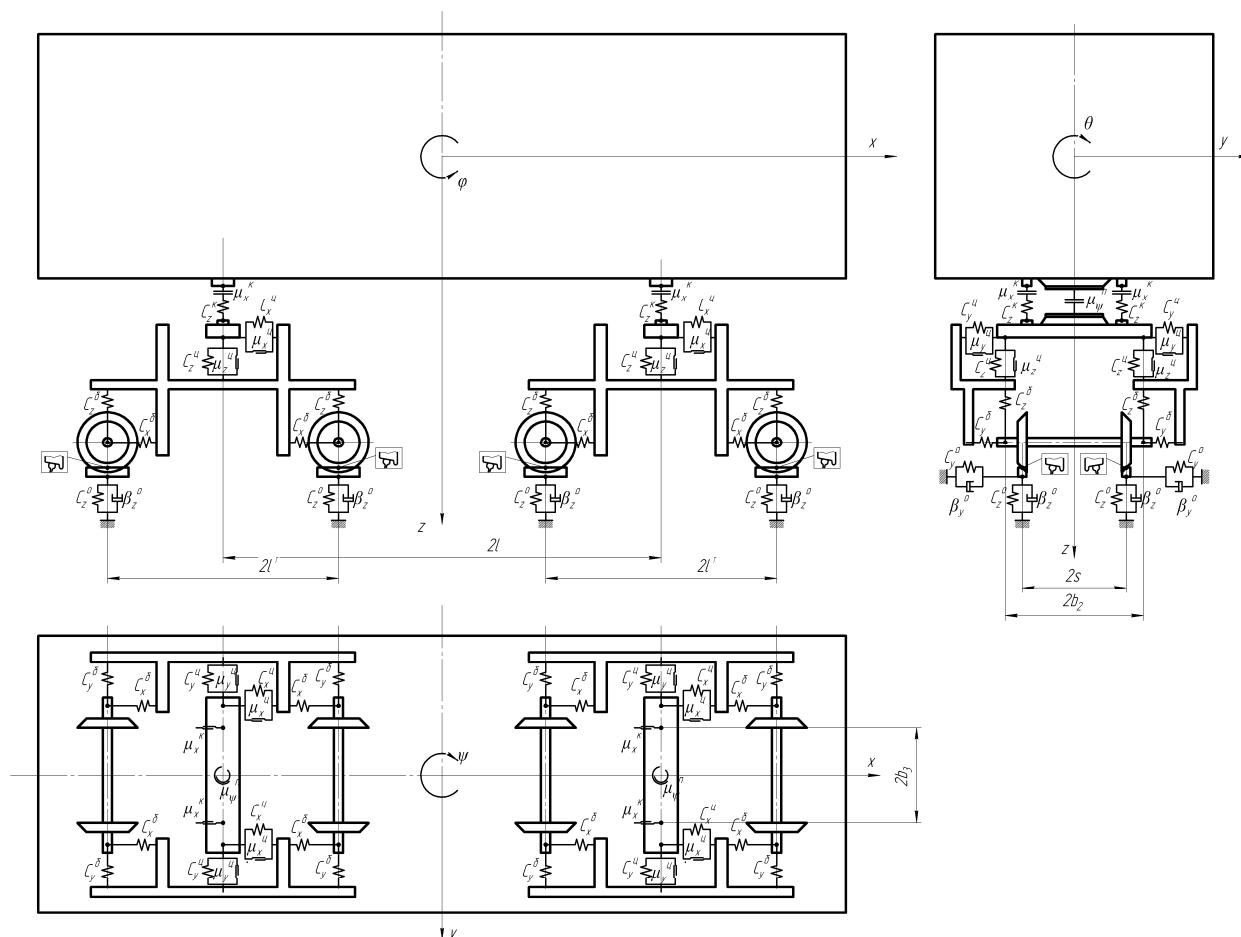


Рисунок 3.7 – Механічна модель вантажного вагона

При складанні графа до класу «Тіло» віднесемо такі елементи вагона:

- кузов;
- надресорна балка;
- бічна рама;
- колісна пара з буксами.

До класу «З'єднувальний елемент» віднесемо елементи, що з'єднують окремі частини вагона. Кожен з цих елементів може бути поданий у вигляді комбінацій жорстких, в'язких та дисипативних зв'язків.

- П'ятниковий вузол являє собою пару п'ятник-підп'ятник. Він передає вертикальні та горизонтальні зусилля як пружний елемент (пружина) великої жорсткості, а обертання надресорної балки навколо вертикальної осі як пара сухого тертя.

- Пружні ковзуни – передають вертикальне зусилля від кузова через пружні елементи та створюють силу тертя при повздовжньому зсуві ковзунів кузова відносно ковзунів надресорної балки.
- Центральний ресорний комплект (встановлений в отворі однієї бічної рами) складається з дев'яти витих циліндричних пружин (сім – 2-рядні, дві – однорядні). Під кожним з двох клинових фрикційних гасників коливань встановлена 2-рядна пружина, параметри якої відрізняються від параметрів 2-рядних пружин, встановлених під надресорною балкою. Дві із семи пружин, що стоять під надресорною балкою – одинарні (відсутня внутрішня пружина), решта – подвійні. Ресорний комплект передає вертикальні та горизонтальні зусилля від надресорної балки на бічну раму візка, частково через пружини – пружний елемент, частково через клиновий гасник коливань – фрикційний елемент.
- Буксові вузли передаю зусилля від бічної рами на колісну пару через пружні поліуретанові елементи.

Сили, що виникають у «З'єднувальних елементах», обчислюються за такими формулами.

П'ятниковий вузол

П'ятниковий вузол являє собою сукупність таких елементів:

- лінійні пружні елементи великої жорсткості;
- елементи сухого тертя, що перешкоджають повороту візка;
- пружний обертальний елемент, що моделює момент, який повертає кузов при перевалці на підп'ятнику.

Рівняння, що описують п'ятниковий вузол, мають вигляд:

$$\begin{aligned}
X^{(n)} &= C_x^{(n)} x^{(n)}, \\
Y^{(n)} &= C_y^{(n)} y^{(n)}, \\
Z^{(n)} &= C_z^{(n)} z^{(n)}, \\
\theta^{(n)} &= \frac{Z^{(n)} d^{(n)}}{2} \cdot S\left(\frac{\dot{\psi}^{(n)}}{\varepsilon[\dot{\psi}^{(n)}]}\right), \\
\Phi^{(n)} &= 0, \\
\Psi^{(n)} &= Z^{(n)} k^{(n)} \cdot S\left(\frac{\theta^{(n)}}{\varepsilon[\theta^{(n)}]}\right),
\end{aligned} \tag{3.5}$$

де $x^{(n)}, y^{(n)}, z^{(n)}, \theta^{(n)}$ – деформації з'єднувальних елементів;

$X^{(n)}, Y^{(n)}, Z^{(n)}, \theta^{(n)}, \Phi^{(n)}, \Psi^{(n)}$ – сили та моменти сил в парі п'ятник-підп'ятник;

$C_x^{(n)}, C_y^{(n)}, C_z^{(n)}$ – жорсткості шарніра;

$d^{(n)}$ – діаметр п'ятника;

$k^{(n)}$ – коефіцієнт тертя ковзання (коефіцієнт пропорційності між вертикальним навантаженням на підп'ятник та моментом сил тертя, що заважають повороту візка);

$S(-)$ – функція сигмоїда, що дорівнює 1 або -1 при великих додатних та від'ємних значеннях аргументу (наприклад, $\text{th}(-)$ або $\frac{2}{\pi} \arctg(-)$);

$\varepsilon[-]$ – граничне значення, що відповідає величині, яка може розглядатися як фізично не суттєва.

Ковзун. У вертикальному напрямку ковзун постійного контакту працює як пружний та в'язкий елементи, які встановлено паралельно. У поздовжньому напрямку – елемент сухого тертя. Відповідні рівняння, що описують роботу ковзуна, мають вигляд.

$$\begin{aligned}
X^{(ck)} &= \mu^{(ck)} Z^{(ck)} \cdot S\left(\frac{\dot{x}^{(ck)}}{\varepsilon[\dot{x}^{(ck)}]}\right), \\
Y^{(ck)} &= 0, \\
Z^{(ck)} &= C_z^{(ck)} z^{(ck)} + \beta_z^{(ck)} \dot{z}^{(ck)},
\end{aligned} \tag{3.6}$$

де $C_z^{(ck)}$ – вертикальна жорсткість.

Ресорний комплект. Подаємо ресорний комплект у вигляді пружного елемента, що відповідає комплекту пружин, та двох елементів сухого тертя, що

відповідають клинам гасника коливань. Поздовжня, поперечна та вертикальна компоненти деформації ресорного комплексу позначимо через $x^{(pp)}$, $y^{(pp)}$, $z^{(pp)}$. Пружини комплексу працюють у вертикальному та поперечному напрямку, сили, що виникають у них, описуються виразом (3.2). Нехтуємо можливістю відносного переміщення надресорної балки та бічної рами в поздовжньому напрямку за рахунок вичавлювання клинів, вважаючи $x^{(pp)} = 0$; множник Лагранжа, що відповідає цьому зв'язку, являє собою поздовжню компоненту сили між надресорною балкою і клином (а також між клином і бічною рамою, клин вважаємо тілом, що не має маси) $X^{(pp)}$. Нормальна сила, що притискає клин до фрикційної планки, виникає через стиснення підклинової пружини та вплив надресорної балки на клин у поздовжньому напрямку,

$$N_k^{(кл)} = \max\{\pm X^{(pp)}, 0\} + \operatorname{tg}\beta \cdot \frac{C_z^{(кл)}}{C_z^{(pp)}} \cdot Z^{(pp)}, \quad (3.7)$$

де $C_z^{(кл)}$ – жорсткість підклинової пружини;

β – кут між похилою поверхнею клина та горизонтальною площиною;

k – номер клина; тут і надалі верхній знак відповідає першому за ходом руху клину.

Поперечна й вертикальна компонента сили між клином і надресорною балкою описуються виразом (2.3).

Сумарні сили взаємодії надресорної балки та бічної рами

$$\begin{aligned} X^{(pp)}, \\ Y^{(pp)} = Y^{(pp)} + \sum_k Y_k^{(кл)}, \\ Z^{(pp)} = Z^{(pp)} + \sum_k Z_k^{(кл)}. \end{aligned} \quad (3.8)$$

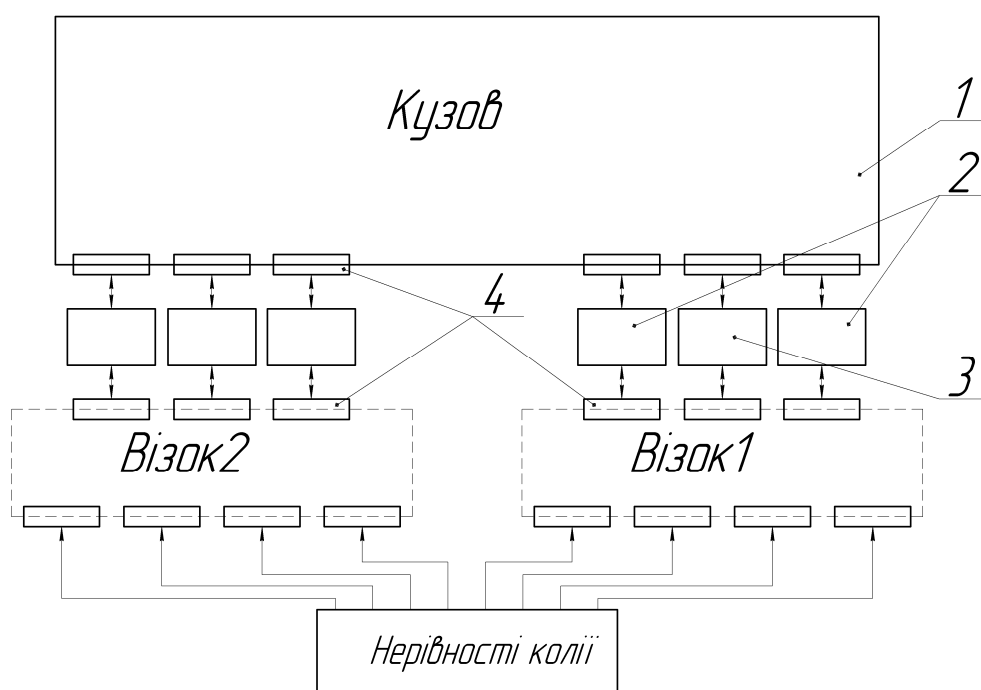
Буксовий вузол. Полімерний елемент у буксовому вузлі має пружні та в'язкі властивості, він забезпечує лінійний зв'язок між компонентами сил взаємодії $X^{(б)}$, $Y^{(б)}$, $Z^{(б)}$ та відносних переміщень $x^{(б)}$, $y^{(б)}$, $z^{(б)}$ бічної рами та колісної пари:

$$\begin{aligned}
 X^{(6)} &= C_x^{(6)} x^{(6)} + \beta_x^{(6)} \dot{x}^{(6)}, \\
 Y^{(6)} &= C_y^{(6)} y^{(6)} + \beta_y^{(6)} \dot{y}^{(6)}, \\
 Z^{(6)} &= C_z^{(6)} z^{(6)} + \beta_z^{(6)} \dot{z}^{(6)},
 \end{aligned}
 \tag{3.9}$$

літери C та β з індексами, значення яких очевидне, позначають коефіцієнти жорсткості та в'язкості у відповідних напрямках.

У місцях, де діє навантаження на основні елементи вагона, передбачимо елементи типу «Точка» та під'єднаємо до них відповідні елементи класу «Тіло» та «З'єднувальний елемент».

У результаті моделювання отримуємо такий граф (рис. 3.8)

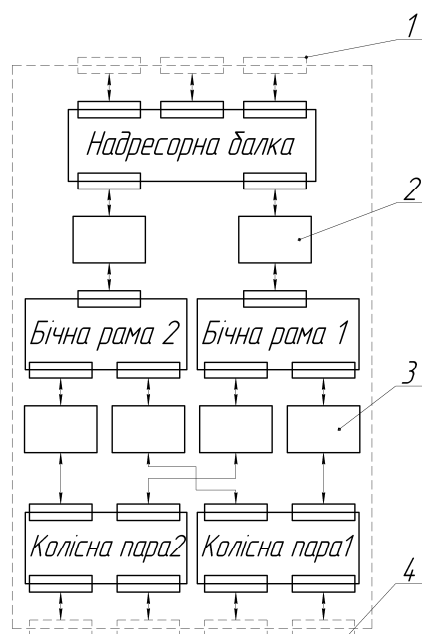


- 1 – «Тіло», що відповідає кузову
- 2 – «З'єднувальні елементи», що відповідають ковзунам
- 3 – «З'єднувальний елемент», що відповідає парі п'ятник-підп'ятник
- 4 – «Точки»

Рисунок 3.8 – Модель вагона у вигляді графа

На рисунку 3.8 *Візок1* та *Візок2* – підсистеми, що об'єднують елементи візків для спрощення розуміння графа. У систему *Нерівності колії* об'єднані операції з генерації збурень від рейок на колісні пари.

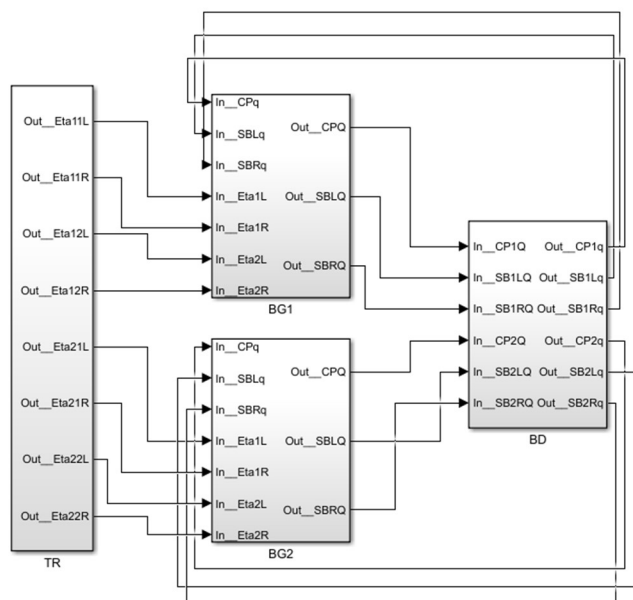
Елементи, що об'єднано в підсистеми *Візок*, зображено на рисунку 3.9.



- 1, 4 – Місця під'єднання підсистеми в моделі вагона;
 2 – «З'єднувальний елемент», що відповідає центральному ресорному комплекту;
 3 – «З'єднувальний елемент», що відповідає полімерному елементу в буксовому вузлі

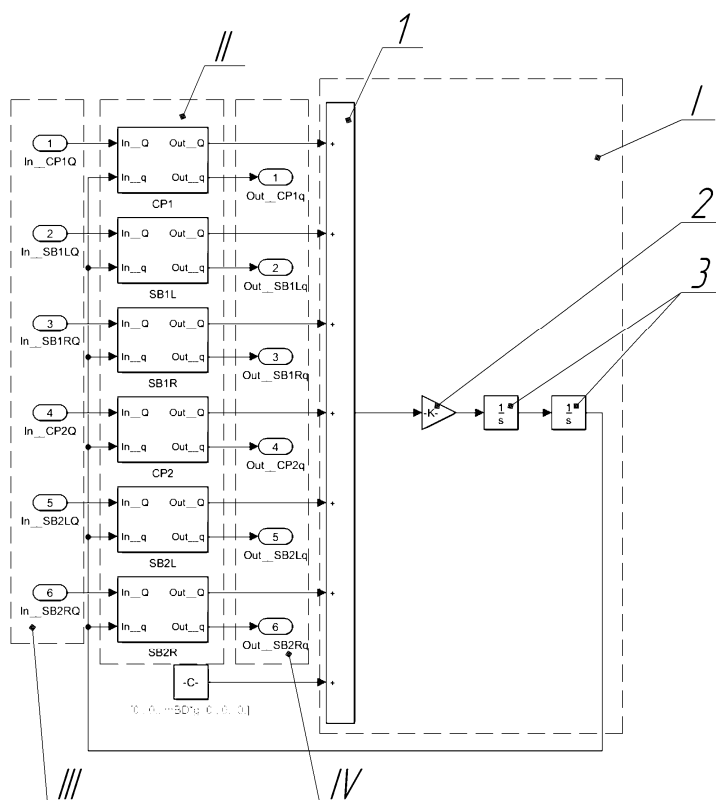
Рисунок 3.9 – Підсистема Візок

Наведений вище підхід було застосовано для побудови моделі руху вагона в пакеті Scicos та за допомогою мови моделювання для компонентно-орієнтованого моделювання Modelica. Як приклад на рисунках 3.10 та 3.11 наведено схеми Scicos для вагона в цілому та підсистеми «Кузов».



- BD – підсистема «Кузов»
 BG1, BG2 – підсистеми «Візок»
 TR – підсистема «Колія»

Рисунок 3.10 – Модель вагона



I – «Тіло» кузов; II – «Точки» спирання кузова на п'ятники та ковзуни; III – місця під'єднання з'єднувальних елементів – вхід сил, IV – місця під'єднання з'єднувальних елементів – вихід переміщень точок.

Рисунок 3.11 – Підсистема «Кузов»

На рисунку 3.11 блок 1 відповідає за додавання сил, що діють на тіло. Блок 2 – ділить суму сил на масу тіла або на відповідний момент інерції. Блоки 3 відповідають за інтегрування. Блоки класу «Точка» відповідають: CP_i – п'ятниковим вузлам першого $i=1$ та другого $i=2$ за напрямком руху візка, SB_{ij} – ковзунам відповідних візків, де $j=L$ – лівий за напрямком руху, $j=R$ – правий.

Елемент класу «Точка» розглянемо на прикладі ковзуна кузова вагона (рис. 3.12)

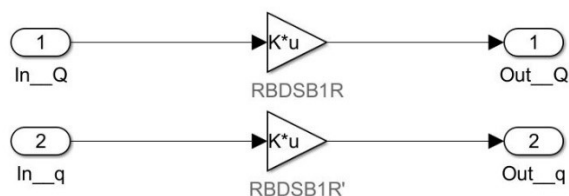


Рисунок 3.12 – Блок класу «Точка», що відповідає правому ковзуну з першої за ходом руху пари

На рисунку 3.11 верхня нитка відповідає за перетворення сил, а нижня – переміщень. Блоки RBDSB1R виконують операції, що відповідають рівнянням (3.4).

«З'єднувальний елемент» у Scicos розглянемо на прикладі ковзуна кузова вагона (рис. 3.13)

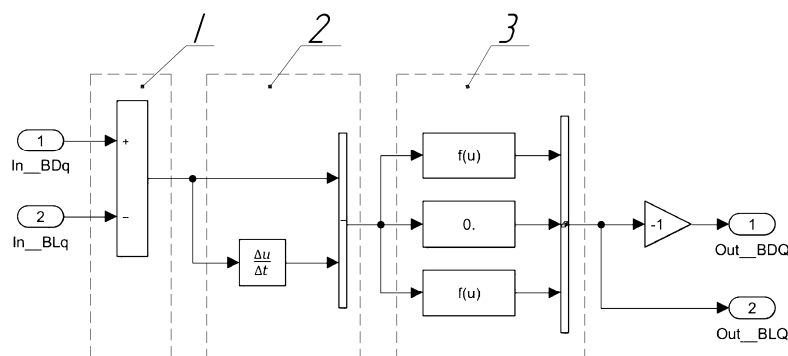


Рисунок 3.13 – Блок класу «Точка», що відповідає правому ковзуну з першої за ходом руху пари

На рисунку 3.13 блок 1 розраховує деформацію з'єднувального елемента на основі вхідних параметрів – переміщень точок його кріплення. Блок 2 знаходить швидкість деформації через диференціювання, а блок 3 обчислює сили, що виникають у ковзуні.

Блок, що відповідає підсистемі «Колісна пара», наведено на рисунку 3.14.

Через значну специфічність цього вузла вагона елементи різних класів подані в одній підсистемі, яка складається з таких елементів (рис. 3.14): 1 – «Тіло», що відповідає колісній парі; 2 – «З'єднувальний елемент», що має функції «Точки» – розраховує переміщення точок спирання буксових вузлів за переміщеннями колісної пари та нерівностями рейок; 3 – «З'єднувальний елемент», що розраховує сили в парах колесо-рейка; 4 – «Точки» спирання колісної пари на рейки; 5, 6 – частини елемента «Точки» спирання на колісну пару в буксових вузлах, що відповідають за перетворення сил та переміщень відповідно.

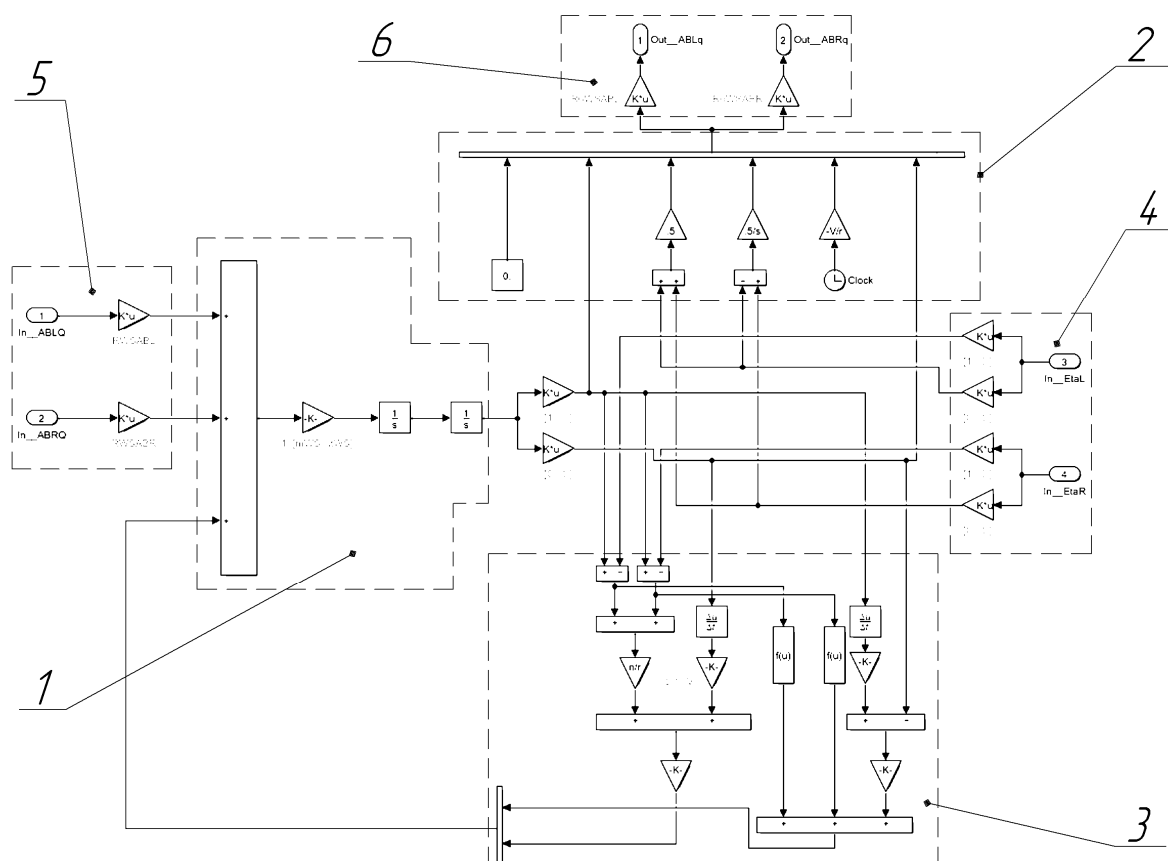


Рисунок 3.14 – Підсистема «Колісна пара»

При побудові моделі прийнято такі положення:

- сили взаємодії між колесом та рейкою виникають у двох точках – на поверхні кочення та на гребні;
- дотична компонента сили на поверхні кочення визначається за теорією Картера [64] з обмеженням сили тертя Кулона при великих проковзуваннях, нормальна компонента визначена як сила в нелінійному герцовому пружному елементі;
- нормальна компонента сили взаємодії на гребні виникає після того, як вибрано зазори між гребнем та рейкою, вона пропорційна до прогину рейки в поперечному напрямку, дотична (повздовжня) є сила тертя Кулона.

3.3 Моделювання руху вагона

Моделювання виконувалося при русі вагона по кривих та прямих ділянках довжиною 2 км. Збуреннями при русі слугували нерівності рейок колії.

Моделювання здійснювалося як на безстиківій колії, так і колії з довжиною рейки 25 м. Характеристики збурень з боку нерівності колії задавалися згідно з РД 32.68-96 [95].

Приклад реалізації нерівності колії наведено на рисунках 3.15 та 3.16.



Рисунок 3.15 – Фрагмент нерівності рейок безстиківій колії

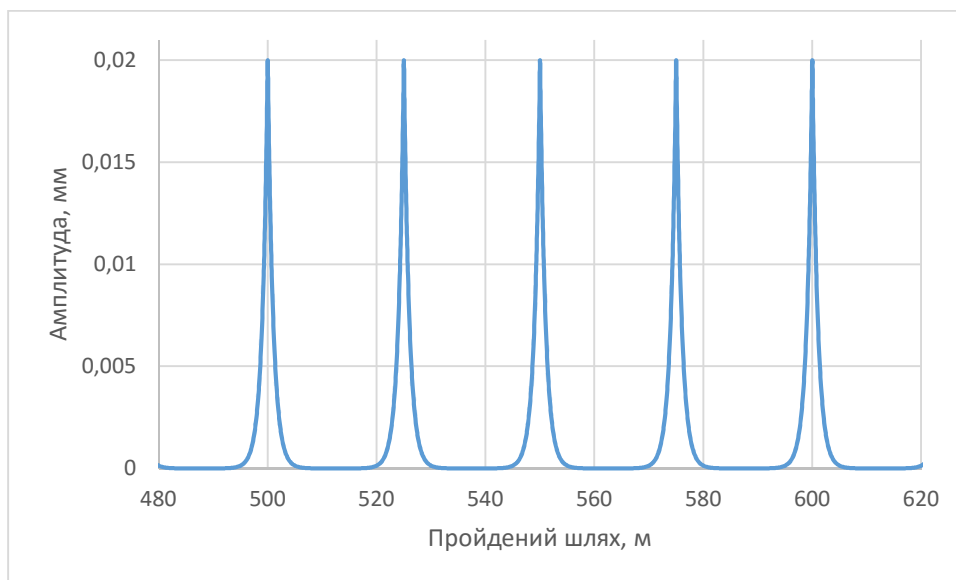


Рисунок 3.16 – Фрагмент нерівності рейок при довжині рейки 25 м

З метою запобігання спотворенню результатів моделювання, нерівності вводяться в модель після згасання коливань, викликаних початковими переміщеннями. З цією метою нерівності підключаються після початкової ділянки 100 м і нарастають від 0 до 100 % на наступних 100 м колії.

За результатами моделювання отримані реалізації сил, що діють на бічну раму візка з боку центрального ресорного комплексу та пружної буксової вставки. Приклад отриманих сил наведено на рисунку 3.17 та 3.18.

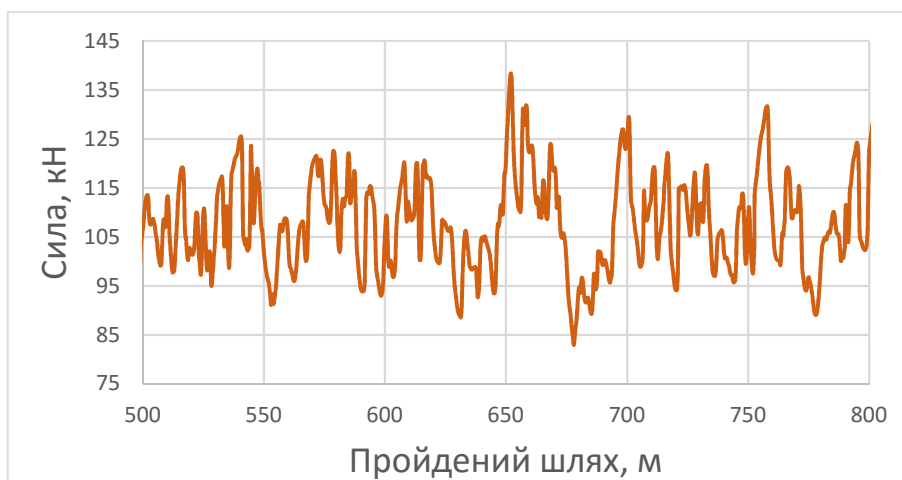


Рисунок 3.17 –Вертикальна сила, що діє на бічну раму з боку буксового вузла, безстикова колія

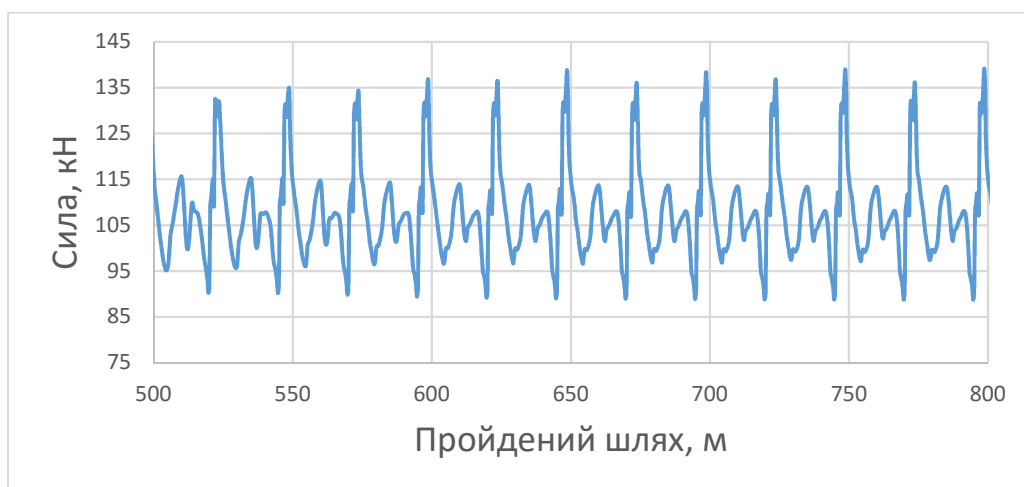


Рисунок 3.18 –Вертикальна сила, що діє на бічну раму з боку буксового вузла, стикова нерівність

3.4 Апробація моделі

3.4.1 Експериментальне визначення динамічних показників вагона

У рамках науково-дослідної діяльності Дніпровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна випробувальна лабораторія «Вагони» в період з 29.01 по 27.04.2013 р. провела приймальні ходові

динамічні випробування піввагона моделі 12-7039-01 [48] на відповідність вимогам ТУ У 35.2-05763814-073:2008 зі змінами № 2, «Норм для расчета и проектирования новых и модернизируемых вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)» [76] та РД 24.050.37–90 «Вагоны грузовые и пассажирские. Методы испытаний на прочность и ходовые качества» [93] з урахуванням вимог РД 24.050.37–95 «Вагоны грузовые и пассажирские. Методы испытаний на прочность и ходовые качества» [94] та «Норм для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)» [77], норм безпеки НБ ЖТ ЦВ 01–98 «Вагоны грузовые железнодорожные».

Випробування виконувалися за участю автора відповідно до програми і методики 15-12/ВЛВ на Придніпровській залізниці на ділянках колії:

- ст. Новомосковськ – ст. Балівка (в обох напрямках руху зі швидкістю дослідного зчепу від 20 до 120 км/год) – випробування на прямих ділянках колії;
- ст. Новомосковськ – ст. Нижньодніпровськ Вузол – ст. Сухачівка – ст. Дніпропетровськ Південний – ст. Нижньодніпровськ-Вузол – ст. Новомосковськ (у зазначеному напрямку руху зі швидкостями руху дослідного зчепу до 120 км/год) – випробування на кривих ділянках колії середнього й малого радіуса.

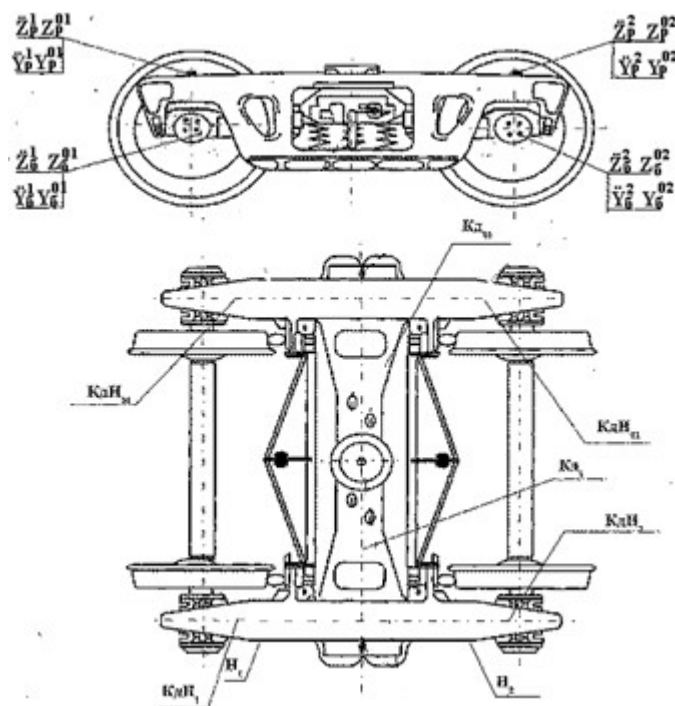
Об'єктом випробувань був піввагон моделі 12-7039-01 на візках моделі 18-9836 колії 1520 мм, який виготовляється за конструкторською і технологічною документацією на ВАТ «КВБЗ» і прийнятий ВТК підприємства-виготовлювача. Особливості конструкції візків та їхні характеристики наведено в п.3.2.

При ходових динамічних випробуваннях визначалися такі показники відповідно до [21, 37, 47, 48, 70]:

- динамічні прогини ресорного підвішування;
- коефіцієнти вертикальної динаміки для рами візка і кузова вагона;
- вертикальні й горизонтальні (поперечні) прискорення буксових вузлів візків;
- кутові переміщення надресорних балок щодо кузова;

- вертикальні й горизонтальні (поперечні) прискорення буксових вузлів;
- рамні сили;
- швидкість руху вагонів.

Схеми розміщення вимірювальних пристроїв і тензорезисторів наведено на рисунку 3.19.



H_1, H_{01} – схема вимірювання рамних сил;

K_{d1}, K_{d01} – схема вимірювання коефіцієнта динаміки кузова;

$K_{dH1}, K_{dH01}, K_{dH2}, K_{dH02}$ – схема вимірювання коефіцієнта вертикальної динаміки необресорених частин візка;

$\ddot{Y}_p^1 Y_p^{01}, \ddot{Z}_p^1 Z_p^{01}, \ddot{Y}_p^2 Y_p^{02}, \ddot{Z}_p^2 Z_p^{02}$ – схема вимірювання поперечних та вертикальних прискорень рами;

$\ddot{Y}_6^1 Y_6^{01}, \ddot{Z}_6^1 Z_6^{01}, \ddot{Y}_6^2 Y_6^{02}, \ddot{Z}_6^2 Z_6^{02}$ – схема вимірювання поперечних та вертикальних прискорень буксових вузлів;

Рисунок 3.19 – Схема вимірювання сил і переміщень на елементах візка

Ходові динамічні випробування виконано методом реєстрації процесів у контрольних точках під час випробувальних поїздок у всьому проектному діапазоні експлуатаційних швидкостей до максимальної конструкційної швидкості 120 км/год. Реєстрація сил, переміщень і прискорень здійснювалася шляхом запису величин експериментальних даних на жорсткий диск комп'ютера з використанням програмно-апаратних засобів збору інформації.

Зареєстровані на жорсткий диск комп'ютера динамічні процеси оброблені програмою за миттєвими значеннями амплітуд процесів. Записи реалізацій проведено при обох напрямках руху дослідного зчепу загальною тривалістю не менше 300 с у кожному діапазоні швидкостей. Динамічні процеси записані з частотою не менше ніж 128 Гц, що дозволяє визначити показники в потрібному частотному діапазоні. По кожній реалізації обчислені реалізації процесів і їх квантилі рівня, встановленого нормативною документацією. У результаті визначена одна величина показника в кожному діапазоні швидкостей з інтервалом 20 км/год, починаючи з швидкості 40 км/год.

Отримані в результаті випробувань показники для завантаженого вагона наведені в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2 – Результати випробувань

Характеристики, що контролюються	Значення параметра при швидкості, км/год				
	40...59	60...79	80...99	100...119	120...132
Вертикальне прискорення рами візка, частка g	0,47	0,45	0,73	0,69	0,71
Поперечне прискорення рами візка, частка g	0,40	0,41	0,31	0,32	0,41
Коефіцієнт вертикальної динаміки кузова вагона	0,35	0,29	0,46	0,40	0,41
Коефіцієнт вертикальної динаміки рами візка	0,55	0,63	0,43	0,57	0,70
Коефіцієнт горизонтальної динаміки кузова вагона	0,21	0,21	0,15	0,17	0,22
Вертикальне прискорення кузова, частка g	0,21	0,26	0,32	0,54	0,64
Поперечне прискорення кузова, частка g	0,22	0,28	0,27	0,21	0,28
Коефіцієнт запасу стійкості колісної пари від сходу з рейок	2,02	1,97	2,12	2,30	2,24
Коефіцієнт запасу стійкості вагона від перекидання	2,52	2,12	1,93	—	—

3.4.2 Порівняння результатів моделювання та експериментальних досліджень

У таблиці 3.3 наведено отримані за результатами моделювання основні динамічні показники вагона, а на рисунках 3.20 та 3.21 – порівняння характеристик, отриманих при випробуваннях і моделюванні вагона.

Таблиця 3.3 – Результати моделювання руху піввагона на візках моделі

Характеристики, що контролюються	Значення параметра при швидкості, км/год								
	40	50	60	70	80	90	100	110	120
Коефіцієнт вертикальної динаміки кузова вагона	0,121	0,185	0,222	0,264	0,294	0,329	0,345	0,397	0,450
Коефіцієнт вертикальної динаміки рами візка	0,221	0,290	0,326	0,370	0,402	0,433	0,455	0,508	0,566

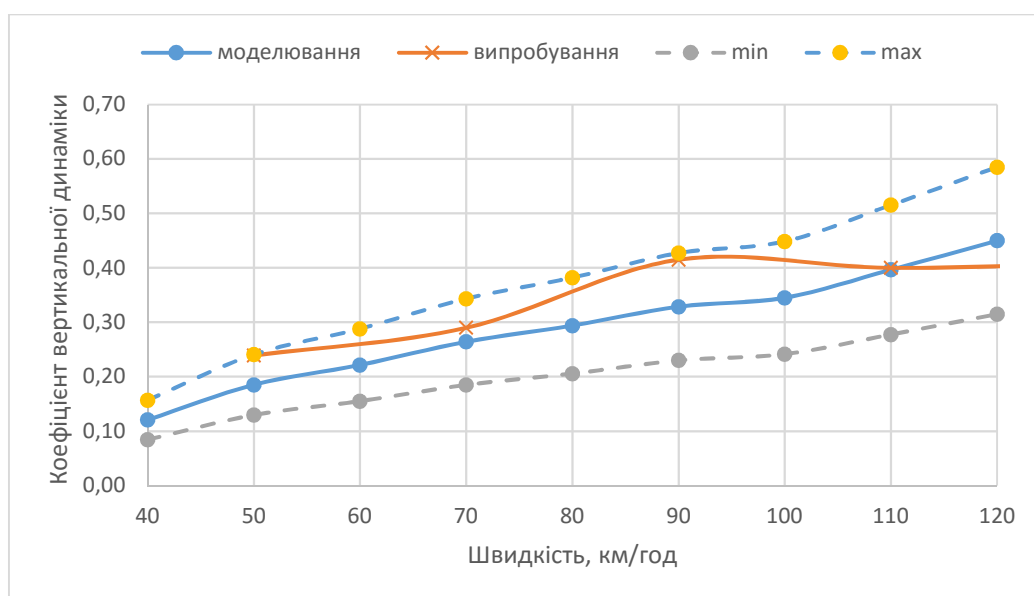


Рисунок 3.20 – Залежність коефіцієнта вертикальної динаміки кузова вагона від швидкості руху вагона (крива R=600 м)

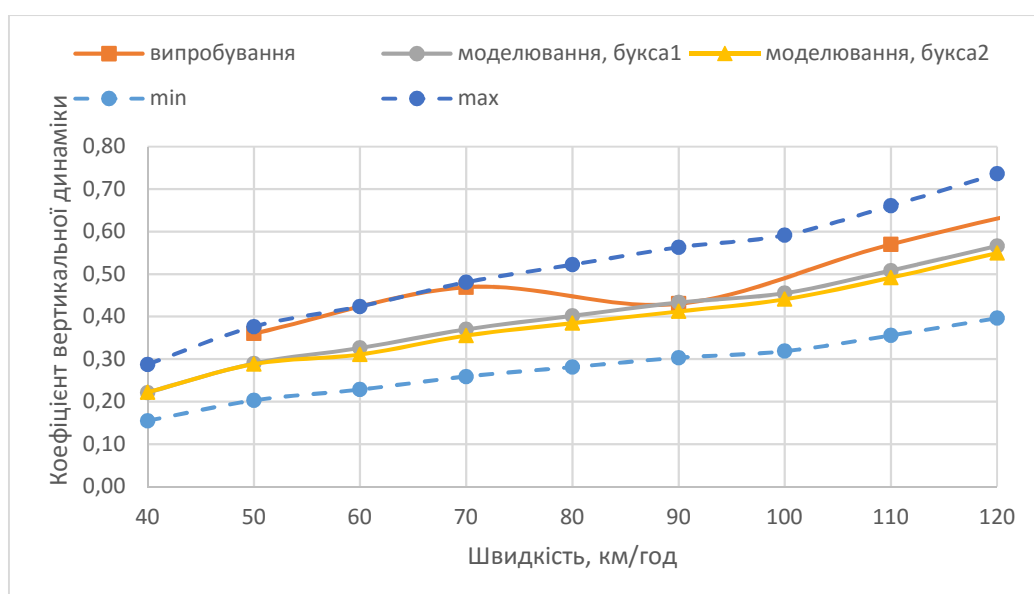


Рисунок 3.21 – Залежність коефіцієнта вертикальної динаміки рами візка від швидкості руху вагона (крива R=600 м)

Як видно з наведених графіків (рис. 3.20 та 3.21), результати експерименту й моделювання вагона досить добре узгоджуються, що свідчить про відповідність теоретичної моделі й реального вагона на візках моделі 18-9638.

Висновки по розділу 3

1. Удосконалено метод побудови динамічних моделей багатомасових систем за рахунок використання ієрархічно організованого графа.
2. Створена на основі запропонованого методу динамічна модель коливань піввагона моделі 12-7039-01 на візках моделі 18-9836 при русі по кривих і прямих ділянках колії адекватно відтворює поведінку вагона при русі. Адекватність моделі перевірена шляхом порівняння результатів моделювання та випробувань. Отримані в результаті моделювання процеси узгоджуються з результатами натурних випробувань відповідного вагона.
3. Запропонований метод дозволить спростити побудову динамічної моделі руху вагонів та вибір параметрів і конструкції ресорного підвішування візка для зниження рівня напружень в ньому за рахунок зниження динамічних навантажень.
4. Запропонований метод створення динамічних моделей може бути використано при створенні моделей коливань рухомого складу на основі блочно орієнтованих програм та при опису диференційних рівнянь мовами програмування. При цьому модель набуває компактну і ієрархічну форму зберігаючи наочність та компактність на кожному рівні ієрархії.
5. Запропонований метод створення моделей коливань використовуйтеся в навчальному процесі кафедри «Вагони та вагонне господарство» Дніпровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. (Додаток Ж).

4 ДИНАМІЧНА НАВАНТАЖЕНІСТЬ ВАНТАЖНОГО ВАГОНА З ОСЬОВИМ НАВАНТАЖЕННЯМ 25 ТС

Сьогодні оцінка міцності елементів конструкції вагонів, зокрема їх ходових частин, виконується при дії квазістатичних навантажень. Динамічна складова навантаження враховується відповідними коефіцієнтами вертикальної і горизонтальної динаміки [83]. Моделюванням динамічних процесів при дослідженні міцності візка часто нехтують [82]. А параметри ресорного підвішування часто враховуються тільки як фактори, що впливають на ходові якості візка [81, 125, 126, 127, 135, 140, 142, 155, 156]. Проте забезпечити міцність візка вантажного вагона як пристрою, міцність якого складається з міцності окремих елементів, можливо двома способами. Перший – зниження напружень в елементах через підвищення їх міцності, другий – через зменшення сил, що діють на елемент. Так зміна параметрів ресорного підвішування візка може привести до значного перерозподілу зусиль, що виникають у місцях взаємодії його окремих елементів.

4.1 Моделювання руху вагона

Для оцінки впливу характеристик ресорного підвішування на розподіл навантажень у бічній рамі трьохелементного візка вантажного вагона скористаємося динамічною моделлю, що створена в програмному комплексі Scilab/Scicos, працездатність якої перевірена на піввагоні з візками моделі 18-9836.

Як об'єкт, що моделюється, обрано піввагон з осьовим навантаженням 25 тонн на вісь на візках моделі ZK1. Характеристики цього візка наведено в таблицях А.1 (додаток А) і Д.1 (додаток Д).

Виконувалося моделювання руху на прямих і кривих ділянках колії для вагона з різними характеристиками центрального та буксового ступеня підвішування візка. У результаті моделювання в кожний момент часу t були отримані сили $F(t)$, що виникають у місцях взаємодії бічної рами візка з іншими

елементами конструкції, при різних характеристиках ресорного комплекту. Результати моделювання наведено на рисунках 4.1 – 4.3.

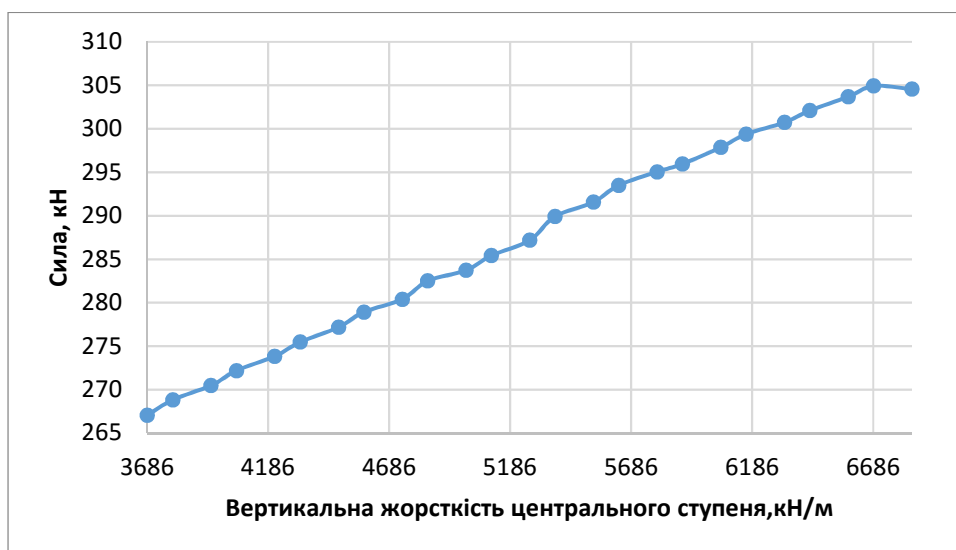


Рисунок 4.1 – Максимальна вертикальна сила в центральному ресорному комплекті



Рисунок 4.2 – Максимальна поперечна сила в центральному ресорному комплекті



Рисунок 4.3 – Максимальна вертикальна сила в буксовому прорізі

Результати моделювання свідчать про вплив характеристик ресорного підвішування на сили, що діють на бічну раму (рис. 4.1-4.3). Зокрема, залежність вертикальної та поперечної сил від жорсткості центрального ступеня в вертикальному напрямку має монотонну характеристику. При збільшенні жорсткості від 3,7 кН/м до 6,7 кН/м вертикальна сила збільшується з 266 кН до 305 Кн (на 14.7 %), поперечна сила – збільшується з 21.6 кН до 23,4 кНт (на 7.4%). Сила, що діє в буксовому прорізі дорівнює 18,4-18,6 кН, якщо жорсткість не перевищує 4,8 кН/м. При більших жорсткостях вона збільшується до 19,2-20,6 кН (на 3,8-11,9%).

Це свідчить, що за рахунок зміни параметрів ресорного підвішування можна досягти зменшення сил, що діють на литі деталі.

4.2 Розрахунок коефіцієнтів впливу

Дослідження та оцінка впливу зміни сил, що виникають у місцях взаємодії бічної рами з буксовими вузлами та іншими елементами візка, на міцність бічної рами були проведені за допомогою методу скінченних елементів – скінченно-елементна модель бічної рами описана в розділі 2.

Для оцінки впливу сил, що виникають у місцях взаємодії бічної рами з пружними елементами буксових адаптерів, фрикційним клином і місцями

установки ресорного комплексу на напруження, що виникають у конструкції у відповідних місцях моделі бічної рами, були послідовно прикладені одиничні сили, що діють у трьох напрямках, загальна кількість варіантів навантаження $j=51$. Для врівноваження дії одиничних сил до бічної рами було докладено сили інерції і моменти інерції відповідно до діючих сил. Точки прикладання одиничних сил і напрямки локальних координатних осей показані на рисунку 4.4.

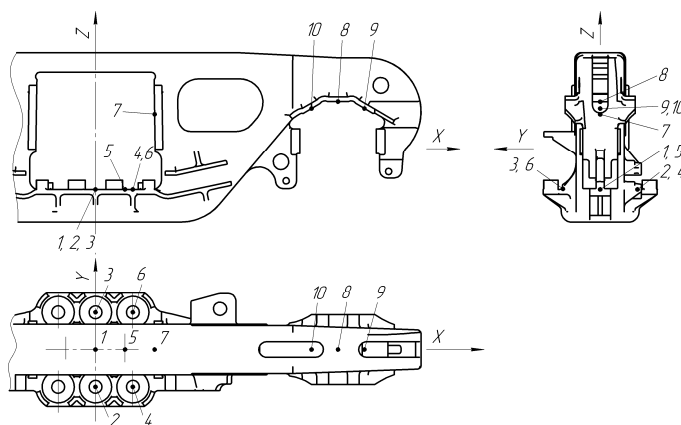


Рисунок 4.4 – Точки прикладання одиничних сил

Для випадків дії окремих одиничних сил були отримані компоненти напруження, що виникають в i ключових точках конструкції бічної рами [152] (рис. 4.5) та визначено відповідні коефіцієнти впливу навантажень. Тобто для кожної точки визначено вектори коефіцієнтів впливу по кожній компоненті напружень у вигляді

$$\begin{aligned}\sigma_1^x &= (XX_1^1 \ XX_1^2 \ \dots \ XX_1^{50} \ XX_1^{51}), \\ \sigma_1^y &= (YY_1^1 \ YY_1^2 \ \dots \ YY_1^{50} \ YY_1^{51}), \\ &\vdots \\ \tau_1^z &= (ZX_1^1 \ ZX_1^2 \ \dots \ ZX_1^{50} \ ZX_1^{51}),\end{aligned}\tag{4.1}$$

де XX_i^j , YY_i^j , ..., ZX_i^j – тензори напружень від j одиничних сил в i точці.

Ці вектори було об'єднано у відповідні матриці

$$\sigma^x = \begin{pmatrix} \sigma_1^x \\ \sigma_2^x \\ \vdots \\ \sigma_j^x \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} XX_1^1 & XX_1^2 & \dots & XX_1^{j-1} & XX_1^j \\ XX_2^1 & XX_2^2 & \dots & XX_2^{j-1} & XX_2^j \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ XX_i^1 & XX_i^2 & \dots & XX_i^{j-1} & XX_i^j \end{pmatrix},\tag{4.2}$$

Фрагмент матриці σ^x у табличному вигляді наведено в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Компонента XX вектора напружень в контрольних точках при дії навантаження 1 кН (коефіцієнт впливу)

№ точки	Компонента XX вектора напружень при дії одиничної сили (коефіцієнт впливу), Па											
	XX ¹	XX ²	XX ³	XX ⁴	XX ⁵	XX ⁶	...	XX ⁴⁷	XX ⁴⁸	XX ⁴⁹	XX ⁵⁰	XX ⁵¹
1	3,22E+03	-3,92E+02	-7,10E+04	1,39E+05	-2,04E+02	-9,97E+04	...	6,86E+04	4,68E+04	-1,07E+03	3,91E+04	4,08E+04
2	3,13E+04	6,92E+03	6,88E+02	3,69E+05	2,82E+03	8,03E+03	...	-2,56E+03	3,74E+04	1,63E+03	-1,39E+03	3,50E+04
3	1,22E+03	1,67E+03	7,95E+04	1,33E+05	3,08E+03	7,38E+04	...	-7,56E+04	3,75E+04	1,84E+04	-4,15E+04	3,21E+04
4	8,32E+03	3,22E+04	2,74E+04	-2,18E+04	3,93E+04	3,05E+04	...	8,30E+03	-1,17E+04	-9,32E+02	3,19E+03	8,42E+03
5	9,88E+03	2,67E+04	-2,04E+04	-1,45E+04	2,44E+04	-1,91E+04	...	-1,02E+04	-9,29E+03	9,17E+02	-4,10E+03	7,66E+03
6	2,43E+03	-5,07E+04	-2,88E+04	5,27E+04	-7,15E+04	-2,95E+04	...	3,88E+04	3,50E+04	3,81E+04	2,13E+04	5,59E+03
7	8,63E+03	1,53E+03	-1,56E+03	-1,93E+03	8,66E+02	-1,49E+03	...	4,87E+02	-1,15E+03	-1,69E+03	2,79E+02	-1,30E+02
8	1,12E+04	2,44E+05	-8,77E+04	-2,29E+04	3,66E+05	-8,48E+04	...	1,22E+05	-2,85E+05	-3,12E+05	1,20E+05	-6,20E+04
9	1,11E+04	2,52E+05	9,76E+04	-1,78E+04	1,37E+05	9,76E+04	...	-1,38E+05	-2,86E+05	-3,31E+05	-1,29E+05	-6,21E+04
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
27	7,22E+03	-6,74E+02	2,03E+03	7,17E+02	1,66E+02	1,94E+03	...	7,01E+03	-1,63E+03	1,12E+03	3,02E+03	-4,14E+02

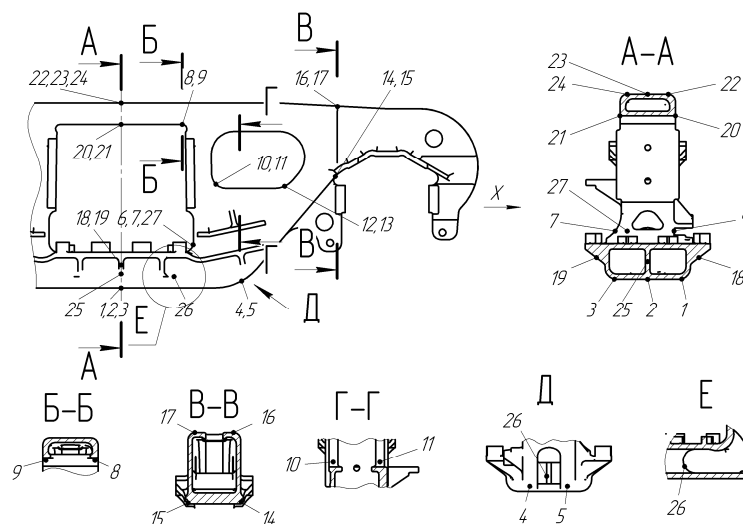


Рисунок 4.5 – Контрольні точки

Точки, розташовані симетрично, на рисунку 4.5 не показані і їм присвоєні номери 4'...27'.

4.3 Аналіз впливу характеристик ресорного комплексу на розподіл напружень у бічній рамі

За силами та коефіцієнтами впливу, що отримані в пункті 4.1, визначено напруження, що виникають у точках конструкції в кожний момент часу $\sigma_i(t)$, за формулою

$$\begin{aligned}
 \sigma_i(t) = & \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \left[\left(\sum_j F_j(t) \cdot XX_i^j - \sum_j F_j(t) \cdot YY_i^j \right)^2 + \right. \\
 & + \left(\sum_j F_j(t) \cdot YY_i^j - \sum_j F_j(t) \cdot ZZ_i^j \right)^2 + \\
 & + \left(\sum_j F_j(t) \cdot ZZ_i^j - \sum_j F_j(t) \cdot XX_i^j \right)^2 + \\
 & \left. + 6 \cdot \left(\left(\sum_j F_j(t) \cdot XY_i^j \right)^2 + \left(\sum_j F_j(t) \cdot YZ_i^j \right)^2 + \left(\sum_j F_j(t) \cdot ZX_i^j \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right],
 \end{aligned} \tag{4.1}$$

де j – кількість зовнішніх сил, що враховувалися в моделі;

i – кількість контрольних точок у моделі;

$F_j(t)$ – вектор значень сили j на відрізку часу моделювання;

$XX_i^j, YY_i^j, \dots, ZX_i^j$ – компоненти відповідних векторів напружень.

Залежність амплітуд напружень, що виникають в окремих точках бічної рами візка, від характеристик ресорного комплексу наведено на рисунках 4.6-4.11 та Е.1 – Е.6 (додаток Е). Аналізуючи ці залежності можна зробити висновок [96], що збільшення вертикальної жорсткості центрального ресорного комплексу викликає збільшення напруження в усіх контрольних точках. Зміна горизонтальної жорсткості центрального ресорного комплексу по-різному позначається на напруженнях в окремих контрольних точках рами. Однак залежність простежується для всіх точок і для похилого поясу рами, вона прямо пропорційна. Зміна амплітуд напружень при зміні жорсткості в межах $\pm 30\%$ досягла 53% . Збільшення коефіцієнта тертя в клиновому гаснику коливань викликає збільшення напружень у точках, розташованих на похилому поясі рами, до 47% і зниження в інших контрольних точках – до 53% . Також простежується залежність напружень у рамі від поперечної й вертикальної жорсткості буксового пружного елемента, ця залежність прямо пропорційна, але вплив цих параметрів незначний – до 15% та 13% при зміні жорсткості поперечної та вертикальної відповідно. Однозначної залежності між поздовжньою жорсткістю буксового пружного елемента і напруженнями в бічній рамі візка не виявлено.

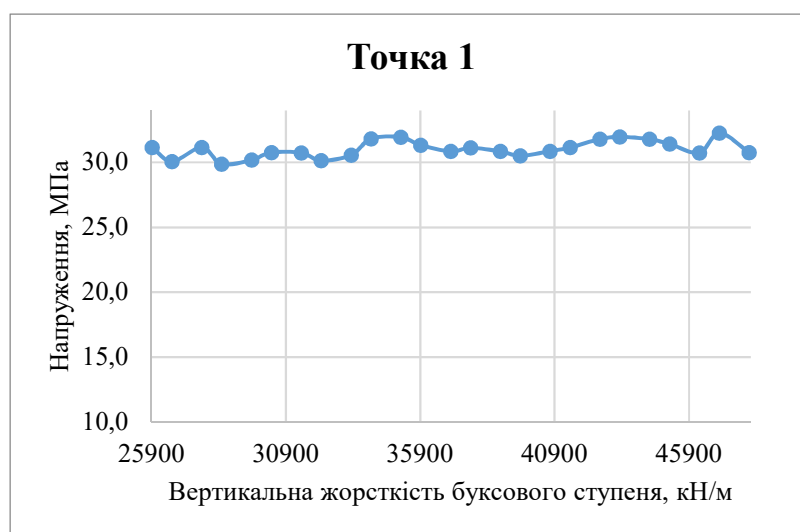


Рисунок 4.6 – Залежність максимальних еквівалентних напружень у рамі від вертикальної жорсткості в буксовому ступені (точка 1)

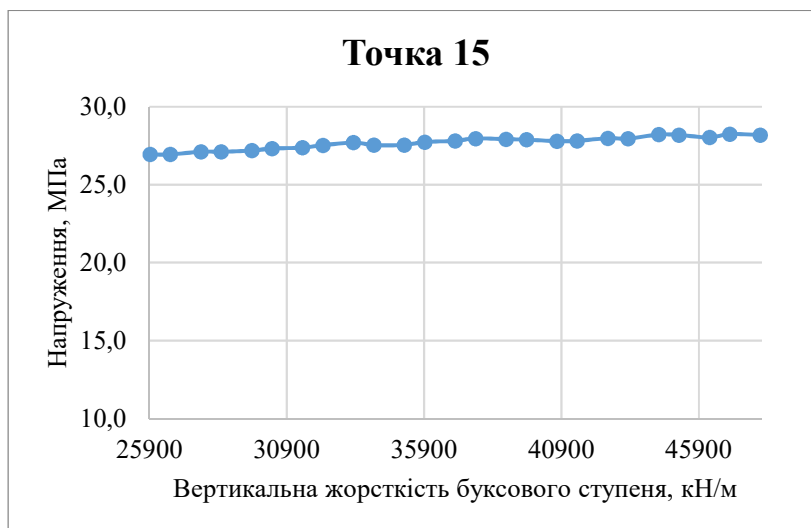


Рисунок 4.7 – Залежність максимальних еквівалентних напружень в рамі від вертикальної жорсткості в буксовому ступені (точка 15)

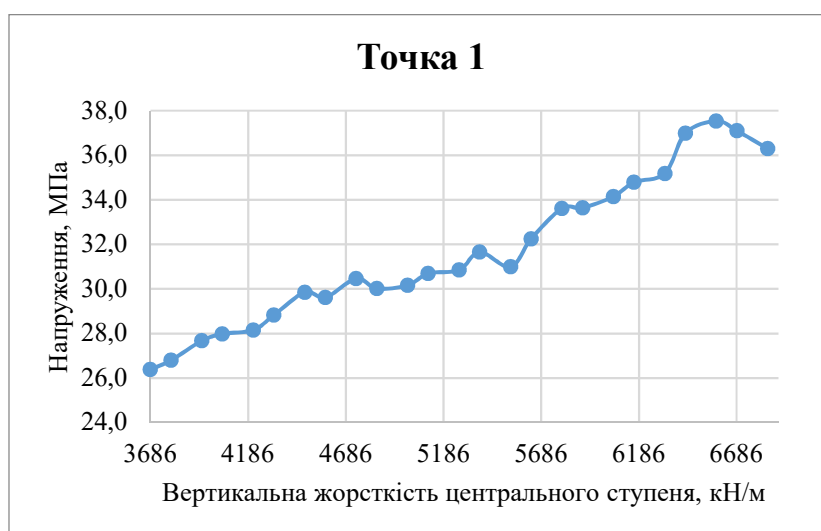


Рисунок 4.8 – Залежність максимальних еквівалентних напружень у рамі від вертикальної жорсткості в центральному ступені (точка 1)

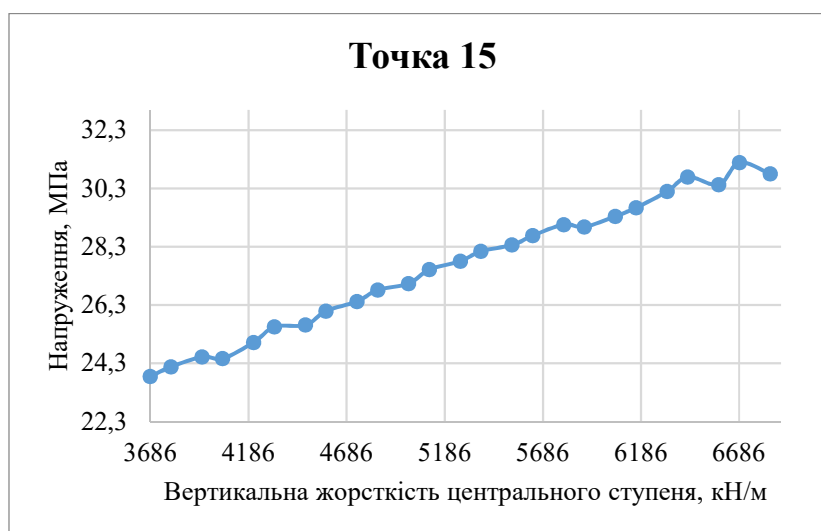


Рисунок 4.9 – Залежність максимальних еквівалентних напружень у рамі від вертикальної жорсткості в центральному ступені (точка 15)

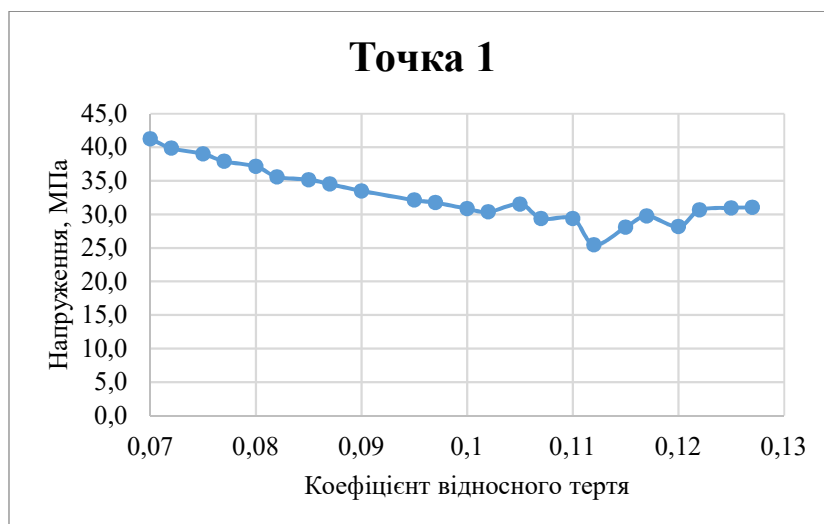


Рисунок 4.10 – Залежність максимальних еквівалентних напружень в рамі від коефіцієнта відносного тертя в центральному ступені (точка 1)

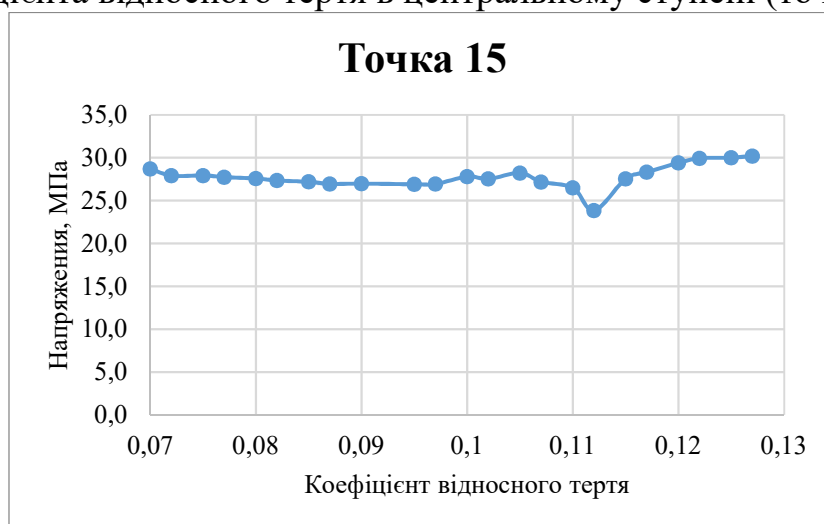


Рисунок 4.11 – Залежність максимальних еквівалентних напружень у рамі від коефіцієнта відносного тертя в центральному ступені (точка 15)

Проаналізувавши отримані залежності, можна рекомендувати для цієї моделі бічної рами, з метою зменшення напружень, що виникають у похилому поясі, і зокрема в районі точки R55, зниження жорсткості пружних елементів, а також збільшення коефіцієнта відносного тертя центрального ступеня ресорного підвішування на 10-20 % від номінального.

4.4 Метод уточнення динамічного навантаження конструкції

Виконані дослідження можна узагальнити в метод уточнення динамічної навантаженості конструкції (рисунок 4.12).

Спочатку виконується аналіз деталі, для якої буде здійснюватися дослідження та конструкції, у яку входить деталь (блок 1). При цьому визначаються особливості конструкції дослідної деталі (блок 1.1), місць її взаємодії з іншими елементами конструкції (блок 1.2) та параметрів з'єднувальних елементів, які будуть змінюватися (блок 1.3). На основі виконаного аналізу розробляється скінченно-елементна модель (блок 2), за допомогою якої проводиться теоретична оцінка міцності конструкції (блок 3). За результатами розрахунків визначаються зони конструкції (блок 4), за якими оцінюватиметься її міцність та вплив параметрів з'єднувальних елементів на рівень напружень.



Рисунок 4.12 – Метод уточнення динамічного навантаження конструкції

До скінченно-елементної моделі прикладаються одиночні сили та визначаються коефіцієнти впливу сил у з'єднувальних елементах на рівні напружень у контрольних зонах конструкції (блок 5).

Одночасно розробляється динамічна модель коливань дослідної деталі (блок 6), за допомогою якої визначаються реалізації зовнішніх сил, що діють на деталь на дослідному інтервалі часу при різних параметрах з'єднувальних елементів (блок 7).

За отриманими зі скінченно-елементної і динамічної моделі даними визначаються залежності напружень у контрольних зонах конструкції від властивостей з'єднувальних елементів конструкції (блок 8).

Запропонований метод уточнення динамічної навантаженості деталей дозволяє більш точно оцінити вплив характеристик ресорного комплексу на міцність конструкції. Цей метод може бути застосована для уточнення динамічної навантаженості інших елементів ходових частин та вагонів у цілому.

Висновки по розділу 4

1. Вперше виконано оцінку впливу параметрів ресорного підвішування на рівень напружень в бічній рамі, що дозволяє за рахунок зміни окремих параметрів ресорного підвішування знизити рівень напружень в рамі
2. За результатами дослідження запропоновано метод уточнення динамічної навантаженості деталей вагона.
3. За допомогою запропонованого методу здійснено оцінку впливу параметрів ресорних комплектів на напруження, що виникають у бічній рамі візка вантажного вагона.
4. Встановлено, що напруження в бічній рамі залежать від всіх компонент жорсткості центрального ступеня підвішування й тільки від поперечної і вертикальної жорсткості в буксовому ступені підвішування, а також від характеристик гасника коливань. Зменшення вертикальної жорсткості центрального ресорного комплексу на 30% дає зменшенні рівня напружень в

моделі бічної рами в середньому на 13%, горизонтальної – на 3...5 %. Зменшення вертикальної жорсткості буксового ресорного комплексу на 30% дає зменшенні рівня напружень в контрольних зонах моделі до 4%, поперечної – до 2...7%. Збільшення коефіцієнту відносного тертя на 30% дає зменшенні рівня напружень в контрольних зонах моделі в середньому на 17%.

5. Чутливість напружено-деформованого стану до параметрів ресорного комплексу низька, що не може повною мірою використовуватися для зниження руйнуючих навантажень, однак може бути враховано при пошуку способів зниження динамічних навантажень та підвищення за рахунок цього терміну експлуатації конструкції.

5 ОПТИМІЗАЦІЯ ФОРМИ БІЧНОЇ РАМИ

Конструкції бічних рам візків відрізняються між собою перерізом елементів і місцями переходу одних елементів в інші. Необхідність розробки нових моделей бічних рам часто пов'язана з уведенням у конструкцію візка нових елементів або підвищенням осьового навантаження [31, 37, 73, 89, 123]. Нові розробки, спрямовані на підвищення міцності й надійності бічної рами, часто зводяться до вибору перерізу окремих елементів і оптимальних конструкторських рішень у місцях переходу одних елементів в інші. На останні часто накладені обмеження, пов'язані з взаємодією бічних рам та інших елементів візка.

Після створення моделі нової бічної рами для неї виконується міцнісний та втомний розрахунки, при яких виявляються зони, які не витримують навантаження, передбачені «Нормами...» [76, 136, 137]. А конструктор стикається з необхідністю збільшення міцності окремих зон бічної рами без значного збільшення її маси і зміни її конструкції [12, 83, 132, 138]. Цей етап роботи конструктора можна значно полегшити, якщо підсилення моделі виконувати на основі результатів міцнісного аналізу та за участю в їх розробці фахівців, що проводять оцінку міцності конструкції. Оскільки сучасні методи оцінки міцності складних конструкцій, зокрема метод скінченних елементів (МСЕ), дозволяють візуально виділити осередки концентрації напружень [69], оцінити поля розподілу їх у конструкції, що дозволяє більш ефективно розробляти її місцеве підсилення.

5.1 Оптимізація форми бічної рами як задача математичного програмування

5.1.1 Неформальне обговорення

Бічна рама (як і надресорна балка, корпус автозчепу й деякі інші литі деталі вагонів) являє собою конструкцію зі складною геометрією, через що завдання оптимізації її форми стає дуже важким у технічному плані. Вдавалося вирішити лише спрощені завдання, коли, відмовляючись від оптимізації в цілому, фіксують базову конструкцію і покращують окремі її параметри. Наприклад, у роботах [141,

148, 149] визначили 3 оптимальних параметри рами візка (правда, звареної) – товщини накладок. Інші параметри (розміри, поперечні перерізи балок) не чіпали. На сьогодні відсутні праці, присвячені оптимізації форми литих деталей трохелементного візка, що супроводжуються скільки-небудь великим перебором варіантів, максимум можуть порівняти кілька варіантів конструкції [1, 63, 74].

Щоб заповнити цю прогалину та не загрузнути при цьому в технічних труднощах, розглянемо алгоритм оптимізації форми бічної рами (втім, його можна застосовувати й до інших конструкцій) з метою збільшення її міцності, що базується на такому спостереженні. Найбільші напруження виникають у відносно невеликих зонах поблизу кутів, заокруглень, отворів і подібних місць. Щоб збільшити міцність, можна спробувати змінити геометрію цих зон. Однак, зміна геометрії однієї зони може спричинити збільшення напружень на іншій. Таким чином, завдання збільшення міцності зводиться до зміни геометрії окремих зон, де виникають великі напруження з подальшим підбором комбінації таких змін, що забезпечує найменші напруження у всій конструкції.

5.1.2 Формулювання завдання

Нехай I – множина індексів, що відповідає контрольним зонам конструкції, σ_i – напруження в одній з таких точок, $i \in I$, J – множина множин розглянутих варіантів підсилення конструкції. Кожен варіант $j \in J$ стосується однієї зони $p \in P$ (P – множина зон, які зазнали підсилення), і варіанти підсилення, що належать до однієї і тієї самої зони, виключають одне одного. Будемо вважати, що варіанти, які стосуються зони p , утворюють множину J_p . Поєднання підсилень описують величини θ_j , які дорівнюють одиниці, якщо підсилення j прийнято, і нулю в іншому випадку.

Формулювання задачі оптимізації: знайти такі $\theta_j \in \{0,1\}$, при яких

$$\max_{i \in I} \sigma_i \rightarrow \min, \quad (5.1)$$

причому

$$\sum_{j \in J_p} \theta_j \leq 1, \quad p \in P, \quad (5.2)$$

$$\Delta m = \sum_j \Delta m_j \theta_j \leq [\Delta m], \quad (5.3)$$

де Δm – зміна маси конструкції в результаті підсилення;

Δm_j – зміна маси від j -го підсилення конструкції:

$[\Delta m]$ – обмеження за зміною маси конструкції в результаті підсилення.

5.1.3 Спрощення задачі

Завдання оптимізації конструкції в такій формі дуже незручно вирішувати (потрібна перебудова скінченно-елементної моделі бічної рами для обчислення напружень при кожній розглянутій комбінації варіантів підсилення, кількість комбінацій швидко зростає зі збільшенням кількості варіантів розглянутих підсилень кожної зони бічної рами і кількості таких зон). Щоб зменшити обчислювальні витрати, вдамося до звичайного в таких випадках образу дій, коли повну скінченно-елементну модель задіють на початковому етапі для налаштування параметрів спрощеної моделі, проводять оптимізацію з використанням цієї спрощеної моделі, і отримані результати перевіряють знову за допомогою повної моделі. Прийняте спрощення може полягати в заміні однієї задачі оптимізації іншою (як, наприклад, у методі послідовного лінійного програмування SLP [131]) або в заміні повної моделі сурогатною, що базується на крігінзі [158], опорній векторній регресії SVR [154], нейронних мережах [122] та інших методах. Ми скористаємося комбінацією цих підходів, замінивши вихідну задачу оптимізації завданням лінійного програмування (це дозволить уникнути суцільного перебору варіантів) і прийнявши як сурогатну модель припущення, що зміна напружень при комбінації підсилень є сумою змін, викликаних кожним підсиленням окремо.

На першому етапі за допомогою скінченно-елементних моделей бічних рам обчислюють напруження $\sigma_i^{(0)}$, σ_{ij} для базової конструкції та підсилення j (для усіх $j \in J$). Зміна напружень, що викликана підсиленням j :

$$\Delta \sigma_{ij} = \sigma_i^{(0)} - \sigma_{ij}. \quad (5.4)$$

Вважаємо, що напруження, що відповідають комбінації підсилень θ_j , дорівнюють

$$\sigma_i = \sigma_i^{(0)} + \sum_j \Delta \sigma_{ij} \theta_j. \quad (5.5)$$

Через спрощувальний характер цього припущення на заключному етапі необхідною буде перевірка результатів за допомогою повної скінченно-елементної моделі.

Є дві обставини, що перешкоджають тому, щоб сформулювати завдання оптимізації у формі завдання лінійного програмування: нелінійна цільова функція (5.1) і дискретні змінні θ_j . Щоб обійти перше, уведемо додаткову змінну оптимізації σ_m (максимум напружень у контрольних точках), а щоб обійти друге – згадаємо, що розв’язок задачі лінійного програмування лежить у крайніх точках області допустимих параметрів і, зробивши змінні θ_j дійсними числами, так обмежимо область їх значень, щоб її крайні точки якраз задовольняли умови (5.2). Маємо таку задачу лінійного програмування:

$$\begin{aligned} \sigma_m &\rightarrow \min, \\ \sigma_i &= \sigma_i^{(0)} + \sum_j \Delta \sigma_{ij} \theta_j \leq \sigma_m, \quad i \in I, \\ 0 &\leq \theta_j \leq 1, \quad j \in J, \\ \sum_{j \in J_p} \theta_j &\leq 1, \quad p \in P, \\ \Delta m &= \sum_j \Delta m_j \theta_j \leq [\Delta m]. \end{aligned} \tag{5.6}$$

Комбінацію підсилень, яку описує розв’язок $\bar{\theta}_j$, слід перевірити, виконавши розрахунок за допомогою повної скінченно-елементної моделі бічної рами. Якщо виявиться, що напруження перевищують допустимі або знайдене рішення буде визнано невдалим з якої-небудь іншої причини, можна повторити пошук, додавши обмеження, яке забороняє розв’язання $\bar{\theta}_j$:

$$\sum_{\bar{\theta}_j=1} \theta_j + \sum_{\bar{\theta}_j=0} (1 - \theta_j) \leq \#J - 1, \tag{5.7}$$

де $\#J$ — потужність множини J (кількість розглянутих варіантів підсилень).

Так можна повторювати доти, поки не буде знайдено прийнятне рішення або не стане зрозуміло, що неможлива така комбінація розглянутих підсилень, при якій міцність бічної рами перевищує міцність базового варіанта.

Блок-схема вирішення запропонованої задачі оптимізації наведено на рисунку 5.1.

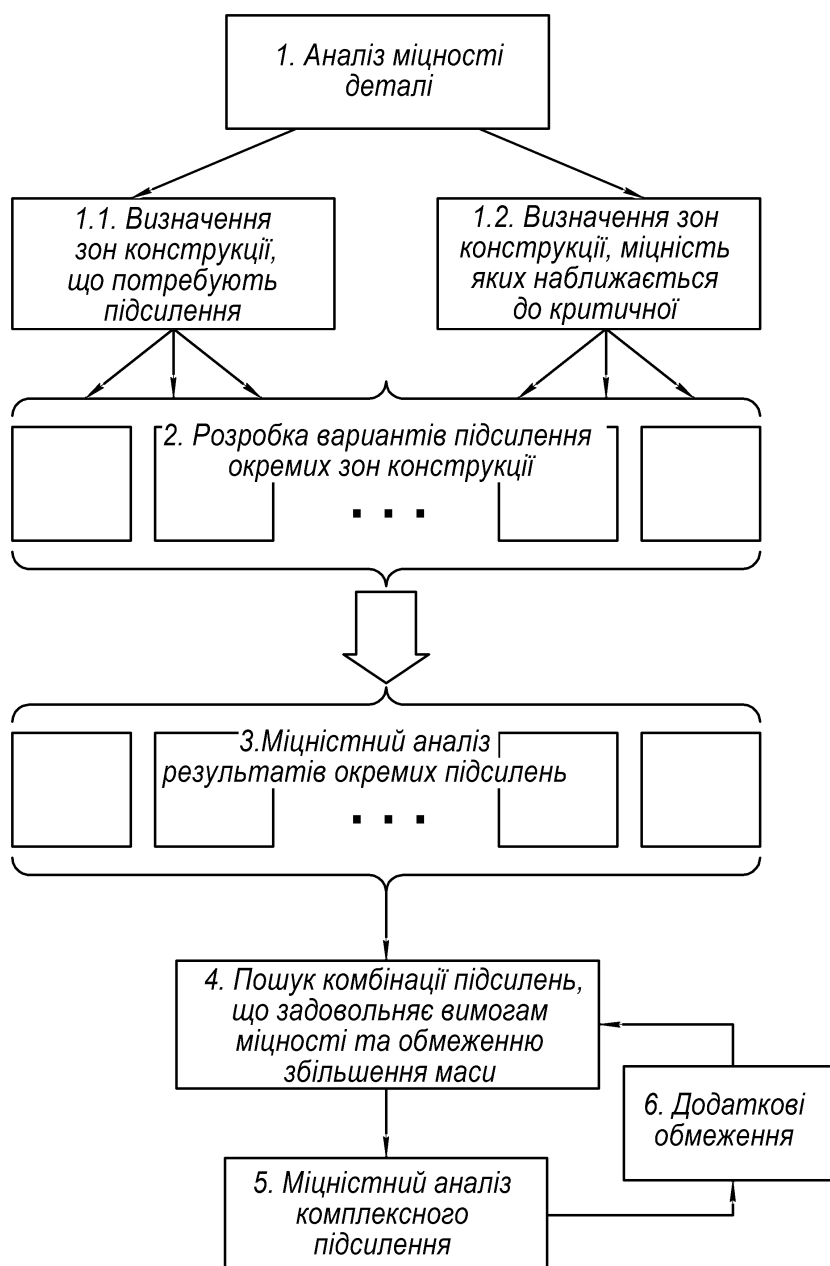


Рисунок 5.1 – Блок-схема вирішення задачі оптимізації конструкції

Спочатку виконують міцнісний аналіз (блок 1), деталі що досліджується за критеріями міцності, що висуваються згідно с нормативною документацією. За результатами аналізу визначають зони конструкції, що потребують підсилення (блок 1.1) та зони де міцність конструкції наближається до критичної межі (блок 1.2) – «контрольні зони». Для цих зон розробляються окремі незалежні варіанти підсилень (блоки 2) та проводиться міцнісний аналіз за яким визначається вплив окремого підсилення на міцність кожної «контрольної зони» (блоки 3). За результатами розрахунку за формулами (5.6) визначається комбінація підсилень,

що задовольняє умовам міцності та обмеження маси (блок 4). Для визначеної комбінації проводиться міцнісний аналіз конструкції при комплексному підсиленні (блок 5). Якщо модель з комплексним підсиленням не відповідає умовам міцності вводяться додаткові обмеження (5.7) (блок 6).

5.2 Базова модель

Для дослідження використовувалася бічна рама трьохелементного візка (рис. 5.1), конструкційними особливостями якої є [17]:

- спирання буксовими прорізами не тільки через горизонтальні, але й через похилі поверхні проводиться на пружний елемент буксового адаптера;
- наявність у внутрішньому і зовнішньому кутах буксового прорізу розвантажувальної канавки;
- наявність технологічних отворів у нижній частині колонок центрального ресорного прорізу,
- відсутність на верхньому поясі кронштейна для кріплення підвіски гальмівного башмака – його замінила поличка для тріангеля на похилому поясі;
- наявність кронштейна для діагональних зв'язків у зоні технологічного вікна;
- білінійне ресорне підвішування й дев'ять дворядних пружин у центральному ресорному комплекті;
- для розбирання візка після зняття пружин необхідно опустити надресорну балку до упору в нижній пояс.

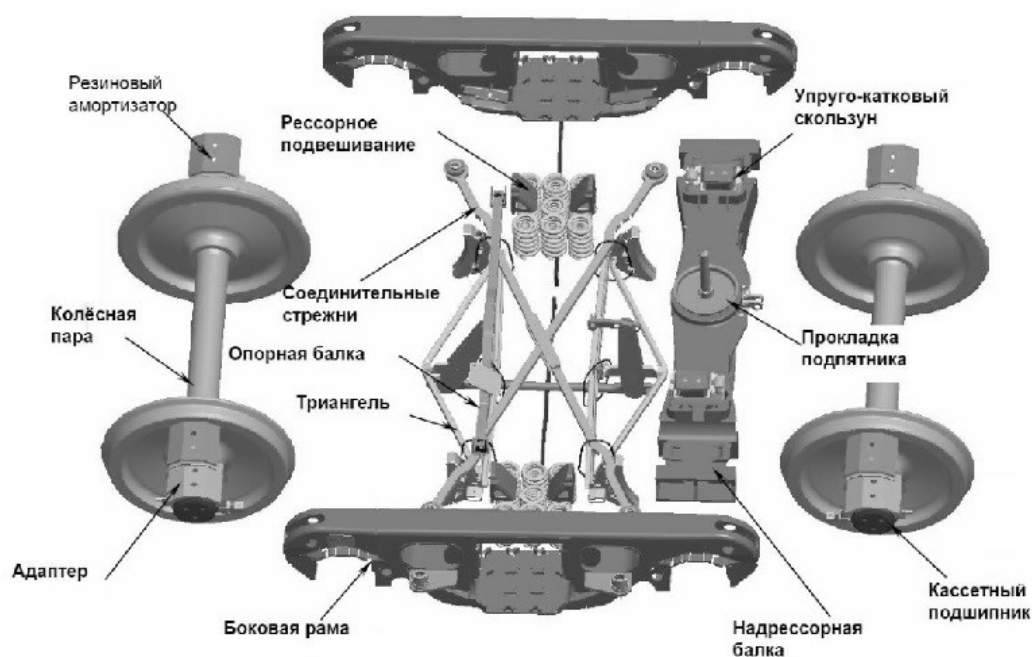
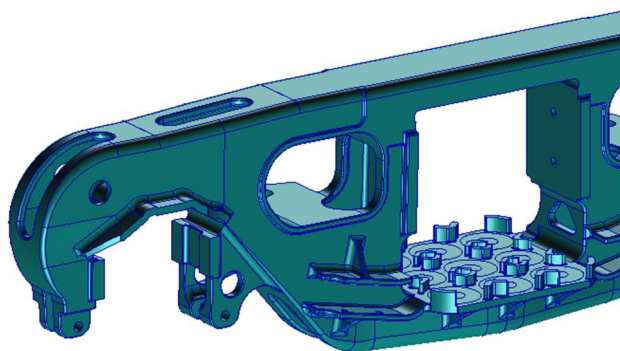


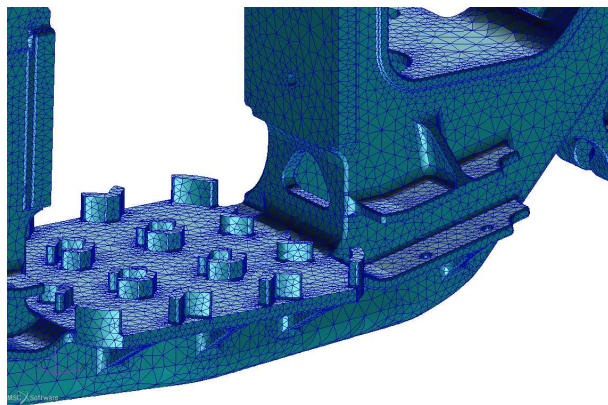
Рисунок 5.2 – Візок нового покоління [17]

Для оцінки міцності конструкції була розроблена об'ємна геометрична модель (рис. 5.3 а), що максимально точно передає особливості конструкції бічної рами.

а)



б)



а – геометрична модель; б – скінченно-елементна модель

Рисунок 5.3 – Фрагмент моделі бічної рами

На геометричну модель бічної рами була накладена скінченно-елементна сітка (рис. 5.3 б). Як скінченні елементи застосовувалися об'ємні 10-вузлові елементи з характерним розміром ребра 30 мм. Розміри елементів змінюються за об'ємом моделі і зменшуються в місцях наявності отворів, радіусних переходів та

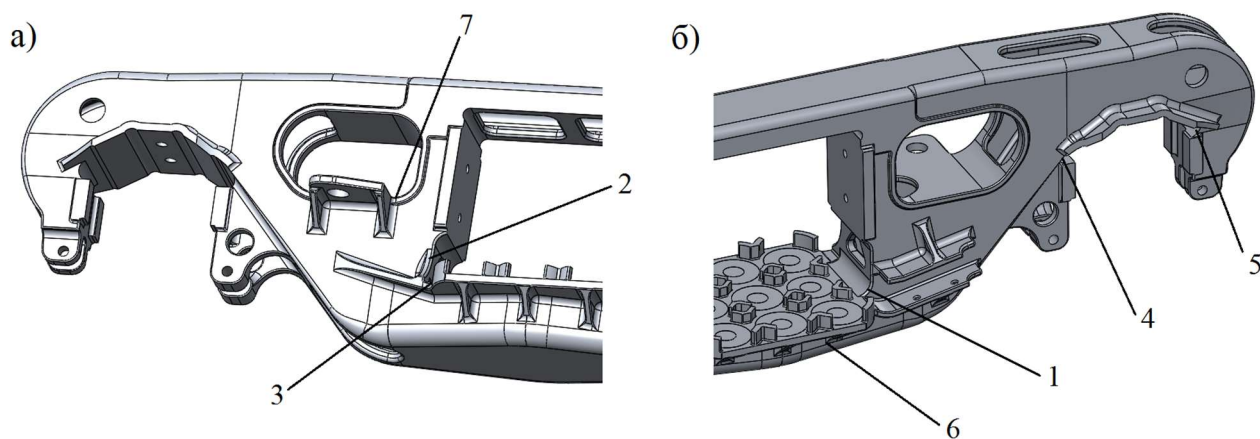
інших можливих концентраторів напружень. В отриманій скінченно-елементній моделі 289 тис. елементів, 486 тис. вузлів і 1458 тис. степенів вільності.

Оцінка міцності цієї бічної рами виконувалася згідно з «Нормами...». Навантаження, що прикладаються до конструкції, аналогічні описаним у розділі 4 роботи. Допустимі напруження наведені для сталей, що застосовуються для виготовлення візків вантажних вагонів згідно з ОСТ 32.183-2001 «Тележки двухосные грузовых вагонов колеи 1520 мм. Детали литые. Рама боковая и балка надрессорная. Технические условия» [85]. Мінімальна границя текучості сталі згідно з ОСТ 32.183-2001 $[\sigma_T]=294$ МПа. Гранично допустимі напруження для цієї сталі прийняті відповідно до [76] $[\sigma_I]=250$ МПа при I розрахунковому режимі та $[\sigma_{III}]=140$ МПа при III розрахунковому режимі. Обмеження за зміною маси конструкції в результаті підсилення прийняте $[\Delta m] = 10$ кг.

5.3 Небезпечні зони конструкції

При аналізі розподілу полів напружень у конструкції було виявлено такі зони (рис. 5.4) [97], де виникають напруження, що перевищують допустимі значення:

1. Нижній кут центрального ресорного прорізу з внутрішньої сторони.
2. Нижній кут центрального ресорного прорізу із зовнішнього боку.
3. Зона переходу від опорної поверхні центрального ресорного прорізу до нижнього поясу.
4. Внутрішній кут буксового прорізу.
5. Зовнішній кут буксового прорізу.
6. Нижній пояс.
7. Технологічне вікно біля кронштейна для діагональних зв'язків.



а – зовнішня сторона рами; б – внутрішня сторона рами

Рисунок 5.4 – Зони бічної рами візка, що потребують підсилень конструкції

Розподіл полів напружень у зонах, що потребують підсилень, наведено на рисунках Є.1 – Є.7 (додаток Є), а максимальні значення напружень у цих зонах і цільові значення зниження напружень наведено в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 – Напруження в елементах бічної рами візка й цільові значення зниження напружень $[\Delta\sigma_i]$

Зона бічної рами	I розрахунковий режим		III розрахунковий режим	
	$[\sigma]=250$ МПа	$[\Delta\sigma_i]$	$[\sigma]=140$ МПа	$[\Delta\sigma_i]$
1. Нижній кут центрального ресорного прорізу з внутрішньої сторони	483	-233	420	-280
2. Нижній кут центрального ресорного прорізу із зовнішньої сторони	214	36	187	-47
3. Зона переходу від опорної поверхні центрального ресорного прорізу до нижнього поясу	179	71	176	-36
4. Внутрішній кут буксового прорізу	209	41	173	-33
5. Зовнішній кут буксового прорізу	31,7	218,3	14,3	125,7
6. Нижній пояс	180	70	162	22
7. Технологічне вікно біля кронштейна для діагональних зв'язків	136	114	148	-8

5.4 Можливі варіанти посилення окремих зон

Для посилення кутів центрального ресорного прорізу розглянуто такі варіанти модернізації:

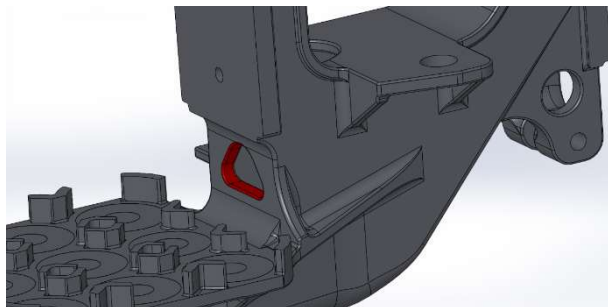


Рисунок 5.5 – Зона підсилення технологічного отвору

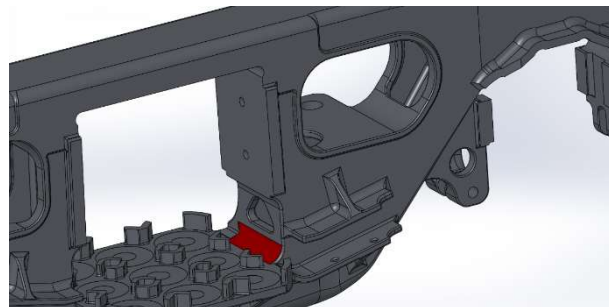


Рисунок 5.6 – Зона підсилення нижнього кута центрального ресорного прорізу

Ц1) ліквідація технологічного отвору в нижній частині колонок. Ця модернізація неможлива в повному обсязі, оскільки ускладнює формування опок для виливків – зменшена площа отвору й по периметру отвір підсилено буртом (рис. 5.5);

Ц2) збільшення радіуса кута центрального ресорного прорізу. Зміна можлива тільки на висоті буртів, що обмежують опорну поверхню ресорного прорізу (рис. 5.6);

Ц3) збільшення довжини вертикального ребра в нижньому поясі (рис. 5.7);

Ц4) встановлення ребер жорсткості між колонками й опорною поверхнею ресорного прорізу з внутрішньої сторони бічної рами. Висота ребер жорсткості не повинна перевищувати висоту буртів, що обмежують опорну поверхню ресорного прорізу, в іншому випадку посилення неможливо, оскільки перешкоджає демонтажу надресорної балки. Для підсилення верхня і нижня полицькі триангеля з'єднані вертикальним ребром, що переходить у бурти, які обмежують опорну поверхню ресорного прорізу (рис. 5.8).

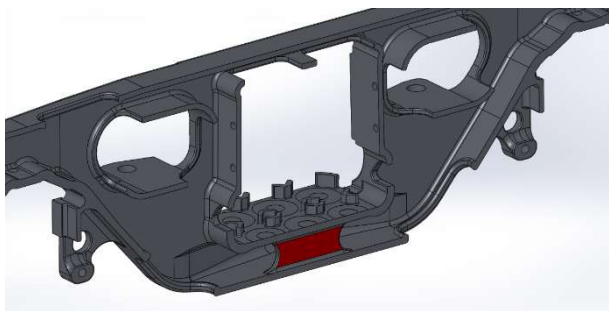


Рисунок 5.7 – Зона підсилення
вертикального ребра в нижньому
поясі

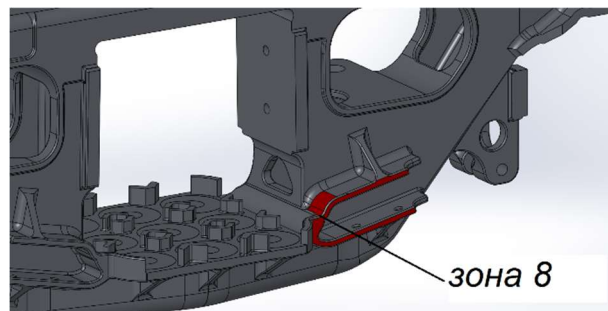


Рисунок 5.8 – Зона підсилення
поличок для триангеля

Для підсилення внутрішнього кута буксового прорізу розглянуто три варіанти:

Б1) збільшення товщини вертикальних поверхонь у зоні сполучення верхнього і похилого поясів (рис. 5.9);

Б2) збільшення товщини горизонтальної поверхні в зоні внутрішнього кута буксового прорізу (рис. 5.10);

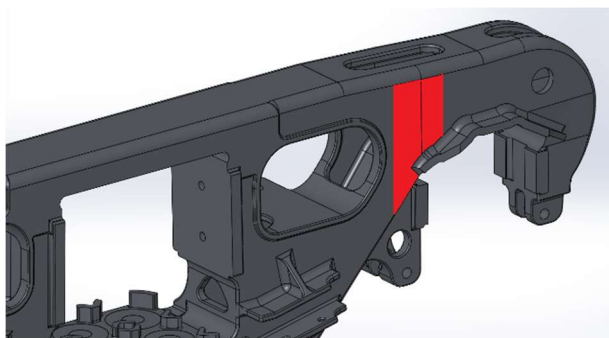


Рисунок 5.9 – Зона збільшення
товщини вертикальних стінок у
консольній частині

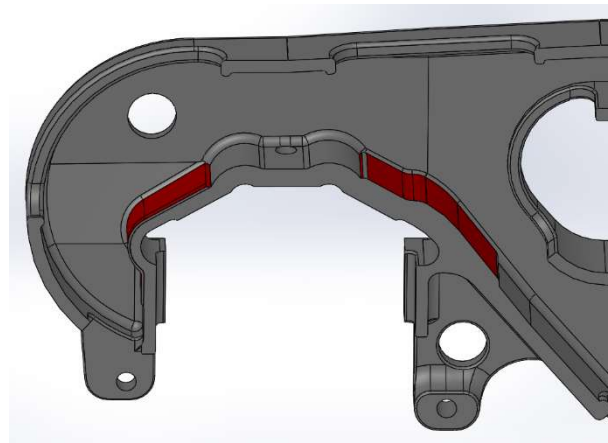


Рисунок 5.10 – Зона збільшення
товщини горизонтальних поличок
буксового прорізу

Б3) ліквідація розвантажувальної канавки в кутку (рис. 5.11);

Б4) встановлення підсилюючого ребра в проблемній зоні шляхом продовження опорної поверхні для буксового адаптера (рис. 5.12).

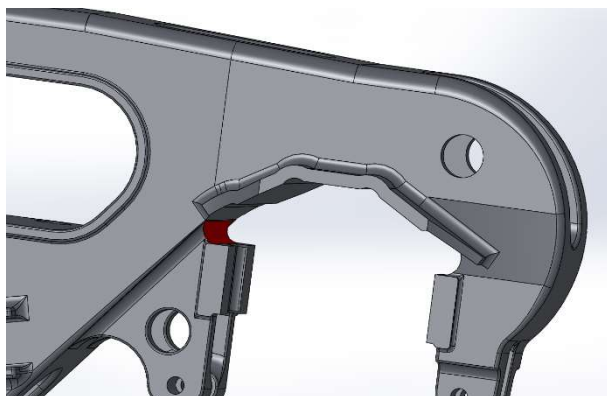


Рисунок 5.11 – Розвантажувальна канавка

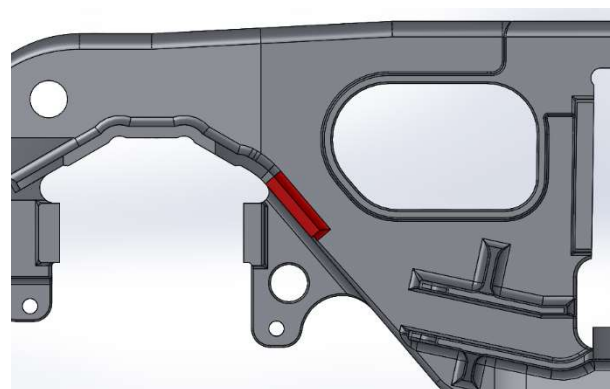


Рисунок 5.12 – Збільшення довжини підсилюючого ребра буксового прорізу

Для підсилення технологічного вікна розглянуто три варіанти:

T1) збільшення радіуса нижнього внутрішнього кута технологічного вікна й товщини перемички кронштейна для встановлення діагональних зв'язків (рис. 5.13);

T2) збільшення ширини підсилюючого бурту навколо технологічного вікна (рис. 5.14);

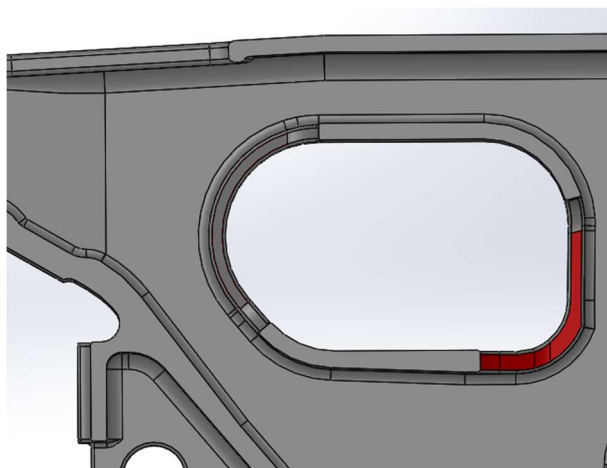


Рисунок 5.13 – Зона збільшення товщини вертикальних стінок у консольній частині

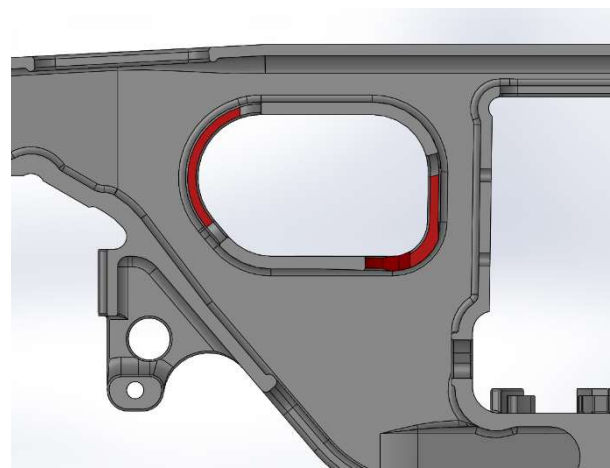


Рисунок 5.14 – Зона збільшення товщини підсилюючого бурту технологічного вікна

T3) збільшення радіуса переходу від кронштейна діагональних зв'язків до вертикальної площини бічної рами (рис. 5.15).

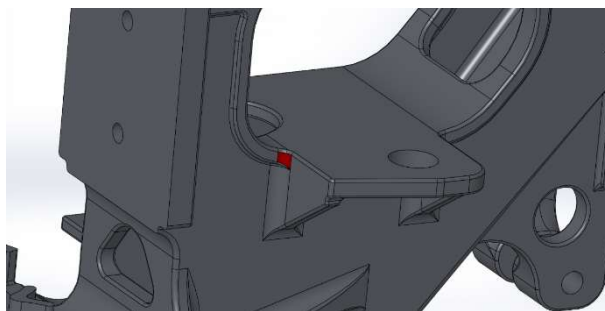


Рисунок 5.15 – Перехід від кронштейна діагональних зв'язків до вертикальної площини бічної рами

Усі ці варіанти підсилення є незалежними, тому умова (5.2) виконується автоматично. Для всіх варіантів підсилення проведено скінченно-елементний аналіз розподілу напружень у конструкції. За результатами аналізу визначено спад напружень у контрольованих зонах при I і III розрахункових режимах (таблиця 5.2).

Таблиця 5.2 – Спад напружень у результаті підсилень, МПа

Зона конструкції	Номер варіанта підсилення										
	Ц1	Ц2	Ц3	Ц4	Б1	Б2	Б3	Б4	Т1	Т2	Т3
1	$\frac{-15}{-14}$	$\frac{-75}{-69}$	$\frac{51}{41}$	$\frac{330}{286}$	$\frac{-15}{-15}$	$\frac{-7}{-5}$	$\frac{-10}{-10}$	$\frac{-12}{-14}$	$\frac{-11}{-16}$	$\frac{-15}{-17}$	$\frac{26}{-22}$
2	$\frac{23}{53}$	$\frac{86}{77}$	$\frac{11}{10}$	$\frac{-12}{-10}$	$\frac{8}{7}$	$\frac{3}{1}$	$\frac{6}{5}$	$\frac{6}{5}$	$\frac{5}{4}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{11}{10}$
3	$\frac{28}{26}$	$\frac{91}{88,4}$	$\frac{39}{-35}$	$\frac{-49}{-43}$	$\frac{31}{28}$	$\frac{27}{24}$	$\frac{30}{27}$	$\frac{31}{28}$	$\frac{-2}{-4}$	$\frac{4}{6}$	$\frac{35}{32}$
4	$\frac{-6}{-5}$	$\frac{-5}{-5}$	$\frac{-5}{-4}$	$\frac{-10}{-9}$	$\frac{6}{2}$	$\frac{12}{8}$	$\frac{10}{7}$	$\frac{56}{46}$	$\frac{7}{7}$	$\frac{5}{4}$	$\frac{-6}{-5}$
5	$\frac{1}{1,3}$	$\frac{-10}{-7,9}$	$\frac{-11}{-7,3}$	$\frac{-10}{-6,7}$	$\frac{-9}{-6}$	$\frac{-10}{-6,9}$	$\frac{-10}{-6,9}$	$\frac{-10}{-6,9}$	$\frac{-14}{-9}$	$\frac{-12}{-7}$	$\frac{-10}{-7}$
6	$\frac{-8}{-5}$	$\frac{10}{9}$	$\frac{-34}{-29}$	$\frac{29}{28}$	$\frac{-7}{6}$	$\frac{6}{7}$	$\frac{5}{6}$	$\frac{8}{8}$	$\frac{6}{3}$	$\frac{10}{4}$	$\frac{-7}{6}$
7	$\frac{3}{2}$	$\frac{2}{-9}$	$\frac{2}{3}$	$\frac{-4}{-6}$	$\frac{3}{3}$	$\frac{2}{2}$	$\frac{5}{2}$	$\frac{6}{-4}$	$\frac{8}{15}$	$\frac{7}{10}$	$\frac{9}{30}$
8	$\frac{0}{0}$	$\frac{0}{0}$	$\frac{0}{0}$	$\frac{-254}{-217}$	$\frac{0}{0}$	$\frac{0}{0}$	$\frac{0}{0}$	$\frac{0}{0}$	$\frac{0}{0}$	$\frac{0}{0}$	$\frac{0}{0}$
Примітка: тут та далі в чисельнику значення для I розрахункового режиму, у знаменнику для III розрахункового режиму											

У результаті підсилення Ц4 з'явилася восьма зона з напруженнями, що перевищують граничні допустимі значення.

Оскільки для цієї зони обрано три варіанти підсилення, для більш точної оцінки роботи алгоритму прийнято рішення застосувати до базової моделі спочатку тільки підсилення Ц1, Ц2 і Ц4.

У базову модель внесено підсилення Ц1, Ц2 і Ц4 і проведено скінченно-елементний аналіз розподілу напружень у конструкції моделі. Для цих самих варіантів визначено очікуване сумарне зниження напружень. Результати скінченно-елементного аналізу й розрахунку наведено в таблиці 5.4.

Таблиця 5.4 – Спад напружень у результаті підсилення Ц1+Ц2+Ц4, МПа

Зона конструкції	І розрахунковий режим				ІІІ розрахунковий режим			
	Розрахункове	Прогнозоване	[$\Delta\sigma_i$] для моделі		Розрахункове	Прогнозоване	[$\Delta\sigma_i$] для моделі	
			базової	підсиленої			базової	підсиленої
1	344	240	-232	112	298	203	-280	18
2	82	97	36	118	73	120	-47	26
3	62	70	71	133	61	71,4	-36	25
4	-11	-21	41	30	-10	-19	-33	-43
5	-10,6	-19	218,3	207,7	-7,4	-13,3	125,7	118,3
6	39	31	70	109	34	32	22	56
7	-6	1	114	108	-6	-13	-8	-14
8*	-218	-254	—	32	-186	-217	—	-46
* — зони немає в базовій моделі								

З таблиці 5.4 видно, що прогнозовані й розрахункові значення спаду напружень у конструкції досить добре узгоджуються. Відмінність значень у деяких зонах виникає в результаті впливу геометричних змін конструкції однієї на іншу, оскільки всі застосовані до базової моделі варіанти підсилення сконцентровані в одному місці.

Для більшості контрольованих зон виконуються умови (5.6). Однак виникнення восьмої зони – ребро переходу від верхньої полицки триангеля до нижньої (рис. 5.8), й результати модернізації для зон 4 і 7 вимагають продовжити роботу алгоритму.

Як нову базову модель прийнято модель з результатами модернізації Ц1, Ц2 і Ц4. Для неї розраховано цільові значення $[\Delta\sigma_i]$ (таблиця 5.4). До нової базової моделі застосовані підсилення Б4 і Т3, виконано скінченно-елементний аналіз підсиленої моделі, результати розрахунку й прогнозовані результати зведено в таблицю 5.5.

Таблиця 5.5 – Спад напружень у результаті підсилення, МПа

Зона конструкції	І розрахунковий режим			ІІІ розрахунковий режим		
	Розрахункове	Прогнозоване	$[\Delta\sigma_i]$	Розрахункове	Прогнозоване	$[\Delta\sigma_i]$
1	10	14	112	11	-36	18
2	-47	17	118	9	15	26
3	-22	66	133	-9	60	25
4	70	50	30	59	41	-43
5	1,8	-20	207,7	0,89	-13,9	118,3
6	3,2	1	109	-2	14	56
7	11	15	108	24	26	-14
8	57	0*	32	52	0*	-46
* – оцінка проводилася для моделі без підсилень						

У таблиці 5.6 наведено значення напружень у конструкцій на трьох ключових етапах оптимізації, зміна маси конструкції в результаті підсилення становить $\Delta m = 3,7$ кг.

Отримані в результаті розрахунку спади напружень у зонах конструкції задовольняють умови (5.6). Виконання оптимізації можна зупинити, оскільки модель відповідає поставленим критеріям. А оптимізацію в цілому можна вважати успішною.

Таблиця 5.6 – Напруження в елементах бічної рами візка, МПа

Зона бічної рами	I розрахунковий режим [σ]=250МПа			III розрахунковий режим [σ]=140МПа		
	Вихідний варіант	Перший етап підсилення	Комплексне підсилення	Вихідний варіант	Перший етап підсилення	Комплексне підсилення
1. Нижній кут центрального ресорного прорізу з внутрішньої сторони	483	138	130	420	125	115
2. Нижній кут центрального ресорного прорізу із зовнішньої сторони	214	132	157	187	116	124
3. Зона переходу від опорної поверхні центрального ресорного прорізу до нижнього поясу	179	145	157	176	115	124
4. Внутрішній кут буксового прорізу	209	220	150	173	183	124
5. Зовнішній кут буксового прорізу	31,7	31,8	30,7	14,3	21,6	21,4
6. Нижній пояс	180	141	142	162	128	128
7. Технологічне вікно біля кронштейна для діагональних зв'язків	136	142	131	148	148	131
8. Ребро переходу від верхньої полицки триангеля до нижньої*	-	218	215	-	186	137
* — зони немає в базовій моделі						

5.6 Оцінка опору втоми конструкції

Для оцінки опору втоми конструкції отриманої результатами комплексного підсилення бічної рами проведемо відповідний розрахунок згідно з [76].

Опір втоми оцінюється за коефіцієнтом запасу опору втоми, що визначається за формулою

$$n = \frac{\sigma_{a.N}}{\sigma_{a.e}} \geq [n], \quad (5.11)$$

де $\sigma_{a.N}$ – межа витривалості за амплітудою, МПа, при базовій кількості циклів $N_0 = 10^7$;

$\sigma_{a.e}$ – приведена амплітуда динамічного напруження, МПа, що еквівалентна за пошкоджуючим впливом розподілу амплітуд напружень за розрахунковий термін експлуатації;

$[n]$ – мінімальне допустиме значення коефіцієнта опору втоми за обраний термін служби, для візків вантажних вагонів $[n] = 2,0$.

Межа витривалості за амплітудою розраховується за формулою

$$\sigma_{a.N} = \bar{\sigma}_{a.N} (1 - z_p \cdot \nu_{\sigma_{a.N}}), \quad (5.12)$$

де z_p – квантіль розподілу, $z_p = 1,645$;

$\nu_{\sigma_{a.N}}$ – коефіцієнт варіації межі витривалості деталі, для сталевих виливків $\nu_{\sigma_{a.N}} = 0.10$;

$\bar{\sigma}_{a.N}$ – середнє значення межі витривалості натурної деталі,

$$\bar{\sigma}_{a.N} = \frac{\bar{\sigma}_{-1}}{(\bar{K}_\sigma)_k}, \quad (5.13)$$

$\bar{\sigma}_{-1}$ – середнє значення межі витривалості гладкого стандартного зразка з матеріалу деталі при симетричному циклі згинання на базі N_0 , для виливків зі сталу марки 20ГЛ $\bar{\sigma}_{-1} = 215$ МПа;

$(\bar{K}_\sigma)_k$ – середнє значення загального коефіцієнта зниження межі витривалості натурної деталі відносно межі витривалості гладкого стандартного зразка.

Значення коефіцієнта зниження межі витривалості визначається за формулою

$$(\bar{K}_\sigma)_k = \bar{K}_\sigma \frac{K_H \cdot K_y}{K_M \cdot K_{пов}}, \quad (5.14)$$

де $\bar{K}_\sigma$ – ефективний коефіцієнт концентрації напружень, враховує зниження опору втоми у зв'язку з місцевими змінами форми та розмірів деталі, зміна форми

та розмірів деталі врахована скінченно-елементною моделлю – приймаємо

$$\bar{K}_\sigma = 1;$$

K_H – коефіцієнт неоднорідності матеріалу, для сталевих виливків $K_H = 1,2$;

K_y – коефіцієнт впливу зміцнюючої поверхневої обробки деталі, при відсутності обробки $K_y = 1,0$;

K_M – коефіцієнт впливу розмірів деталі, приймаємо $K_M = 0,8$;

$K_{\text{пов}}$ – коефіцієнт впливу якості поверхні деталі, для чорнової поверхні з ливарною кіркою $K_{\text{пов}} = 0,8$.

$$\text{Тоді } (\bar{K}_\sigma)_k = 1,88.$$

Приведена амплітуда динамічного напруження визначається за формулою

$$\sigma_{a.e} = \sqrt[m]{\frac{1}{N_0} \sum N_i \cdot \sigma_{a.i}^m}, \quad (5.15)$$

де $\sigma_{a.i}^m$ – амплітуда динамічних напружень, МПа;

m – показник ступеня кривої витривалості, для литих деталей приймають $m = 4$;

N_i – кількість циклів амплітуд динамічного навантаження $\sigma_{a.i}$.

Оцінку втомної міцності литих деталей візка проводимо за еквівалентним напруженням, що виникають у результаті дії найбільш пошкоджуючих навантажень, а саме:

- вертикальної складової сили інерції, яка діє на візок P_z (2.6);
- вертикальної динамічної добавки P_d (2.2)
- навантажень, що самоврівноважуються P^K (2.20).

Коефіцієнт вертикальної динаміки при визначенні втомної міцності розраховується за такою формулою:

$$k_{\text{дв}} = \begin{cases} \frac{a \cdot V}{V_0}, & \text{при } V \leq V_0 \\ a + 3.6 \cdot 10^{-4} \cdot b \frac{V - V_0}{f_{\text{ст}}}, & \text{при } V > V_0 \end{cases}, \quad (5.16)$$

де $V_0 = 15$ м/с;

Інші коефіцієнти відповідають формулі (2.4)

Частота зміни коефіцієнта динаміки визначається за формулою

$$f = \frac{A}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{f_{\text{ст}}}}, \quad (5.17)$$

де A – коефіцієнт, що дорівнює 2,0 для необресорених елементів візка;

g – прискорення вільного падіння $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Загальну кількість циклів вертикального динамічного навантаження за рік визначаємо за формулою

$$N_d = 365 \cdot f \cdot \frac{L_d}{\bar{V}_{\text{cp}}}, \quad (5.18)$$

де L_d – середньо добовий пробіг вагона, приймаємо $L_d = 192 \text{ км/добу}$;

$\bar{V}_{\text{cp}}$ – середня технічна швидкість руху вагона, м/с $\bar{V}_{\text{cp}} = 22,5 \text{ (81 км/год)}$.

Для визначення величини приведеної амплітуди динамічного напруження використовуємо розподіл поздовжніх сил, що діють на вагон через автозчеп (таблиця 5.7) та швидкостей руху (таблиця 5.8).

Таблиця 5.7 – Розподіл сил, що діють на кузов через автозчеп

Середнє значення сили в інтервалі, МН	Кількість дії сили за 1 рік	Вертикальна складова сили інерції, що діє на візок, кН	Поздовжня сила інерції елементів візка, кН
0,25	3174	15,725	5,425
0,6	7201	37,73	13,02
1	7076	62,89	21,71
1,4	4624	88,04	30,39
1,8	1942	113,19	39,07
2,2	725	138,35	47,75
2,6	202	163,5	56,43
3	48	188,66	65,12
3,4	6	213,81	73,80
Загальна кількість	25000		

Таблиця 5.8 – Розподіл швидкостей руху вантажного вагона з конструктивною швидкістю 33 м/с (120 км/год)

Інтервал швидкості руху, м/с	Середня швидкість інтервалу, м/с	Ймовірність руху в діапазоні швидкості	Коефіцієнт вертикальної динаміки	Навантаження, що самоврівноважуються, кН
0,0 - 12,5	6,25	0,03	0,063	2,14446
12,5 - 15,0	13,75	0,07	0,138	4,69491
15,0 - 17,5	16,25	0,09	0,161	5,47566
17,5 - 20,0	18,75	0,12	0,182	6,19395
20,0 - 22,5	21,25	0,16	0,203	6,90183
22,5 - 25,0	23,75	0,19	0,224	7,62012
25,0 - 27,5	26,25	0,16	0,246	8,36964
27,5 - 30,0	28,75	0,10	0,267	9,08793
30,0 - 32,5	31,25	0,06	0,288	9,79581
32,5 - 35,0	33,75	0,02	0,31	10,54533

Від розрахункових навантажень отримані напруження в контрольних точках та розраховані коефіцієнти запасу (таблиця 5.9) для терміну служби 32 роки.

Таблиця 5.9 – Результати розрахунків на міцність

Зона бічної рами	Напруження в моделі від сил, МПа		Коефіцієнт запасу	Мінімальний термін служби, роки
	інерційні	динамічні		
1. Нижній кут центрального ресорного прорізу з внутрішньої сторони	78	36	2,57	>35
2. Нижній кут центрального ресорного прорізу із зовнішньої сторони	68	36	2,57	>35
3. Зона переходу від опорної поверхні центрального ресорного прорізу до нижнього поясу	74	40	2,31	>35
4. Внутрішній кут буксового прорізу	80	36,7	2,51	>35
5. Зовнішній кут буксового прорізу	40	3,7	>3,0	>35
6. Нижній пояс	73	42	2,20	>35
7. Технологічне вікно біля кронштейна для діагональних зв'язків	71,7	26,7	2,77	>35
8. Ребро переходу від верхньої полицки триангеля до нижньої	85	45	2,06	35

За результатами розрахунку втомної міцності бічна рама відповідає вимогам [76] для терміну служби 32 роки. Максимальний термін служби, що може бути призначений цій бічній рамі, 35 років.

5.7 Економічна ефективність бічної рами за рахунок продовження терміну експлуатації

При визначенні економічного ефекту від запропонованого варіанта підсилення бічної рами виходимо з такого:

1) вартість базової конструкції становить 25000 грн, що з урахуванням індексу цін 215 % [55] на промислову продукцію за період 2015-2017 роки дорівнює 53750 грн.

2) порівняно з базовою конструкцією ціна підсиленого варіанта становитиме 53772 грн, оскільки маса підсиленої рами більша на 3,7 кг (вартість сталі 220\$/т [107]);

3) термін служби базової конструкції $T_0 = 32$ років, термін служби підсиленої конструкції $T_1 = 35$ років;

4) витрати на експлуатацію базової та підсиленої конструкції впродовж призначеного терміну служби однакові, що дозволяє не враховувати їх при оцінці економічної ефективності.

Ставка дисконту R визначається як різниця між ставкою довгострокових депозитів юридичних осіб R_d та зростанням цін виробників R_{π} за період 2015-2017 років. Середні значення R_d та R_{π} становлять 0,162 [20] та 0,276 [57], отже $R = -0.114$.

Економічний ефект від запропонованого варіанта підсилення бічної рами визначимо за формулою

$$E = \left(\frac{C_0}{T_0} - \frac{C_1}{T_1} \right) \cdot \frac{1}{T} \cdot \frac{(1 + R)^T - 1}{(1 + R)^{T-1}} \cdot \frac{1}{R}, \quad (5.19)$$

де C_0, C_1 – вартість виготовлення базової та підсиленої конструкції відповідно;

T – розрахунковий період, для якого визначається економічна ефективність, приймаємо $T = 35$ років.

Економічний ефект розраховуємо за період експлуатації підсиленої конструкції бічної рами $T = 35$ років, він становить 2169 грн.

Таким чином, отриманий економічний ефект підтверджує доцільність впровадження запропонованого підходу до оптимізації литих деталей візка.

Висновки по розділу 5

- 1 Запропоновано метод оптимізації конструкції бічної рами візка вантажного вагона за критерієм міцності за рахунок підсилення окремих зон конструкції при обмеженому збільшенні її маси, який було випробувано на реальній моделі.
- 2 Отримана в результаті оптимізації бічна рама візка відповідає вимогам нормативної документації, а рівень максимальних напружень, що виникають в елементах конструкції, знижений у деяких зонах більше ніж у два рази.
- 3 За рахунок збільшення терміну експлуатації підсиленої конструкції очікуваний економічний ефект становить 2169 грн на одну бічну раму.
- 4 Результати застосування методу підтвердили його ефективність, та економічну доцільність, а сам метод може бути використано для розробки нових конструкцій не тільки бічних рам, а й інших деталей.
- 5 Запропонований метод оптимізації конструкції бічної рами візка вантажного вагона використовуйтеся при створенні нових та модернізації існуючих литих деталей візків вантажних вагонів в ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод», а також в навчальному процесі кафедри «Вагони та вагонне господарство» Дніпровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. (Додаток Ж).

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота є закінченою науковою працею, яка містить отримані автором науково обґрунтовані результати, спрямовані на вирішення актуального наукового завдання поліпшення міцнісних характеристик бічної рами візка вантажного вагона за рахунок вдосконалення її конструкції та методів випробувань на міцність.

1. Аналіз заходів, спрямованих на вдосконалення конструкції візків вантажних вагонів, свідчить про те, що необхідно розробити системний підхід до підвищення міцності деталей. Підвищення міцності бічної рами є актуальним завданням у зв'язку з підвищенням осьового навантаження вагонів нового покоління й відсутністю остаточного вирішення проблеми зламів бічних рам. Необхідно також звернути увагу не тільки на якість литва та матеріалу бічної рами, а й на можливі «нестандартні» причини зламів, такі як невідповідність навантажень, що виникають в експлуатації та передбачені «Нормами...» тим, що використовуються при експериментальних дослідженнях міцності бічних рам.

2. У ході дослідження напружено-деформованого стану бічних рам визначено, що навантаження, які застосовуються при експериментальній оцінці міцності, не враховують повною мірою навантаження, що діють на раму під час її експлуатації та передбачені при оцінці міцності бічної рами теоретичним шляхом. Запропоновано додати до комбінацій випробувальних навантажень такі, що враховують поздовжні сили інерції візка й сили, які виникають при гальмуванні.

Аналізуючи напруження, отримані при скінченно-елементному моделюванні й випробуваннях, виявлено, що напруження в конструкції бічної рами можуть значно перевищувати напруження в точках, де передбачено встановлення датчиків. Так в перерізі, що проходить крізь внутрішній кут буксового прорізу (зона R55), максимальні напруження в місцях встановлення датчиків (до $\sim 46,4$ МПа) на 18,7 % менші напружень в інших точках перерізу (до 55,1 МПа). Запропоновано уточнену оцінку міцності конструкції литих деталей візка на основі випробувань і міцнісного аналізу.

3. При виборі способу створення динамічної моделі вагона було встановлено, що найбільш раціонально при створенні моделі спиратися на ієрархічно організований граф та запропоновано відповідний метод побудови моделі. Прополюється представляти окремі структурні елементи диференційних рівнянь у вигляді вершин графа. Ієрархічна форма дозволяє зберігати наочність та компактність на кожному рівні ієрархії. Такий метод дозволяє спростити побудову динамічної моделі, скоротити затрати часу на вибір конструкції та характеристик ресорного підвішування візка.

Перевірка методу проведена шляхом порівняння результатів моделювання та ходових динамічних випробувань вагона моделі 12-7039-01.

Запропонований метод може бути використано при комп'ютерній реалізації моделей динамічних систем як за допомогою блочно орієнтованих програм, та і за допомогою мов програмування загального призначення.

4. Запропоновано метод оцінки динамічного навантаження деталей, який дозволяє враховувати при виборі характеристик ресорного підвішування візка їх вплив на рівень напружень в окремих елементах візка.

Оцінка впливу окремих параметрів ресорного підвішування проводилася за допомогою скінченно-елементного аналізу напруженого стану бічної рами при дії сил, що отримані за результатами моделювання коливань вагона. Виявлено наявність залежності між напруженнями в бічній рамі візка й компонентами жорсткості центрального ступеня підвішування. Також є явна залежність напружень від поперечної і вертикальної жорсткості в буксовому ступені підвішування, а також від характеристик гасника коливань. Так зменшення вертикальної жорсткості центрального ресорного комплексу на 30% дає зменшення рівня напружень в бічній рамі в середньому на 13%.

5. За результатами оцінки напруженого стану запропоновано метод оптимізації конструкції бічної рами візка вантажного вагона за критерієм міцності за рахунок підсилення окремих зон конструкції при обмеженому збільшенні її маси. Запропонований метод дозволить систематизувати роботу з пошуку оптимальної конструкції бічної рами нового візка.

Запропонований метод оптимізації було застосовано для поліпшення конструкції бічної рами візка нового покоління. Отримана в результаті оптимізації бічна рама візка відповідає вимогам нормативної документації, а рівень максимальних напружень знижено у деяких зонах більше ніж у два рази. Так максимальні напруження, що виникають конструкції при I розрахунковому режимі зменшені з 483 МПа до 215 МПа. Очікуваний економічний ефект від збільшення терміну експлуатації підсиленої конструкції складає 2169 грн на одну бічну раму. Результати застосування методу підтвердили його ефективність та економічну доцільність, а сама метод може бути використано для розробки нових конструкцій не тільки бічних рам, а й інших деталей.

6. Результати дисертаційної роботи впроваджені при проектування вагонів в ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод», а також в навчальному процесі кафедри «Вагони та вагонне господарство» Дніпровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна.

Список використаних джерел

1. Алушаева Г. Г., Дузельбаев С. Т., Омарбекова А. С. Исследование прочности боковой рамы телеги грузового вагона методом конечных элементов // Сборник научных трудов SWorld. 2013. Т. 2, №. 3. С. 66–69.
2. Андреева Т. Дефекты литья в разы уменьшают ресурс рамы // Гудок. 04.04.2013. Вып. №58 (25257). С. 4.
3. Афанасьев Е. В., Додонов А. В. Совершенствовать ходовую часть вагонов // Вагоны и вагонное хозяйство. Москва, 2010. № 1. С. 32–36.
4. Багров О. М. Аналіз впливу конструктивних особливостей литих бокових рам візків вантажних вагонів на їхню міцність. // Збірник наукових праць Державного економіко-технологічного університету транспорту. Сер.: Транспортні системи і технології. Київ, 2014. Вип. 24. С. 32–38.
5. Бічна рама триелементного візка з діагональними зв'язками: пат. 104403 Україна: МПК В61F5/52. № u201507749 ; заявл. 03.08.2015; опубл. 25.01.2016, Бюл. 2.
6. Богатов А. А., Ильиных Р. А. О повышении служебных характеристик боковой рамы тележки грузового вагона // Вестник ВНИИЖТ. Москва, 2010. Вып. 6. С. 42–44.
7. Богомаз Г.И. Динамика железнодорожных вагонов-цистерн // Київ: Наукова думка, 2004. – 224 с.
8. Боковая рама тележки грузового вагона: пат. 2294855 Российская федерация: МПК В61F5/52. № 2005130063/11; заявл. 28.09.2005; опубл. 10.03.2007, Бюл. 7.
9. Боковым рамам тележек – сетевое внимание // Вагоны и вагонное хозяйство. Москва, 2013. № 2(34). С. 14–17.
10. Болюх В. А., Шинский И. О. Повышение механических свойств крупных стальных отливок путем их армирования при ЛГМ // Процессы литья. Киев, 2010. Вип. 2 (80). С. 57–62.

11. Бороненко Ю. П., Орлова А. М. Каким быть тележкам для вагонов нового поколения? // Вагоны и вагонное хозяйство. Москва, 2005. № 1. С. 40–41.

12. Бороненко Ю. П., Орлова А. М. Обобщение накопленного опыта проектирования тележек грузовых вагонов для создания их типоразмерного ряда // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. Дніпропетровськ, 2004. Вип. 5. С. 25–29.

13. Бороненко Ю.П., Орлова А. М. Разработка тележек грузовых вагонов с осевой нагрузкой 30 т // Подвижной состав XXI века: Идеи, Требования, Проекты. Сборник научных статей. Санкт-Петербург: ПГУПС, 2007. С. 5–12.

14. Бороненко Ю. П., Рудакова Е. А., Орлова А. М. Инновации в тележках грузовых вагонов: реальность и перспективы // Наука и транспорт, специальный выпуск «Модернизация железнодорожного транспорта». Санкт-Петербург, 2009. С. 14–17.

15. Бубнов В.М., Мямлин С.В., Манкевич Н.Б. Воздействие на путь грузовых вагонов на тележках модели 18-1711 с разной конструкцией клина рессорного подвешивания // Транспорт Российской Федерации. Журнал о науке, практике, экономике. Санкт-Петербург, 2013. №3 (46). С.36–38.

16. Бубнов В. М., Мямлин С.В., Манкевич Н.Б. Пути совершенствования прочностных характеристик ходовых частей грузовых вагонов рамы двухосной тележки грузовых вагонов // Вагонный парк. Харьков, 2012. № 2. С. 4–6.

17. Бубнов В. М., Мямлин С.В., Манкевич Н.Б. Совершенствование конструкции боковой рамы двухосной тележки грузовых вагонов // Вагонный парк. Харьков, 2011. № 2. С. 36–39.

18. Бубнов В.М., Мямлин С.В., Манкевич Н.Б. Совершенствование конструкции боковой рамы двухосной тележки грузовых вагонов // Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты: тезисы докладов VII Междунар.научно-техн. конф., г. Санкт-Петербург, 6-10 июля 2011 р. Санкт-Петербург: ПГУПС, 2011. С. 63–64.

19. Будюкин А. М., Кондратенко В. Г., Погудин В. Г. Анализ причин отказа боковых рам вагонных тележек при их эксплуатации на электрифицированных участках // Бюллетень результатов научных исследований. 2014. Вып. 1 (10). URL: <http://cyberleninka.ru/article/n/analiz-prichin-otkaza-bokovyh-ram-vagonnyh-telezhek-pri-ih-ekspluatatsii-na-elektrifitsirovannyh-uchastkah> (дата обращения: 20.12.2016).
20. Вартість строкових депозитів юридичних осіб // Мінфін. URL: <https://index.minfin.com.ua/ua/banks/deposit/company> (дата звернення: 02.08.2018).
21. Виттенбург Й. Динамика систем твердых тел. Москва: Мир, 1980. 294 с.
22. Візок вантажного вагона “дніпро”: пат. 50768 Україна: МПК B61F5/00. № u200912981 ; заявл. 14.12.2009; опубл. 25.06.2010, Бюл. 10.
23. Візок вантажного вагона: пат. 26039 Україна: МПК B61F5/00. № 94107420 ; заявл. 31.10.1994; опубл. 26.02.1999, Бюл. 1.
24. Візок вантажного вагона: пат. 34606 Україна: МПК B61F5/02, B61F 5/00. № u200805482 ; заявл. 25.04.2008; опубл. 11.08.2008, Бюл. 15.
25. Волченков Н., Моисеенков В., Сургаева Е. Стальное литье и методы повышения качества // ИИС "Металлоснабжение и сбыт". 2011. URL: <http://www.metalinfo.ru/ru/news/49443> (дата обращения: 22.08.2016).
26. Воробьев О. РЖД винит литейщиков в крушении поездов // Известия (20.03.2012) URL: <http://izvestia.ru/news/547085> (дата обращения: 20.12.2016).
27. Габец А.В. Исследование прочности различных модификаций фрикционных клиньев тележки грузового вагона // Ползуновский вестник. Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2013. Вып № 4-2. С. 44–50.
28. Габец А.В., Гавриков Д.В. Совершенствование конструкции подклиновой пружины узла гашения колебаний тележки грузового вагона средствами 3D – моделирования // Инженерный вестник Дона. 2015. Вып. №4. URL: <http://ivdon.ru/ru/magazine/archive/n4p2y2015/3450> (дата обращения: 22.08.2016).
29. Гарг В. К., Дуккипати Р. В. Динамика подвижного состава. Москва: Транспорт, 1988. 392 с.

30. Гаситель колебаний тележки рельсового транспортного средства: пат. 1708681 СССР: МПК В61F5/12. № 4765111/11 ; заявл. 05.12.1989 ; опубл. 30.01.1992, Бюл. 4.

31. Давыдов А. Н., Смольянинов А. В. Влияние продольных горизонтальных зазоров в боковых опорах непрерывного контакта на величину критической скорости грузового вагона // Вестник Уральского государственного университета путей сообщения. Екатеринбург, 2013. №1 (17). С. 43–49.

32. Двовісний візок вантажного вагона: пат. 25248 Україна: МПК В61F3/02. № 97094599 ; заявл. 11.02.1998; опубл. 25.12.1998, Бюл. 6.

33. Двовісний візок вантажного вагона: пат. 63733 Україна: МПК В61F3/00, МПК В61F5/40. № 2003065228 ; заявл. 06.06.2003; опубл. 16.10.2006, Бюл. 10.

34. Демин, Р. О разрушениях рам тележек грузовых вагонов // Магистраль (22.02.2012) URL: <http://www.magistral-uz.com.ua/articles/o-razrushenijah-ram-telezhek-gruzovyh-vagonov.html> (дата обращения: 20.12.2016).

35. Демин Ю. В., Кочмала Г. Д. Улучшение технических характеристик тележек грузовых вагонов // Залізничний транспорт України. Київ, 1999. № 3. С. 26–29.

36. Динамика пассажирского вагона и пути модернизации тележки КВЗ-ЦНИИ / В. В. Хусидов, А. А. Хохлов, Г. И. Петров, В. Д. Хусидов. Москва: МИИТ, 2001. 162 с.

37. Динамические качества грузовых вагонов, имеющих тележки с диагональными связями / Е.П. Блохин и др. // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. Сєверодонецьк, 2012. № 5, ч. 1. С. 12–16.

38. ДСТУ ГОСТ 32400:2016 Рама бічна та балка надресорна литі візків залізничних вантажних вагонів. Технічні умови (ГОСТ 32400-2013, IDT). [Чинний від 01.12.2016]. Київ : ДП «Український науково-дослідний і навчальний центр проблем стандартизації, сертифікації та якості» (ДП «УкрНДНЦ»), 2016. 53 с.

39. ДСТУ ГОСТ 33211:2017. Вагони вантажні. Вимоги до міцності та динамічних якостей (ГОСТ 33211-2014, IDT). [Чинний від 2017-07-01]. Київ : ДП

«Український науково-дослідний і навчальний центр проблем стандартизації, сертифікації та якості» (ДП «УкрНДНЦ»), 2017. 58 с.

40. Евсеев С., Евдокимов И, Порецкий Н. Конструктивно. Изломов боковых рам пока не избежать, но возможно свести их к минимуму // Гудок (10.02.2016). Вып. №21. URL: <http://www.gudok.ru/newspaper/?ID=1327020> (дата обращения: 20.12.2016).

41. Емельянова Е. Реализация и развитие транзитного потенциала Украины // Транспорт. 2013. Вып. №6/1 URL: <http://transport-journal.com/komentarii-obzori/realizatsyya-y-razvytye-tranzytnoho-potentsyala-ukraynyi/> (дата обращения: 17.05.2016).

42. Ефимов В. П., Баранов А. Н., Буторин С. М. Исследование влияния упругой вставки адаптера на усталостную прочность боковой рамы тележки модели 18-194-1 // Транспорт Российской Федерации. Санкт-Петербург., 2015. Вып. 3 (58). С. 75–77.

43. Ефимов В. П. Обобщение накопленного опыта проектирования и испытаний грузовых тележек трехэлементной конструкции и пути повышения их эксплуатационной надежности // Подвижной состав XXI века: Идеи, Требования, Проекты: материалы 5-й Международной научно-технической конференции. г. СанктПетербург 04–06 июнь .2007. СанктПетербург, 2007. С. 70–73.

44. Железнодорожная тележка грузового вагона: пат. 1782826 СССР: МПК В61F3/02, В61F 5/52. № 4877479; заявл. 24.10.1990; опубл. 23.12.1992, Бюл. 47.

45. Захаров С. М., Шенфельд К. П. Развитие тяжеловесного движения в мире // Вестник ВНИИЖТ. Москва, 2013. Вып. 4. С. 9–18.

46. Зобов Г. Экспертное мнение: О статистике изломов боковых рам тележек грузовых вагонов // Новости ИПЕМ – Машиностроение (16.04.2014) URL: <http://ipem.ru/news/ipem/801.html> (дата обращения 20.12.2016).

47. Ивницкий В. А., Щелконогова А. С. Определение оптимальных допускаемых скоростей движения грузовых поездов // Вестник ВНИИЖТ. Москва, 2013. №. 4. С. 49–56.

48. Извещение № 7039.025 об изменении № 2 ТУ У 35.2–05763814–073:2008. Полувагон модели 12–7039. Технические условия.

49. Излом боковой рамы тележки грузового вагона. Анализ технологии производства, пути устранения дефектов / А. Монастырский, В. Бубнов, С. Котенко, В. Балакин, // САПР и графика. 2013. Вып. 1. URL: <http://www.sapr.ru/Article.aspx?id=23581> (дата обращения: 20.12.2016).

50. Ильиных Р. А. Зависимость массы боковой рамы тележки грузового вагона от различных схем нагружения // Инновационные технологии в металлургии и машиностроении: материалы 6-й международной молодежной научно-практической конференции «Инновационные технологии в металлургии и машиностроении. Уральская научно-педагогическая школа имени профессора А. Ф. Головина», г. Екатеринбург, 29 октября - 1 ноября 2012 г. Екатеринбург: Изд-во Урал. ун-та, 2012. С. 642–644.

51. Инновационные разработки в области грузового вагоностроения / В. Ф. Муханов, А. А. Тен, С. В. Мямлин, Л. А. Недужа // Збірник наукових праць ДонІЗТ. Донецьк, 2010. № 22. С. 76–82.

52. Инновационный вагон-зерновоз КВСЗ готов к серийному выпуску // ПАО «Крюковский вагоностроительный завод». (18 декабря 2015). URL: <http://test.kvsz.com/index.php/ru/press-tsentr/item/1109-innovatsionnyj-vagon-zernovoz-kvsz-gotov-k-serijnomu-vypusku> (дата обращения: 15.01.2017).

53. Инновационный подвижной состав производства «Уралвагонзавода» для железных дорог «пространства 1520 мм» // Транспорт Российской Федерации. Журнал о науке, практике, экономике. Санкт-Петербург, 2010. № 3 (28). С. 20–21.

54. Ишмухамметов Ф. Рамы грузовых тележек продолжают ломаться // Коммерсант.ru (03.03.2014) URL: <http://www.kommersant.ru/doc/2421946> (дата обращения: 20.12.2016).

55. Індекси цін виробників промислової продукції у 2013-2017рр. // Державна служба статистики України. URL: http://www.ukrstat.gov.ua/operativ/operativ2007/ct/cn_rik/icv/icv_u/icvpr_u.html (дата звернення: 02.08.2018).

56. Калетин С.В. Способы повышения динамических свойств тележки и долговечности буксовых узлов грузовых вагонов: дис.... канд. техн. наук: 05.22.07 / Московский государственный университет путей сообщения Императора Николая II. Москва, 2016. 175 с.

57. Калькулятор інфляції // Державна служба статистики України. URL: http://database.ukrcensus.gov.ua/dw_infl_uk/calc_pld.asp?kat=1 (дата звернення: 16.07.2018).

58. Карапейчик И. Н., Бубнов В. М., Манкевич Н. Б. «Азовмаш» повышает надежность тележек грузовых вагонов // Союз-литье. (19.12.2013). URL: <http://lityo.com.ua/2013/azovmash-povyshaet-nadezhnost-telezhek-gruzovykh-vagonov> (дата обращения: 20.12.2016).

59. Карапейчик И. Н., Бубнов В. М., Манкевич Н. Б. Повышение надежности боковых рам тележек грузовых вагонов производства предприятий ПАО «Азовмаш» // Вагонный парк. Харьков, 2014. № 2. С. 4–7.

60. Конькова Т. Е., Беловодский В. Б., Великанов А. В. О путях повышения эксплуатационной надежности стальных литых деталей тележек грузовых вагонов // Вестник ВНИИЖТ. Москва, 2009. № 1. С. 22–26.

61. Корнеев С. Н., Штефанов М. И. Методы выявления неисправностей в литых деталях тележек грузовых вагонов // Научное сообщество студентов XXI столетия. ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ: сб. ст. по мат. XXV междунар. студ. науч.-практ. конф. № 10(24). URL: [http://sibac.info/archive/technic/10\(24\).pdf](http://sibac.info/archive/technic/10(24).pdf) (дата обращения: 20.12.2016).

62. Коссов В. С., Чаркин В. А., Добрынин Л. К. Тележка для грузового вагона нового поколения с осевой нагрузкой 245 кН // Тяжелое машиностроение. Москва, 2006. № 8. С. 45–48.

63. Лагерев И. А. Оценка усталостной прочности и живучести боковой рамы литой тележки грузового вагона // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. Брянск, 2017. №4. С. 374-379.

64. Лазарян В.А. Динамика вагонов. Устойчивость движения и колебания. Москва.: Транспорт, 1964. 186 с.

65. Лазарян В. А. Динамика транспортных средств: Избранные труды. Київ: Наукова думка, 1985. 528 с.

66. Манашкин Л. А., Мямлин С. В., Приходько В. И. Гасители колебаний и амортизаторы ударов рельсовых экипажей (математические модели): монография. Днепропетровск: АРТ-ПРЕС, 2007. 196 с.

67. Манкевич Н. Б. Динамика грузовых вагонов на тележках модели 18-1711 с разной конструкцией клиньев рессорного подвешивания // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. Дніпропетровськ, 2014. №1 (49) С.142–150.

68. Манкевич Н.Б. Усовершенствование конструкции литых деталей двухосных тележек грузовых вагонов: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07. Днепропетровск, 2015. 262 с.

69. Матяш Ю. И., Бельский А. О. Выбор программного комплекса для расчета боковой рамы тележки // Известия Транссиба. Омск, 2011. №. 1 (5) С. 11–14.

70. Моделирование возмущений в виде горизонтальной неровности оси пути для исследования извилистого движения рельсового экипажа / Г. П. Бурчак, А. Н. Савоськин, Г. Н. Фрадкин, В. С. Коссов // Труды МИИТ. Москва, 1997. Вып. 912. С. 23–28.

71. Мозговой К. Как проверялась сталь // Коммерсантъ BUSINESS GUIDE. Тематическое приложение к газете «Коммерсантъ» №15. (16.04.2014). С. 12.

72. Мямлін С. В., Недужа Л. О., Швець А. О. Визначення впливу показників тертя в системі "кузов – візок" на динаміку вантажного вагона // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. Дніпропетровськ, 2014. № 2. С. 152–163.

73. Мямлін С. В., Мацюк А. С. Прогнозування розвитку конструкції двовісного візка вантажного вагона // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. Дніпропетровськ, 2009. Вип. 27. С. 24–29.

74. Николаев В. А., Челтыгмашев Е. П. Анализ совершенствования конструкций тележек грузовых вагонов российских железных дорог: история развития и современное состояние вопроса // Инновационные проекты и технологии в образовании, промышленности и на транспорте. Омск, 2016. С. 152–160.

75. Надрессорные балки и боковые рамы литые двухосных тележек грузовых вагонов колеи 1520 мм. Методика статических испытаний на прочность. ГосНИИВ – ВНИИЖТ, Москва, 1992.

76. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) (с изменениями и дополнениями № 1 (с 01.02.2000 г.) и № 2 (с 01.03.2002 г.). – Москва: ГосНИИВ. – ВНИИЖТ, 1996. – 352 с.

77. Нормы для расчета и проектирования новых и модернизируемых вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). — Москва: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1983.

78. Новинки «АЗОВМАША» / И.Н. Карапейчик и др. // Азовский машиностроитель. (28 июня 2013). Вып. №28. URL: http://www.azovmash.info/article.php?id_new=4605&id_num=431 (дата обращения: 15.01.2017).

79. Обновление парка грузовых железнодорожных вагонов с повышением эксплуатационных качеств и увеличением ресурса ходовых частей / В.Ф. Ушкалов и др. // Техническая механика. Днепропетровск, 2013. № 4. С. 136–145.

80. Огневой В. Я. Работоспособность боковых рам тележек грузовых вагонов // Ползуновский альманах. Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2013. №. 2. С. 39–42.

81. Определение допускаемых скоростей движения грузовых вагонов по железнодорожным путям колеи 1520 мм / В. Д. Данович и др. // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна.. Діпропетровськ, 2003. Вип. 2. С. 77–86.

82. Определение параметров пространственного нагружения литых деталей тележки 18-9855 при проведении стендовых испытаний / Д. В. Шевченко и др. // Техника железных дорог. Москва, 2016. Вып. 1 (33). С. 68–74.

83. Особенности рамы тележки грузового вагона и усталостная выносливость / А. Л. Голубенко, Л. А. Губачева, А. А. Андреев, С. Д. Мокроусов // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. Сєверодонецьк, 2013. Вип. 9 (1). С. 7–16.

84. Особенности тележки Моушн Контрол для грузовых вагонов / А.А. Тен и др. // «Подвижной состав XXI века: Идеи, Требования, Проекты»: тезисы доклада 7-й международной научно-технической конференции. Санкт-Петербург: ПГУПС, 2011. С. 184.

85. ОСТ 32.183-2001 Тележки двухосные грузовых вагонов колеи 1520 мм. Детали литые. Рама боковая и балка наддрессорная. Технические условия. [Дата введения 2002. 05. 01] – Москва: МПС России, 2001 – 22 с.

86. Перспективная пара трения фрикционного клинового гасителя колебаний тележек грузовых вагонов / А. В. Великанов, С. И. Пашарин, Б. В. Борщ, Е. И. Юрьева // Вестник ВНИИЖТ. Москва, 2010. Вып. №3. С. 35–39.

87. Перспективы создания сварных конструкций несущих элементов тележки грузового вагона / О. В. Махненко, Г. Ю. Сапрыкина, И. В. Мирзов, А. Д. Пустовой. // Автоматическая сварка. Киев, 2014. Вып. 3. С. 36–42.

88. Письменный Е. А. Определение динамической нагруженности грузовых вагонов на опытных тележках // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. Діпропетровськ, 2007. №17. С.182–187.

89. Пути совершенствования конструкции тележки грузового вагона / А. А. Босов, С. В. Мямлин, В. Я. Панасенко, И. К. Клименко // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. Діпропетровськ, 2009. Вип. 29. С. 27–32.

90. Радзиховский А. А. Системный подход к проектированию тележек для грузовых вагонов с повышенными осевыми нагрузками // Вагонный парк. Харьков, 2008. № 8. С. 10–16.

91. Рама боковая тележки грузового вагона штампованной конструкции и способ ее изготовления: пат. 2566798 РФ, МПК В61F3/02. № 2014108581/11; заявл. 05.03.2014; опубл. 10.09.2015, Бюл. 30.

92. Рама выходит боком // Пульт управления. 2013 URL: <http://www.pult.gudok.ru/archive/detail.php?ID=963087> (дата обращения: 20.12.2016).

93. РД 24.050.37–90. Вагоны грузовые и пассажирские. Методы испытаний на прочность и ходовые качества. Москва, ВНИИВ. 1990. 98 с.

94. РД 24.050.37–95. Вагоны грузовые и пассажирские. Методы испытаний на прочность и ходовые качества. Москва, ГосНИИВ. 1995. 101 с.

95. РД 32.68–96 Расчетные неровности железнодорожного пути для использования при исследованиях и проектировании пассажирских и грузовых вагонов. Москва, ГосНИИВ–ВНИИЖТ. 1996. 18 с.

96. Рейдемейстер А. Г., Шикун А. А. Влияние параметров рессорного подвешивания на динамическую нагруженность литых деталей тележек грузовых вагонов // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. Сєверодонецьк, 2018. № 3 (244). С.103–108.

97. Рейдемейстер А. Г., Шикун А. А. Способы увеличения прочности боковых рам трехэлементных тележек // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. Діпропетровськ, 2015. №. 5 (59). С. 141–149.

98. Рессорное подвешивание тележки грузового вагона: пат. 1437275 СССР: МПК В61F5/12. № 4150797/25-11 ; заявл. 30.09.1986 ; опубл. 15.11.1988, Бюл. 42.

99. Рузметов Я. О., Якушев А. В., Комиченко С. О. Методика расчета прочности литых боковых рам тележек грузовых вагонов с учетом внутренних литейных дефектов // Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ». 2014. Вып. 3. URL: <http://naukovedenie.ru/PDF/123TVN314.pdf> (дата обращения: 20.12.2016).

100. Рыньков Р. Н., Камаев О. Б., Приходько А. П. Экспериментальное исследование напряженного состояния и несущей способности деталей тележек

вагонов в связи с проблемой прогнозирования надежности // Труды ВНИИНМАШ. Москва, 1979, вып. 14, С. 73–89.

101. Савчук В. Б., Зобов Г. М. Радиус излома на Совете главных конструкторов // Техника железных дорог. Москва, 2013. Вып. 2 (22) С. 32–36.

102. Сергеенко, О. Конструктивно. Изломы боковых рам пока не избежать, но возможно свести их к минимуму // Гудок. (23.01.2014) Вып. №8. URL: <http://www.gudok.ru/newspaper/?ID=1020349> (дата обращения: 20.12.2016).

103. Скрипников, И.Н. Анализ факторов, влияющих на выбор вида транспорта при перевозке грузов в России // Инженерный вестник Дона. 2015. Вып. №4. URL: <http://ivdon.ru/ru/magazine/archive/n4y2015/3375> (дата обращения: 17.05.2016).

104. Соединение буксы с боковой рамой тележки грузового вагона: пат. RU 2305644 С1 Российская Федерация: МПК В61F 5/30. № 2006102735/11; заявл. 01.02.2006; опубл. 10.09.2007. Бюл. № 25.

105. Соединение буксы с боковой рамой тележки грузового вагона: пат. RU 2342271 С1 Российская Федерация: МПК В61F 5/30. № 2007124173/11; заявл. 28.06.2007; опубл. 27.12.2008. Бюл. № 36.

106. Способ упрочнения боковых рам тележек грузовых вагонов во внутренних углах буксовых проемов: пат. 2476302 Российская федерация: МПК В23Р17/04, В61F5/52, С21D7/10, В23Р9/02. № 2011132800/02; заявл. 04.08.2011; опубл. 27.02.2013, Бюл. № 6.

107. Сталь (Steel), котировки, цена график, стоимость сегодня, динамика. LME // Fixygen Финансовые рынки. URL: <http://www.fixygen.ua/quote/steel.html> (дата обращения: 02.08.2018).

108. Стратегія розвитку залізничного транспорту на період до 2020 року. Схвалено розпорядженням Кабінету Міністрів України від 16 грудня 2009 р. N 1555-р. Київ: Офіційний вісник України 2009 р., № 99.

109. Тележка грузового вагона с клиновым гасителем колебаний : пат. 69471 Украина: МПК В61F5/02, В61F 5/00. № 2002020943 ; заявл. 05.02.2002; опубл. 15.03.2004, Бюл. 3.

110. Тележка для грузовых вагонов нового поколения с повышенными осевыми нагрузками / В. П. Ефимов, А. А. Пранов, А. Н. Баранов, К. А. Белоусов // Железнодорожный транспорт. Москва, 2009. № 9. С. 58–61.

111. Тележка подвижного состава железных дорог: пат. RU 2256573 С1 Российская Федерация: МПК В61F 5/12, В61F 5/14. № 2004117324/11; заявл. 09.06.2004; опубл. 20.07.2005. Бюл. № 20.

112. Тен А. А., Мямлин С. В. Особенности проектирования тележек грузовых вагонов // Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта: тезисы докладов 70 Междунар. науч. техн. конф. Днепропетровск: ДНУЖТ. 2010. С. 82–83.

113. Тимофеев В. К. Тележка модели 18-578 повышает межремонтный пробег вагонов // Вагоны и вагонное хозяйство. Москва, 2006. № 2(6). С. 26–28.

114. Турутин И. В., Рудакова Е. А. Конструкция тележек моделей 18-9889 и 18-9890 для инновационных четырех и шестиосных грузовых вагонов // Транспорт Российской Федерации. Журнал о науке, практике, экономике. Санкт-Петербург, 2013. №3 (46) С. 10–12.

115. Упруго-фрикционный скользун для тележки грузового вагона / Г. Вайчунас и др. // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. Діпропетровськ, 2014. №3 (51) С.117–123.

116. Ушкалов В. Ф., Лашко А. Д., Мокрый Т. Ф. Модернизация тележек грузовых вагонов как вариант обновления ходовых частей грузового подвижного состава // Вестник ВНИИЖТ. Москва, 2013. Вып. 5. С. 8–15.

117. Фрикционный гаситель колебаний рельсового транспортного средства: пат. 1341087 СССР: МПК В61F5/12. № 3937055/27-11 ; заявл. 01.08.1985 ; опубл. 30.09.1987, Бюл. 36.

118. Фрикционный гаситель колебаний тележки железнодорожного вагона: пат. 2233759 Российская федерация: МПК В61F5/12. № 2002133297/11 ; заявл. 09.12.2002 ; опубл. 10.08.2004, Бюл. 22.

119. Фрикционный клин транспортного средства (варианты): пат. 2201878 Российская федерация: МПК В61F5/12. № 2001110138/28; заявл. 17.04.2001 ; опубл. 10.04.2003, Бюл. 2.

120. Фрикционный клин: св. на пол. мод. 29276 Российская Федерация, МКИ В 61F 5/12. № 2002124394/20; заявл. 19.09.2002 ; опубл. 10.05.2003, Бюл. № 13.

121. Фрикційний клин: дек. пат. на кор. мод. 1803 Україна: МКИ В 61F 5/12. № 2002097475 ; заявл. 16.09.2002 ; опубл. – 15.05.2003, Бюл. № 5.

122. Хайкин С. Нейронные сети: Полный курс: Пер. с англ. Н. Н. Куссуль и А. Ю. Шелестова под ред. Н. Н. Куссуль. Москва: Вильямс, 2006. 1104 с.

123. Харыбин И. А., Орлова А. М., Додонов А. В. Совершенствовать ходовую часть грузовых вагонов // Вагоны и вагонное хозяйство. Москва, 2009. Вып № 1(17). С. 26–29.

124. Черкашин Ю. М., Погорелов Д. Ю., Симонов В. А. Влияние параметров экипажей и пути на безопасность движения поездов // Вестник ВНИИЖТ. Москва, 2010. Вып. №2. С. 3–9.

125. Шеффель Г. Влияние подвешивания на устойчивость подвижного состава при извилистом движении. // Железные дороги мира. Москва, 1981. № 5. С. 10–32.

126. Шеффель Г. Новая конструкция подвешивания железнодорожных вагонов // Железные дороги мира. Москва, 1975. № 4. С. 15–22.

127. Шеффель Г. Устойчивость при вилянии с боковым отнесом и способность подвижного состава вписываться в кривые // Железные дороги мира. Москва, 1974. № 12. С. 32–46.

128. Шиханов Д. В., Вронец В. В. Инженерный анализ причин изломов боковой рамы вагонной тележки // Мир транспорта. Москва, 2015. Вып. 2 (том 13). С. 50–56.

129. Шупелов Н. Анализ изломов боковых рам (2006 ÷ 2014 гг.) // MyShared. URL: <http://www.myshared.ru/slide/992141/> (дата обращения: 20.12.2016).

130. Экспериментальные исследования по оценке влияния ширины колеи и состояния ходовых частей на уровень боковых сил / В.О. Певзнер, Ю. С. Ромен, А. М. Орлова, А. В. Заверталюк // Вестник ВНИИЖТ. Москва, 2010. Вып. №2. С. 39–41.
131. Bazaraa M. S., Sherali H. D., Shetty C. M. Nonlinear Programming, Theory and Applications // John Wiley & Sons, 1993.
132. Bendsøe M. P., Sigmund O. Topology optimization. Theory, methods and applications // Springer, 2003. 393 p.
133. Bogojević N. Jönsson P., Stichel S. Iron Ore Transportation Wagon with Three-Piece Bogies –Simulation Model and Validation // Proceedings of 7th International Triennial Conference Heavy Machinery „HM 2011“, Faculty of Mechanical Engineering Kraljevo, Vrnjačka Banja, Serbia, (29.06 – 02.07.2011), pp. 39–44.
134. Borutzky W. Bond graph methodology: development and analysis of multidisciplinary dynamic system models. Sankt Augustin, Springer Science & Business Media, 2009. 662 p.
135. Bubnov V. M., Myamlin S. V., Mankevych N. B. Dynamic performance of freight cars on bogies model 18-1711 // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. Діпропетровськ, 2013. №4 (46). С.118–126.
136. Bubnov V., Myamlin S., Mankevych N. Theoretical and experimental investigations of strength properties of cast parts for freight cars bogie with axle load of 245 kn // TRANSBALICA 2013: thesis the 8th International Conference (09.05-10.05. 2013) / Vilniaus Gedimino technikos universitetas. V., 2013. P. 9–13.
137. Claus H., Schiehlen W. Modeling and simulation of railway bogie structural vibrations // Vehicle System Dynamics. 1998. v. 29, supp. 1. P. 538–552.
138. Dietz S., Netter H., Sachau D. Fatigue life prediction of railway bogie under dynamic loads through simulation // Vehicle System Dynamics. 1998. v. 29, i. 6, P. 385–402.

139. Effect of increasing speed on stress of biaxial bogie frames / M. Zehsaz, F.V. Tahami, A.Z. Asl, F. Ahmadian, // Engineering, Scientific Research. 2011. T. 3 № 03. pp. 276–284.
140. Iwnicki S. (ed.). Handbook of railway vehicle dynamics. Boca Raton, CRC press, 2006. 526 p.
141. Kim J. H., Shin K. B., Kim J. S. Optimum design on suspension joint parts of GFRP composite bogie frame with H-shaped side beams for urban railway trains // International Journal of Precision Engineering and Manufacturing. 2012. Vol. 13. №. 1. P. 71–76.
142. Knothe K., Stichel S. Rail vehicle dynamics. Cham, Springer, 2017. 321 p.
143. Kure, G. The evolution of railway axlebox technology // Evolution. 2010. 7 December. URL: <http://evolution.skf.com/the-evolution-of-railway-axlebox-technology/> (Last accessed: 03 May 2016).
144. Kure, G. The evolution of railway axlebox technology – Part two: present and future // Evolution. 2011. 9 March. URL: <http://evolution.skf.com/the-evolution-of-railway-axlebox-technology-%E2%80%93-part-two-present-and-future/> (Last accessed: 03 May 2016).
145. Maki Ya., Shimomura T., Sasaki K. Building a railway vehicle model for hardware-in-the-loop simulation // Quarterly Report of RTRI, 2009. vol. 50. no. 4. pp. 193–198.
146. Myamlin S. V., Ten O. O., Neduzha L. O. Experimental research of dynamic qualities of freight cars with bogies of different designs // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. Дніпропетровськ, 2014. № 3 (51). С. 136–145.
147. Myamlin S. V., Bubnov V. M., Pysmennyi Y. O. Investigation of dynamic characteristics of gondola cars on perspective bogies // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. Дніпропетровськ, 2014. №. 5 (53). С. 126–137.

148. Optimum design of titling bogie frame in consideration of fatigue strength and weight / B. Park, N. Kim, Ju. Kim, K. Lee. // *Vehicle System Dynamics*. 2006. v. 44, i. 12. P.887–901.

149. Park B. U., Lee K. Y. Bogie frame design in consideration of fatigue strength and weight reduction // *Proceedings of the institution of Mechanical engineers. Part F. Journal of rail and rapid transit*. 2006. v. 220, i. 3, P. 201–206.

150. Railway vehicle suspension aligned truck (Тележка lkz грузового вагона с клиновым гасителем колебаний): пат. ЕР 0992414 А1 США: МПК 7B61F5/14. № ЕР19980308243 ; заявл. 09.10.1998; опубл. 12.04.2000, Бюл. 3.

151. Reidemeister O. H., Kalashnyk V. O., Shykunov O. A. Method of Constructing the Dynamic Model of Movement of the Multi-Mass System // *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна*. Діпро, 2017. №. 5 (71). С. 99-106.

152. Reidemeister O. H., Shykunov O. A. Sensitivity of stresses to the forces acting for the cast parts of freight-car bogie // *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна*. Діпро, 2018. № 4 (76). С. 125-133.

153. Rizvi D. R., Bharti P. K. Optimisation of Bogie Springs for Higher Axle Load Wagons // *International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)*. Gujarat, INDIA 2015. Vol. 4 Issue 05, May. V., 2013. P. 56–60.

154. Schölkopf B., Smola A. Learning with Kernels: Support Vector Machines, Regularization, Optimization and Beyond // MIT Press, Cam bridge, MA, 2002.

155. Shabana A. A. Dynamics of multibody systems. Cambridge university press, 2013. 374 p.

156. Shabana A. A., Zaazaa K. E., Sugiyama H. Railroad vehicle dynamics: a computational approach. Boca Raton, CRC press, 2007. 343 p.

157. Shykunov O. A. Three-element bogie side frame strength // *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету*

залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. Діпро, 2017. №. 1 (67). С. 183–193.

158. Stein, M. L. Interpolation of spatial data: some theory for kriging. // Springer Science & Business Media. 2012.

159. Yaseen S., Wani T. Design and Analysis of a Railway Bogie Truck // International Journal of Ignited Minds. 2014. June. URL: http://www.ijiminds.com/allarticles/article_13_22.pdf (Last accessed: 20 December 2016).

ДОДАТОК А

Технічні характеристики вагонів та ходових частин

Таблиця А.1 – Основні технічні характеристики візків

Параметр або характеристика	Значення параметра для візка моделі					
	18-7033	18-9836	18-9855	18-194-1	18-1711	ZK-1
Маса візка, кг	4800	4658	4920	4877	5000	4970
Конструкційна швидкість, км/год	120	120	120	120	120	120
База візка, мм	1850	1850	1850	1850	1850	1850
Відстань від РГР до площини підп'ятника у вільному стані, мм	813	857	830	818	801	857
Прийнята в порівнянні маса тари вагона, т	24	25	24	24,5	25	25
Повний статичний прогин підвішування під масою тари кузова вагона, мм	21	44	41	19,6	17	≥17,5
Розрахунковий статичний прогин підвішування під масою тари кузова вагона, мм	13	немає даних	32	19,6	17	≥17,5
Повний статичний прогин під масою бруто кузова вагона, мм	75,5	89	90	73,4	73	≥60
Розрахунковий статичний прогин під масою бруто кузова вагона, мм	67	немає даних	51	59,8	73	≥60

Кінець таблиці А.1

Параметр або характеристика	Значення параметра для візка моделі					
	18-7033	18-9836	18-9855	18-194-1	18-1711	ZK-1
Коефіцієнт відносного тертя фрикційних гасників коливань під масою тари/брутто кузова вагона - у новому стані - при максимальному зносі	0,114/0,07 немає даних	0,300/0,100 немає даних	0,350/0,122 0,157/0,093	0,119-0,147 / 0,073-0,079 0,105-0,147 / 0,070-0,079	немає даних	0.08-0.14 / 0.10-0.14 немає даних
Статичний прогин пружної вставки в буксовому вузлі, мм	-	0,3	-	0,77..1,21 (при навантаженні 12,5т)	6	2-4
Тип бічних ковзунів постійного контакту	пружні полімерні	пружинні пружні	пружинні пружні е	пружні полімерні	пружні полімерні	пружні полімерні
Статичне навантаження на бічний ковзун постійного контакту, кН	немає даних	19,07	13,91	19,60	немає даних	немає даних
Момент тертя в парі бічних ковзунів постійного контакту при повороті кузова вагона щодо візка, кН·м	немає даних	12,00	6,36	немає даних	немає даних	немає даних
Пробіг (термін служби) від будівництва до першого деповського ремонту, тис. км (років)	500 (4)	500 (4)	500 (4)	500 (4)	немає даних	немає даних
Маса бічної рами, кг	455	немає даних	немає даних	немає даних	немає даних	485
Маса надресорної балки, кг	584	немає даних	немає даних	немає даних	немає даних	629

Таблиця А.2 – Основні характеристики піввагона моделі 12–7039-01

Найменування параметра	Значення
1. Ширина колії, мм	1520
2. Маса тари, т	24,0±0,5
3. Вантажопідйомність, т	75,5
4. Максимальне розрахункове навантаження від колісної пари на рейку, кН (тс)	245,0 (25,0)
5. Довжина по осях зчеплення автозчепів, мм	13920 ⁺⁶⁴ ₋₁₁
6. База, мм	10500±10
7. Тип візка	двовісна модель 18-9836
8. Тип автозчепу	СА-3
9. Конструкційна швидкість, км/год	120
10. Кількість осей вагона, од.	4

Таблиця А.3 – Характеристика ресорного підвішування візка моделі 18-9836

Параметр	Значення
Вертикальна жорсткість підклинової пружини, $\frac{\text{кН}}{\text{м}}$	
- зовнішньої	171,97
- внутрішньої	83,56
Горизонтальна жорсткість підклинової пружини, $\frac{\text{кН}}{\text{м}}$	
- зовнішньої	119,6
- внутрішньої	28,2
Вертикальна жорсткість пружини під надресорною балкою, $\frac{\text{кН}}{\text{м}}$	
- зовнішньої	378,95
- внутрішньої	193,48
Горизонтальна жорсткість пружини під надресорною балкою, $\frac{\text{кН}}{\text{м}}$	
- зовнішньої	330,9
- внутрішньої	74,0
Сумарна вертикальна жорсткість центрального ресорного комплекту, $\frac{\text{кН}}{\text{м}}$	
- на одну сторону	4146,12
- на візок	8292,24
Вертикальна жорсткість одного пружного елемента в буксовому вузлі, $\frac{\text{кН}}{\text{м}}$	350254
Коефіцієнт відносного тертя клинового гасника коливань	
- під масою брутто	0,1
- під тарою	0,3

ДОДАТОК Б

Теоретична оцінка міцності бічної рами

Б.1 Розрахунок навантажень, що діють на бічну раму вантажного вагона

Вертикальне статичне навантаження від обресорених частин вагона (діє на нижній пояс у місцях встановлення комплектів ресорного підвішування)

$$P_{\text{ст}} = \frac{n_o \cdot (m_o - m_{\text{кп.б}} - m_{\text{бок}})}{n_{\text{бок}} \cdot n_{\text{т}}} \cdot g, \quad (\text{Б. 1})$$

де n_o – кількість осей у вагоні, $n_o = 4$;

m_o – максимальне осьове навантаження, яке передається від осі на колію,
 $m_o = 25000$ кг;

$m_{\text{кп.б}}$ – маса колісної пари з буксами, для вантажних вагонів $m_{\text{кп.б}} = 1407$ кг;

$m_{\text{бок}}$ – маса бічної рами візка, $m_{\text{бок}} = 430$ кг;

$n_{\text{бок}}$ – кількість бічних рам у візку, $n_{\text{бок}} = 2$;

$n_{\text{т}}$ – кількість візків у вагоні, $n_{\text{т}} = 2$;

g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81$ м/с².

Вертикальна динамічна добавка – передається на раму візка так само, як і вертикальна статична сила, і визначається за формулою

$$P_{\text{д}} = P_{\text{ст}} \cdot k_{\text{дв}}, \quad (\text{Б. 2})$$

де $k_{\text{дв}}$ – коефіцієнт вертикальної динаміки необресорених частин вагона.

$$k_{\text{дв}} = \frac{\overline{k_{\text{дв}}}}{\beta} \sqrt{\frac{4}{\pi} \ln \left(\frac{1}{1 - P(k_{\text{дв}})} \right)}, \quad (\text{Б. 3})$$

де β – параметр розподілу, для вантажних вагонів $\beta = 1,13$;

$P(k_{\text{дв}})$ – довірна ймовірність, $P(k_{\text{дв}}) = 0,97$;

$\overline{k_{\text{дв}}}$ – середнє ймовірне значення коефіцієнта вертикальної динаміки:

$$\overline{k_{\text{дв}}} = a + 3.6 \cdot 10^{-4} \cdot b \frac{V - 15}{f_{\text{ст}}}, \quad (\text{Б. 4})$$

a – коефіцієнт, що враховує, для якої частини вагона виконується розрахунок, для необресорених частин візка $a = 0,15$;

b – коефіцієнт, що враховує кількість осей n під одним кінцем вагона,

$$b = \frac{2 + n}{2n}, \quad (\text{Б. 5})$$

V – конструкційна швидкість руху вагона, $V = 33,3$ м/с;

$f_{\text{ст}}$ – еквівалентний статичний прогин ресорного підвішування, для візка моделі 18-9996 з білінійним підвішуванням $f_{\text{ст}} = 42,3$ мм.

Вертикальна добавка на візок від позовжньої сили інерції вагона. Ця сила виникає при зіткненні вагонів між собою, вона розвантажує один з візків і довантажує другий

$$P_z = N_{\text{ік}} \cdot \frac{h_{\text{к}}}{2l}, \quad (\text{Б. 6})$$

де $h_{\text{к}}$ – відстань від центра маси кузова до осі автозчепу, $h_{\text{к}} = 1,208$ м;

$2l$ – база вагона, для вагона моделі 12-9920 $2l = 8,65$ м;

$N_{\text{ік}}$ – позовжня сила інерції кузова брутто, визначається за формулою

$$N_{\text{ік}} = N \frac{m_{\text{к}}}{n_o \cdot m_o}, \quad (\text{Б. 7})$$

N – зовнішня позовжня сила удару, $N = 3,5 \cdot 10^6$ Н;

$m_{\text{к}}$ – маса кузова вагона з вантажем,

$$m_{\text{к}} = n_o \cdot m_o - n_{\text{т}} \cdot m_{\text{т}}, \quad (\text{Б. 8})$$

$m_{\text{т}}$ – маса візка, для візка моделі 18-9996 $m_{\text{т}} = 4970$ кг.

Поперечна сила, яка припадає на бічну раму. Вона викликана силою тиску вітру й відцентровою силою, що виникає при проходженні кривих ділянок колії. Згідно з «Нормами ...» вона приймається 7,5% від вертикального статичного навантаження й враховується тільки при III розрахунковому режимі:

$$P_{\text{бок}} = 0,075 \cdot P_{\text{ст}}. \quad (\text{Б. 9})$$

Вертикальна добавка від поперечних сил. Ця сила викликана перевалкою кузова вагона під дією бічних сил. Вона навантажує одну сторону вагона, розвантажуючи іншу. Вертикальна добавка від поперечних сил, яка припадає на бічну раму, визначається за формулою

$$P_6 = 2 \cdot P_{\text{бок}} \frac{h}{2b}, \quad (\text{Б. 10})$$

де h – відстань від нижнього поясу бічної рами візка до центру мас вагона, $h = 1,912$ м;

$2b$ – відстань між бічними рамами візка, для візка моделі 18-9996 $2b = 2,036$ м.

Поперечна складова поздовжньої квазістатичної сили, яка припадає на візок:

- при розтягуванні

$$H = N \cdot \frac{L_c}{R}; \quad (\text{Б. 11})$$

- при стисканні

$$H = N \cdot \left[\frac{\delta L}{l^2} \left(1 + \frac{L}{a} \right) + \frac{L_c}{R} \right], \quad (\text{Б. 12})$$

де N – квазістатична сила, що прикладена уздовж осі корпусу автозчепу: при розтяганні $N = 2,5$ МН; при стисканні $N = 3,5$ МН;

δ – можливе бічне переміщення шворневого перерізу кузова вагона за рахунок зазорів колісної пари в рейковій колії, зазорів у буксових напрямних, п'ятниках і пружних деформацій ресор, $\delta = 40$ мм;

$2l$ – база вагона, $2l = 8,65$ м;

$2L$ – відстань між упорними плитами автозчепу, $2L = 11,920$ м;

$2L_c$ – довжина вагона по осях зчеплення автозчепу, $2L_c = 13,92$ м;

R – радіус кривої, приймається згідно з [76] $R = 250$ м;

a – розрахункова довжина корпусу автозчепу, $a = 1,0$ м.

Поздовжня сила інерції мас візка припадає на одну бічну раму і визначається за формулою:

$$N_{\text{и}} = (m_{\text{т}} - m_{\text{нб}}) \cdot a \cdot \frac{1}{2}, \quad (\text{Б. 13})$$

де $m_{\text{нб}}$ – маса надресорної балки, для візка $m_{\text{нб}} = 629$ кг;

a – прискорення, що виникає при зіткненні вагонів,

$$a = \frac{N}{m_{\text{бр}}}, \quad (\text{Б. 14})$$

$m_{\text{бр}}$ – маса брутто вагона,

$$m_{\text{бр}} = n_o \cdot m_o. \quad (\text{Б. 15})$$

Прикладається ця сила до фрикційних планок.

Бічна сила динамічної взаємодії вагона й колії (рамна сила), яка діє від колісної пари на раму візка, визначається за формулою:

$$H_p = \bar{H}_p \sqrt{\frac{4}{\pi} \ln \left(\frac{1}{1 - P_{(H_p)}} \right)}, \quad (\text{Б. 16})$$

де $P_{(H_p)}$ – ймовірність, $P_{(H_p)} = 0,97$;

$\bar{H}_p$ – середнє ймовірнісне значення рамної сили:

$$\bar{H}_p = P_o \cdot b \cdot \delta \cdot (5 + V), \quad (\text{Б. 17})$$

P_o – розрахункове статичне навантаження, $P_o = 245,25$ кН;

b – коефіцієнт, що враховує кількість осей n під одним кінцем вагона,

$$b = \frac{2 + n}{2n}; \quad (\text{Б. 18})$$

V – конструкційна швидкість руху вагона, $V = 33,3$ м/с;

δ – коефіцієнт, що враховує тип ходових частин вагона. Для вантажних вагонів на безколіскових візках, $\delta = 0,003$.

Гальмівна сила, яка припадає на бічну раму візка, визначається за формулою

$$N_T = 0,2 \cdot P_{\text{ст}}. \quad (\text{Б. 19})$$

Вертикальна добавка від гальмівної сили визначається за формулою:

$$P_T = \frac{0,2 \cdot h_o \cdot m_k}{2l} \cdot g, \quad (\text{Б. 20})$$

де h_o – відстань від центру мас кузова до осі колісної пари, $h_o = 1,771$ м.

Сила тиску клина на колонку. Оскільки передача зусилля на клин від надресорної балки відбувається через похилу поверхню, а кут нахилу цієї поверхні до горизонталі дорівнює 58° , то нормальну силу, що давить на клин, можна розкласти на дві рівні сили: вертикальну – передається на підклинові пружини, і горизонтальну – притискає фрикційний клин до колонки і, як результат, розпирає центральний ресорний отвір. Визначимо цю силу з виразу

$$P^k = P_{\text{верт}}^k \cdot \operatorname{tg} 58^\circ, \quad (\text{Б. 20})$$

де $P_{\text{верт}}^k$ – вертикальне навантаження, що припадає на нижній пояс бічної рами від однієї дворядної пружини, встановленої під фрикційним клином, воно залежить від комбінації вертикальних навантажень, що діють на бічну раму.

Прикладається ця сила на поверхні обох фрикційних планок.

Вертикальні зусилля передаються на бічну раму через нижній пояс і діють у місцях обпирання пружин. Вони включені як рівномірно розподілена сила. Поздовжні зусилля передаються через одну з поверхонь фрикційних планок, поперечні сили – через упори біля фрикційних планок з одного боку бічної рами. Ці навантаження прикладені як тиск на поверхню.

Власна вага бічної рами враховується додаванням відповідних прискорень:

- I розрахунковий режим $a = g = 9,81 \text{ м/с}^2$;
- III розрахунковий режим $a = (1 + k_{\text{дв}}) \cdot g$.

Б.2 Розподіл еквівалентних напружень у бічній рамі візка

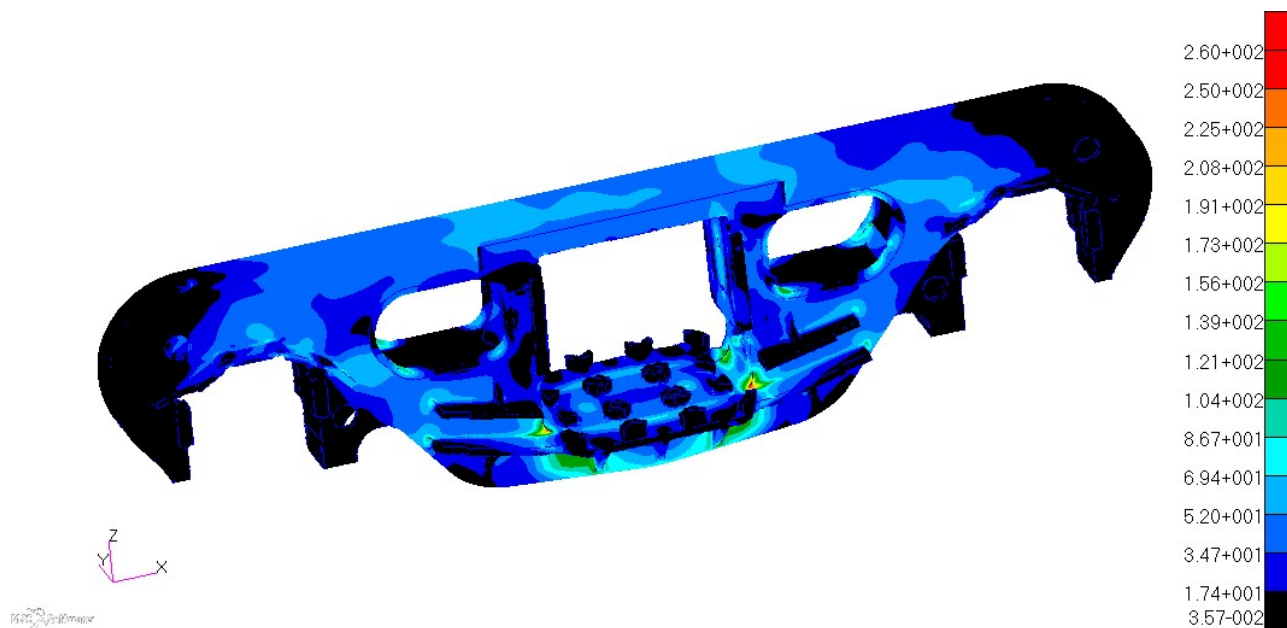


Рисунок Б.1 – Розподіл еквівалентних напружень в бічній рамі, варіант навантаження a , МПа.

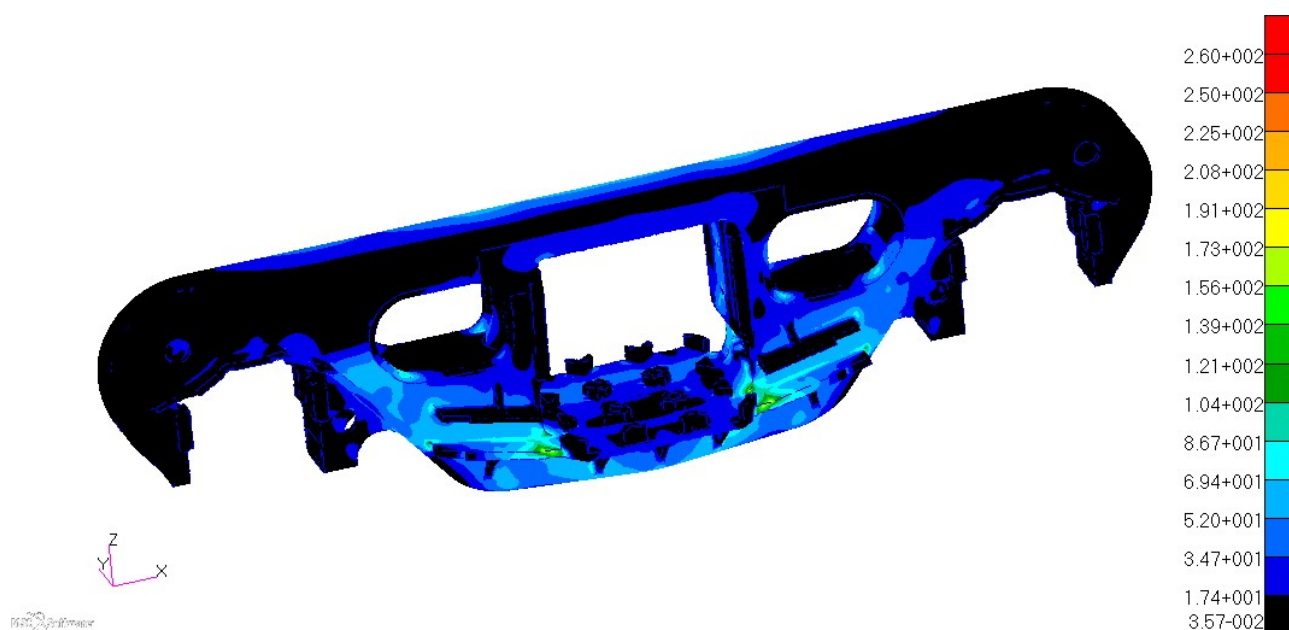


Рисунок Б.2 – Розподіл еквівалентних напружень в бічній рамі,
варіант навантаження б, МПа.

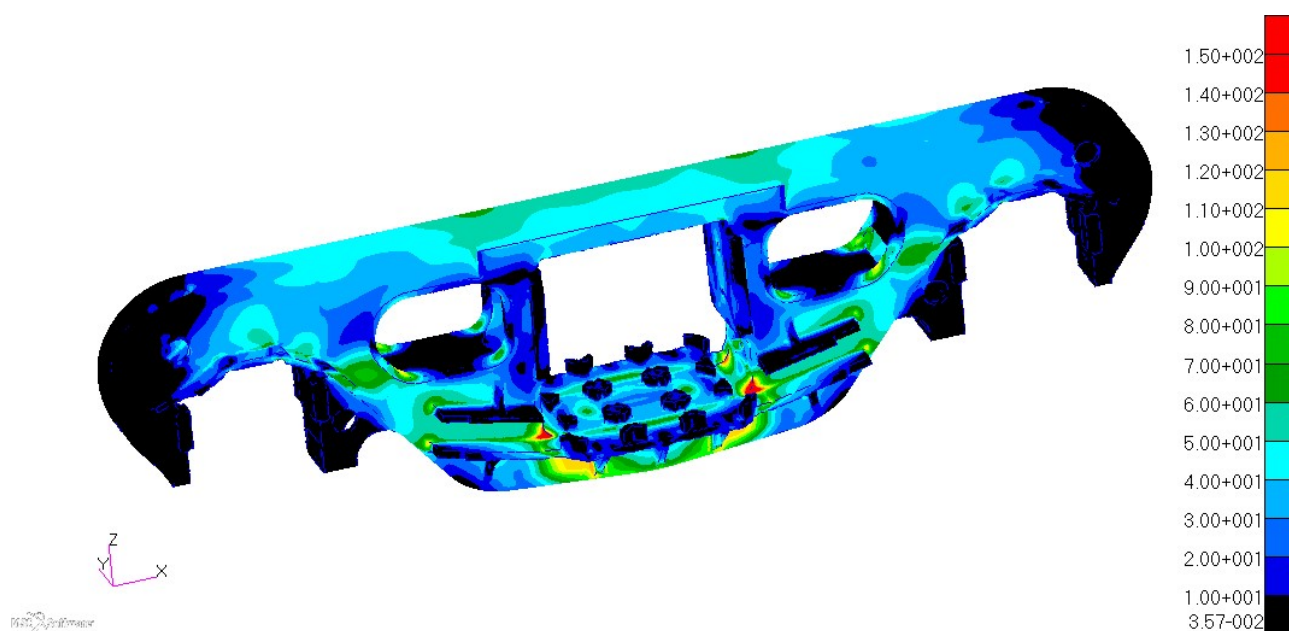


Рисунок Б.3 – Розподіл еквівалентних напружень в бічній рамі,
варіант навантаження в, МПа.

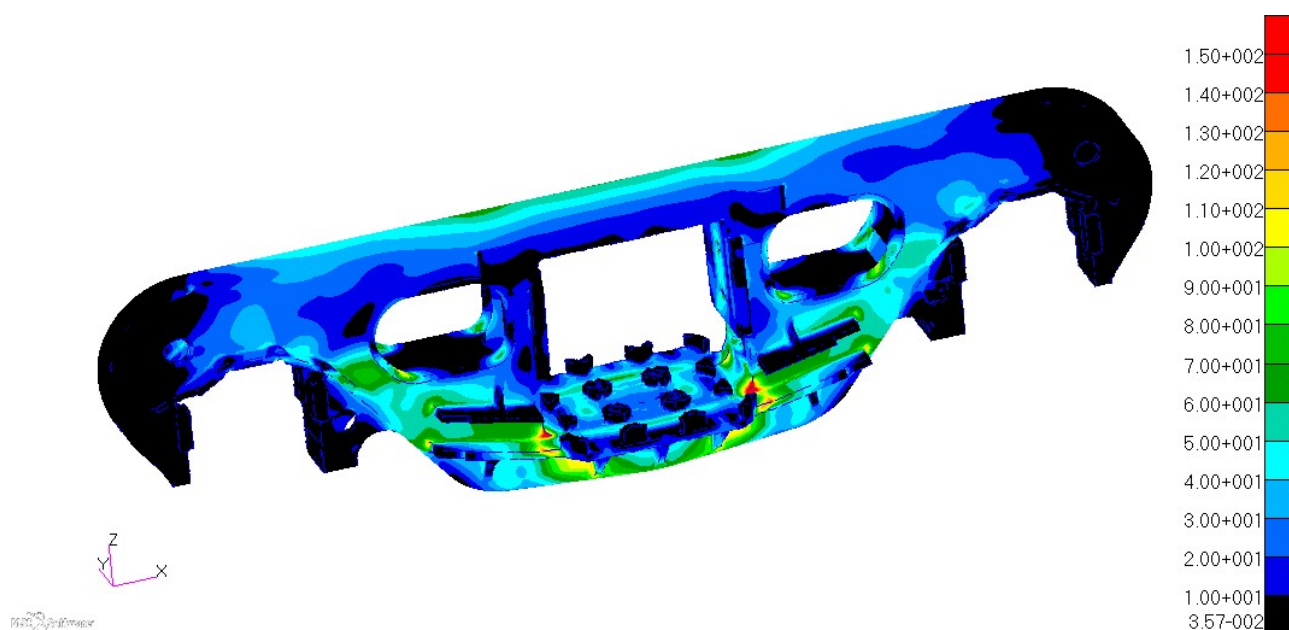


Рисунок Б.4 – Розподіл еквівалентних напружень в бічній рамі,
варіант навантаження z , МПа.

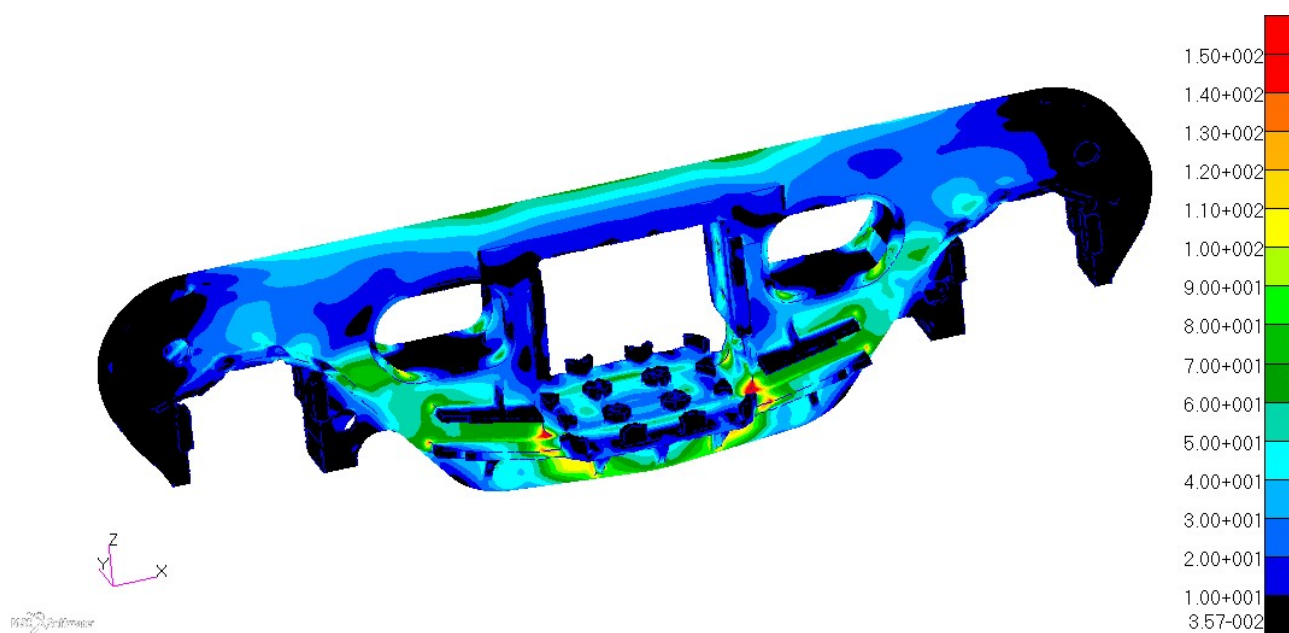


Рисунок Б.5 – Розподіл еквівалентних напружень в бічній рамі,
варіант навантаження d , МПа.

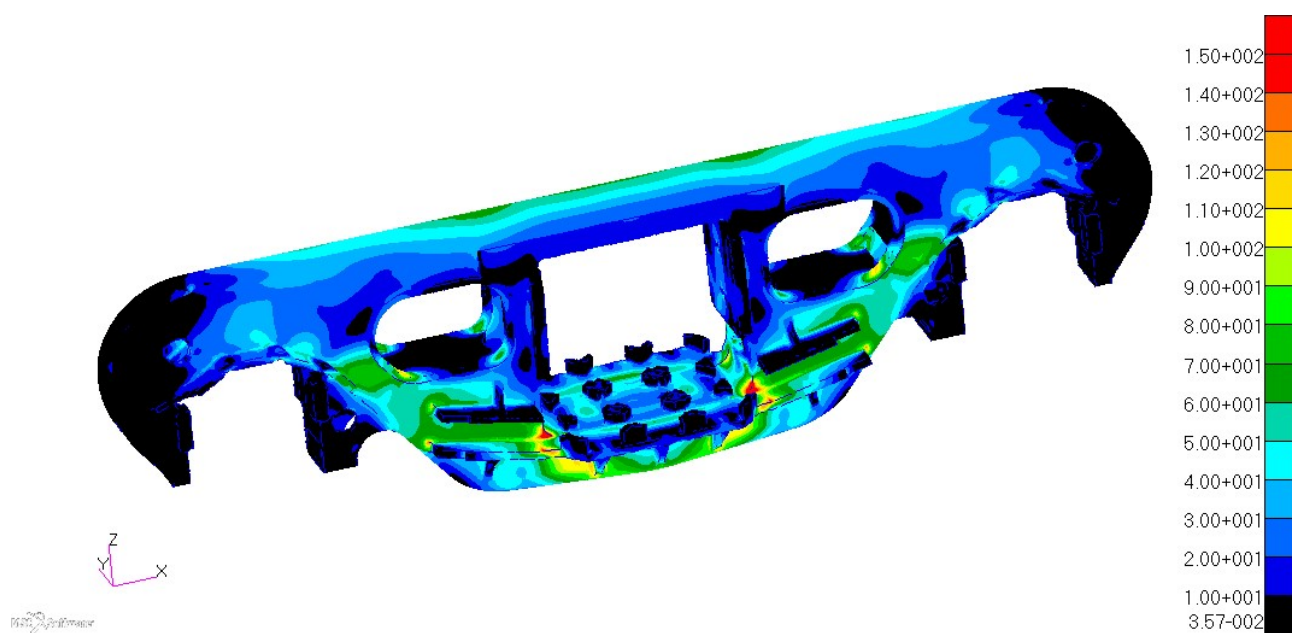


Рисунок Б.6 – Розподіл еквівалентних напружень в бічній рамі,
варіант навантаження e , МПа.

ДОДАТОК В

Таблиця В.1 – Тензори нормальних напружень, які виміряно та розраховано в напрямку розташування датчиків в точках, що контролюються при випробуваннях і теоретичному моделюванні

Точка	Напруження при навантаженні за схемою, МПа				
	1	2	3	4	5
0-1	-52,07	-25,07	-24,93	5,53	0,47
	-57,36	-33,96	-19,52	7,61	0,44
0-01	-51,43	28,50	27,23	6,83	0,47
	-59,97	34,48	19,96	6,98	0,44
0-2	-54,23	-42,73	-41,13	22,17	-0,30
	-47,73	-44,46	-26,13	21,26	-0,60
0-02	-48,10	44,83	38,70	21,83	-0,70
	-49,80	40,66	23,82	19,79	-0,53
I-1	-55,53	-30,97	-26,50	7,90	1,13
	-59,77	45,33	-17,95	12,73	0,97
I'-1	-5,43	8,53	6,73	0,10	-19,90
	-15,40	-8,80	-4,70	-0,03	-22,42
I-01	-54,40	33,90	26,60	8,27	1,00
	-62,07	-44,85	17,97	12,21	0,98
I'-01	-57,03	22,63	27,03	11,00	-0,23
	-62,85	25,60	17,89	12,23	-0,20
I-2	-81,83	-99,67	-57,50	24,83	-3,23
	-86,59	-125,93	-53,00	30,29	-2,61
I'-2	-73,80	-43,03	-67,77	21,90	0,60
	-97,82	-59,88	-61,66	35,38	0,74
I-02	-54,97	74,40	52,20	27,67	-2,13
	-110,38	150,18	61,11	32,91	-3,09
I'-02	-68,77	39,67	66,60	24,57	0,97
	-109,58	56,28	62,27	33,91	0,79
II-1	-65,77	-37,37	-26,87	19,50	-0,43
	-66,83	-35,20	-14,97	19,92	-2,29
II'-1	-63,97	-19,77	-27,07	19,67	0,00
	-67,47	-15,49	-15,06	20,00	-0,07
II-01	-60,93	-30,83	26,60	18,80	-0,63
	-69,16	33,67	14,43	19,41	-2,26
II'-01	-71,23	19,83	28,33	22,17	-0,03
	-69,56	15,05	14,45	19,33	-0,06
II-2	3,33	35,90	-24,37	-31,43	2,97
	-10,20	-44,50	-21,23	-26,80	1,37
II'-2	11,43	-22,30	-28,53	-38,10	0,07
	-10,55	-27,56	-22,22	-26,98	0,09

Продовження таблиці В.1

Точка	Напруження при навантаженні за схемою, МПа				
	1	2	3	4	5
II-02	4,77	31,50	23,07	-33,27	-0,90
	-12,53	47,79	22,30	-26,60	1,30
II'-02	16,60	21,50	21,07	-40,83	0,37
	-12,52	27,63	23,06	-26,78	0,10
III-1	-36,53	-25,90	-22,80	-1,60	-10,33
	-51,04	-19,98	-9,79	-2,81	-16,38
III'-1	-32,37	-19,57	-22,30	-2,00	-0,07
	-51,18	-12,88	-9,90	-2,81	0,00
III-01	-36,23	26,70	23,07	-1,77	-12,20
	-52,17	20,08	9,84	-2,80	-16,22
III'-01	-37,67	18,80	19,87	-1,67	0,07
	-52,58	13,05	10,03	-2,82	0,00
III-2	94,23	-0,57	-8,50	-3,37	23,40
	108,34	23,34	11,85	-4,50	24,81
III'-2	68,43	-15,47	-11,43	-2,47	0,07
	109,69	16,40	11,94	-4,63	0,01
III-02	79,40	-3,27	1,20	-3,00	21,30
	111,42	-25,00	-12,58	-4,35	24,75
III'-02	93,00	8,23	3,73	-3,23	0,10
	115,24	-16,99	-12,52	-4,46	0,01
III-3	51,33	-1,57	-1,20	-1,37	12,63
	96,62	40,63	20,32	-1,76	21,62
III'-3	52,03	-5,47	-6,57	-1,17	0,07
	98,94	27,20	20,42	-1,84	0,00
IV-1	-14,77	-17,80	-16,80	-0,23	-22,60
	-40,80	-10,60	-4,87	-0,58	-27,59
IV'-1	-6,40	-10,33	-11,00	-0,20	-0,03
	-40,93	-6,11	-4,87	-0,57	0,00
IV-01	-8,07	15,63	15,10	0,10	-24,70
	-41,66	10,83	4,96	-0,58	-27,59
IV' -01	-1,47	12,63	11,70	0,17	0,00
	-41,60	6,11	4,87	-0,57	0,00
IV-2	-11,00	-12,93	-12,00	0,97	10,70
	65,00	35,82	17,46	-1,67	18,75
IV' -2	9,37	-6,47	-6,97	0,47	0,00
	63,14	-22,17	16,96	-1,64	0,00
IV-02	-0,70	11,17	9,60	0,70	8,23
	65,06	-34,66	-16,83	1,49	17,07
IV' -02	-4,67	8,93	9,37	0,70	-0,07
	68,57	21,25	-16,01	1,21	0,00

Продовження таблиці В.1

Точка	Напруження при навантаженні за схемою, МПа				
	1	2	3	4	5
IV-3	10,93	0,83	-1,07	-0,10	-14,00
	-29,55	-15,32	-8,03	-0,27	-13,78
IV'-3	21,03	-1,73	-1,00	-0,27	-0,07
	-30,06	-11,78	-8,26	-0,29	0,00
IV-03	19,03	-0,20	-0,07	0,00	-11,07
	-28,30	14,74	7,73	-0,27	-12,13
IV' -03	3,60	-0,07	-1,07	-0,07	-38,77
	-33,07	12,26	8,51	-0,25	0,00
V-1	24,83	2,33	1,37	0,03	0,03
	-23,28	-3,92	-1,55	0,06	-35,43
V'-1	2,23	-1,70	-1,33	0,00	0,00
	-23,98	3,07	-1,61	0,06	0,00
V-01	33,63	0,83	22,17	0,23	-36,80
	-23,55	4,05	1,58	-0,08	-35,43
V'-01	8,27	4,57	3,53	0,27	0,00
	-23,38	-2,84	1,56	-0,08	0,00
V-2	-0,83	-2,60	-2,90	0,07	7,47
	-45,06	-18,19	-9,85	-0,09	17,70
V'-2	-0,50	-1,00	-1,13	0,00	0,17
	-44,38	-15,16	-9,55	-0,09	0,00
V-02	-2,53	1,67	2,47	0,13	6,73
	-45,89	17,80	9,60	0,06	16,67
V'-02	-3,73	5,00	4,77	-0,17	-0,07
	-44,83	14,61	9,13	0,06	0,00
V-3	-5,43	8,53	6,73	0,10	-19,90
	-15,40	-8,80	-4,70	-0,03	-22,42
V'-3	-0,70	5,63	6,43	-0,17	-0,13
	-13,79	-5,65	-3,89	-0,03	0,00
V-03	-1,63	-5,97	-4,37	0,10	-16,13
	-15,00	6,98	3,69	-0,03	-22,01
V'-03	-7,17	-1,50	-2,53	-0,03	-0,17
	-15,46	5,44	3,75	-0,02	0,00
VI-1	-0,43	9,93	12,93	-0,07	-12,20
	-2,82	0,50	-0,34	-0,01	-29,74
VI'-1	-1,03	12,87	10,37	0,00	-0,20
	-2,87	-1,49	-0,37	-0,01	0,00
VI-01	1,37	-5,13	-7,20	0,07	-14,73
	2,81	-0,53	0,39	0,01	-29,74
VI'-01	2,60	-8,23	-6,47	0,13	-0,03
	-2,76	1,55	0,38	0,01	0,00

Продовження таблиці В.1

Точка	Напруження при навантаженні за схемою, МПа				
	1	2	3	4	5
VI-2	1,73	-14,83	-28,20	0,10	72,67
	16,68	9,35	5,10	-0,03	41,40
VI'-2	-0,47	-26,53	-19,73	0,00	-0,17
	16,23	7,27	4,90	-0,03	0,00
VI-02	1,87	22,47	35,83	-0,07	56,90
	17,97	-7,53	-3,93	-0,04	44,52
VI'-02	1,97	29,83	23,33	0,00	-0,07
	23,80	-8,23	-5,57	-0,04	0,00
VII-1	8,00	17,20	23,10	13,20	-24,63
	28,83	-10,85	-4,75	7,64	-15,13
VII'-1	7,63	19,37	17,70	12,10	-0,20
	28,99	-7,99	-6,51	7,60	-0,02
VII-01	14,40	-7,50	-14,00	13,13	-24,47
	32,62	11,65	5,25	7,70	-14,74
VII'-01	17,53	-14,63	-11,43	12,23	-0,17
	31,51	8,72	7,03	8,14	-0,02
VIII-1	-83,23	-23,87	-14,70	-25,40	-0,77
	-65,99	-36,22	-14,87	-33,33	1,26
VIII'-1	-72,30	-10,70	-20,67	-30,00	0,03
	-70,25	-14,47	-18,41	-29,97	0,06
VIII-01	-81,53	28,70	21,63	-31,77	1,57
	-69,28	32,81	11,92	-33,58	1,40
VIII'-01	-81,33	12,77	21,00	-37,03	-0,03
	-71,39	10,56	13,68	-33,44	0,06
VIII-2	3,90	-30,13	-15,57	1,53	0,50
	-21,38	30,37	15,58	-4,16	0,35
VIII'-2	16,07	5,10	3,30	-0,80	-0,07
	-20,62	21,97	15,82	-4,06	-0,02
VIII-02	0,10	36,27	29,27	2,10	0,40
	-12,05	-23,31	-12,31	2,73	0,29
VIII-02	14,80	15,83	19,67	1,70	-0,13
	-12,21	-17,80	-12,35	2,73	-0,02
IX-1	31,50	-164,40	-132,20	9,23	-0,73
	44,59	-112,94	-54,39	11,05	-0,87
IX'-1	14,37	-84,53	-99,97	9,30	-0,17
	42,13	-68,38	-54,46	11,01	-0,06
IX-01	22,23	103,60	84,83	11,53	-0,97
	67,82	165,31	84,93	11,07	-1,00
IX'-01	9,63	56,33	64,97	10,23	-0,07
	62,51	109,29	78,97	10,15	-0,02

Закінчення таблиці В.1

Точка	Напруження при навантаженні за схемою, МПа				
	1	2	3	4	5
IX-2	27,43	-41,70	-31,07	1,83	0,23
	54,51	-65,37	-30,02	10,09	-0,61
IX'-2	17,03	-23,37	-28,20	2,53	-0,10
	54,76	-35,48	-29,87	9,96	0,13
IX-02	16,23	38,23	29,93	2,23	-0,33
	93,84	77,06	39,60	7,96	-0,50
IX' -02	40,47	19,50	22,63	1,53	0,03
	92,01	53,12	38,16	7,79	-0,08
IX-3	16,17	-11,00	-6,27	-1,63	0,53
	19,01	-10,89	-5,75	-1,13	0,44
IX'-3	20,57	-4,70	-7,40	-2,53	-0,03
	20,28	-9,34	-6,01	-1,06	-0,02
IX-03	23,47	13,87	9,47	-1,80	0,03
	19,33	12,63	-7,29	-1,65	0,40
IX' -03	10,03	8,07	10,90	-2,47	-0,13
	20,30	-12,37	-7,39	-1,67	0,03
X-1	-9,17	-25,00	-23,53	3,57	-0,27
	12,83	-30,11	-17,91	4,98	-0,10
X-01	-17,40	27,37	26,30	4,83	-0,27
	-8,94	33,83	20,06	5,35	-0,12
X-2	61,10	-12,13	-12,00	-1,03	0,03
	100,75	-17,16	-10,30	1,06	0,14
X-02	100,10	17,87	17,10	-0,70	-0,13
	105,53	15,69	9,42	-1,33	0,14
X-3	90,53	0,87	0,90	-1,90	0,00
	74,31	3,84	2,22	-1,53	0,14

ДОДАТОК Г

Таблиця Г.1 – Тензори нормальних напружень в напрямку розташування датчиків в точках по перетинах

Точка	Тензори нормальних напружень при варіанті навантаження, МПа											
	а		б		в		г		д		е	
	після перерахунку випробувань	при розрахунку	після перерахунку випробувань	при розрахунку	після перерахунку випробувань	при розрахунку	після перерахунку випробувань	при розрахунку	після перерахунку випробувань	при розрахунку	після перерахунку випробувань	при розрахунку
0-1	-44,98	-50,39	-58,50	-54,83	-50,03	-53,61	-58,03	-58,72	-59,61	-60,91	-59,96	-60,63
0-01	-43,94	-52,94	17,26	-3,51	-36,91	-46,67	-14,87	-27,76	-16,51	-30,14	-16,86	-29,82
0-2	-42,00	-31,04	-80,01	-53,26	-50,19	-40,06	-68,25	-49,19	-69,66	-50,80	-69,43	-53,78
0-02	-37,02	-33,53	37,47	20,26	-26,49	-30,40	0,73	-9,32	-0,63	-11,05	-0,11	-13,98
I-1	-46,48	-48,35	-61,28	-50,36	-52,41	-53,04	-60,73	-56,03	-62,39	-58,28	-63,23	-59,66
I-01	-45,48	-50,69	15,75	-6,40	-39,01	-46,82	-16,82	-28,57	-18,54	-30,97	-19,28	-32,26
I-2	-69,88	-69,82	-118,44	-114,42	-78,66	-80,50	-104,01	-103,14	-106,25	-106,17	-103,85	-105,69
I-02	-42,99	-90,79	53,71	46,27	-27,95	-73,29	7,15	-24,70	5,61	-28,85	7,19	-28,02
II-1	-53,64	-48,82	-65,49	-45,44	-58,13	-55,02	-66,45	-54,76	-68,30	-57,19	-67,98	-60,49
II-01	-49,72	-51,17	13,50	6,10	-41,74	-50,30	-19,78	-32,44	-21,58	-35,02	-21,11	-38,17
II-2	-4,44	-32,29	-37,59	-51,69	-12,57	-26,72	-24,68	-41,84	-24,93	-42,51	-27,14	-33,84
II-02	-8,58	-35,45	27,64	12,26	-2,30	-19,12	11,43	-8,01	11,11	-8,89	11,77	3,52
III-1	-46,73	-27,96	-59,29	-25,09	-42,01	-42,80	-54,61	-36,12	-55,78	-38,17	-48,11	-50,11
III-01	-48,83	-29,09	5,27	8,30	-31,83	-39,38	-18,65	-21,05	-19,90	-23,18	-10,85	-35,33
III-2	113,84	59,87	51,46	18,25	89,01	83,99	81,60	57,22	84,65	61,55	67,29	84,53
III-02	97,83	63,20	56,79	36,13	77,44	88,68	76,66	66,67	79,21	71,05	63,41	93,06
III-3	62,03	64,60	32,97	37,64	49,40	79,63	47,29	62,77	48,95	66,53	39,58	80,21

Продовження таблиці Г.1

Точка	Тензори нормальних напружень при варіанті навантаження, МПа											
	а		б		в		г		д		е	
	після перерахунку випробувань	при розрахунку	після перерахунку випробувань	при розрахунку	після перерахунку випробувань	при розрахунку	після перерахунку випробувань	при розрахунку	після перерахунку випробувань	при розрахунку	після перерахунку випробувань	при розрахунку
IV-1	-41,60	-11,08	-51,13	-9,45	-25,13	-29,77	-41,77	-19,13	-42,22	-20,74	-25,45	-37,09
IV-01	-37,97	-11,93	-3,84	10,82	-12,40	-28,40	-12,24	-12,19	-12,53	-13,84	5,80	-30,18
IV-2	3,57	-40,41	-12,71	-40,96	-8,44	55,47	-9,91	-50,95	-10,23	53,33	-18,17	65,83
IV-02	9,82	-39,99	20,95	-16,51	4,76	48,59	13,57	-25,94	13,53	-28,51	7,43	40,14
IV-3	-7,42	-14,90	-8,90	-13,95	4,48	-23,63	-2,92	-19,15	-2,56	-19,88	7,83	-27,33
IV-03	3,64	-16,56	-1,08	-4,51	12,99	-21,21	6,30	-11,83	6,92	-12,97	15,14	-19,86
V-1	22,71	3,63	13,52	-2,47	22,43	-15,34	20,16	-7,45	20,97	-8,33	20,94	-19,96
V-01	-14,86	3,98	15,00	7,96	22,10	-14,95	16,48	-5,15	17,54	-6,07	44,85	-17,96
V-2	8,53	-15,53	2,07	-18,17	1,26	-35,03	2,58	-27,16	2,56	-28,94	-2,98	-44,72
V-02	6,08	-16,56	8,38	-16,22	0,75	-31,33	5,10	-12,34	5,01	-14,13	0,02	29,75
V-3	-29,60	-10,09	-10,43	6,20	-10,29	-11,07	-13,44	-8,43	-13,63	-8,79	1,14	-15,93
V-03	-21,46	-9,61	-21,32	-7,70	-8,15	-9,72	-16,73	-6,45	-16,77	-6,73	-4,80	-9,84
VI-1	-15,55	0,44	7,61	-1,65	-1,73	1,67	1,07	0,54	1,03	0,65	10,09	2,33
VI-01	-16,99	0,38	-22,78	2,68	-5,65	1,64	-15,69	-0,35	-15,63	-0,45	-4,70	-2,15
VI-2	91,75	2,78	24,55	-8,07	20,79	11,11	32,43	6,38	32,54	7,02	-21,38	16,67
VI-02	72,26	2,54	102,90	8,75	30,11	10,72	72,67	3,70	72,66	4,10	30,44	12,50
VII-1	-18,56	61,07	17,97	40,42	8,34	36,39	10,64	42,48	11,03	43,70	29,30	23,80
VII-01	-12,54	64,50	-32,40	39,98	5,46	40,41	-14,43	46,95	-13,76	48,35	4,40	28,72
VIII-1	-85,95	-114,42	-65,83	-86,17	-86,58	-80,38	-84,05	-92,78	-87,07	-95,66	-86,50	-69,60
VIII-01	-83,76	-116,37	-11,95	-58,07	-78,03	-78,55	-53,53	-79,54	-56,65	-82,54	-57,82	-56,06

Продовження таблиці Г.1

Точка	Тензори нормальних напружень при варіанті навантаження, МПа											
	а		б		в		г		д		е	
	після перерахунку випробувань	при розрахунку	після перерахунку випробувань	при розрахунку	після перерахунку випробувань	при розрахунку	після перерахунку випробувань	при розрахунку	після перерахунку випробувань	при розрахунку	після перерахунку випробувань	при розрахунку
VIII-2	4,72	-21,73	-19,87	12,27	0,57	-17,19	-8,79	5,31	-8,61	6,24	-8,98	6,22
VIII-02	1,33	-12,64	43,03	-25,18	7,75	-14,88	24,74	-20,84	24,71	-21,34	24,42	-20,94
IX-1	31,13	45,69	-174,64	-78,17	0,33	-33,83	-80,70	-42,58	-79,30	-42,47	-78,76	-41,59
IX-01	23,18	68,29	134,16	161,82	43,12	85,80	88,60	127,45	89,31	130,21	90,03	129,57
IX-2	25,97	49,67	-31,47	57,89	17,92	49,70	-3,44	54,54	-2,46	56,44	-2,63	55,12
IX-02	15,20	86,11	50,85	94,19	22,04	91,84	37,13	98,10	37,63	101,83	37,87	102,75
IX-3	14,84	12,73	-1,41	10,21	12,56	14,88	7,19	11,44	7,71	12,04	7,32	14,48
IX-03	20,82	12,76	24,18	11,66	22,47	16,09	25,12	13,63	25,84	14,33	25,82	16,83
X-1	-7,44	13,37	-37,65	-23,26	-12,47	11,74	-25,19	-14,73	-25,40	-14,98	-25,20	-14,85
X-01	-14,50	-8,82	30,62	32,14	-7,80	11,19	9,27	20,86	8,72	21,07	8,92	21,27
X-2	55,45	90,45	10,85	30,18	51,24	86,21	36,77	67,41	38,78	71,53	38,76	71,88
X-02	90,97	95,07	70,80	61,67	92,75	95,35	90,20	87,65	93,43	91,94	93,53	92,24
X-3	81,96	65,02	42,88	32,45	80,11	63,74	69,48	54,52	72,40	57,51	72,40	57,82
I'-1	-47,59	-52,64	-61,20	-53,31	-52,23	-54,80	-60,74	-58,78	-62,38	-61,06	-62,25	-60,35
I'-01	-48,44	-54,85	14,63	-6,70	-40,74	-48,56	-18,55	-31,25	-20,32	-33,69	-20,15	-32,92
I'-2	-58,84	-62,40	-126,75	-120,37	-73,56	-86,33	-104,24	-108,12	-106,24	-111,52	-106,68	-120,42
I'-02	-52,85	-72,58	70,15	60,68	-36,87	-67,19	9,59	-12,58	7,54	-16,69	6,82	-26,25
II'-1	-51,41	-53,52	-64,53	-48,84	-56,36	-56,83	-64,87	-57,80	-66,65	-60,26	-66,65	-61,05
II'-01	-57,18	-55,53	12,46	-7,43	-49,12	-51,87	-24,79	-35,00	-26,88	-37,61	-26,85	-38,49
II'-2	-3,01	-17,05	-43,81	-42,18	-9,67	-22,70	-26,05	-33,53	-26,12	-34,21	-26,17	-34,76

Продовження таблиці Г.1

Точка	Тензори нормальних напружень при варіанті навантаження, МПа											
	а		б		в		г		д		е	
	після перерахунку випробувань	при розрахунку	після перерахунку випробувань	при розрахунку	після перерахунку випробувань	при розрахунку	після перерахунку випробувань	при розрахунку	після перерахунку випробувань	при розрахунку	після перерахунку випробувань	при розрахунку
II'-02	1,11	-18,73	29,77	24,07	5,59	-13,53	17,48	4,18	17,45	3,83	17,18	3,62
III'-1	-30,35	-46,49	-47,64	-38,20	-34,70	-48,55	-43,53	-47,59	-44,57	-49,68	-44,52	-50,32
III'-01	-34,89	-47,79	10,88	-11,06	-29,47	-45,25	-13,21	-32,79	-14,50	-34,97	-14,55	-35,63
III'-2	61,67	96,42	14,80	42,74	57,41	95,40	42,44	79,68	44,66	84,08	44,61	85,56
III'-02	83,87	101,50	47,91	60,87	82,54	102,22	73,32	90,36	76,31	94,96	76,24	96,52
III'-3	47,17	87,98	14,47	50,85	44,40	87,82	34,21	76,85	35,91	80,75	35,86	82,00
IV'-1	-5,95	-36,66	-18,89	-27,13	-8,33	-37,56	-13,90	-34,99	-14,09	-36,65	-14,07	-37,19
IV' -01	-1,28	-37,29	16,22	-11,43	1,46	-36,05	8,41	-27,93	8,34	-29,64	8,34	-30,18
IV' -2	8,72	56,10	-5,60	50,15	6,89	59,64	1,67	60,62	2,00	63,15	2,00	64,02
IV' -02	-4,10	61,12	11,43	16,03	-1,76	57,34	4,18	39,84	4,02	42,63	4,07	43,54
IV'-3	19,01	-26,88	8,19	-16,52	18,36	-27,86	15,16	-26,60	15,85	-27,81	15,90	-28,21
IV' -03	-44,83	-29,63	-34,23	-14,33	-10,81	-28,62	-26,90	-22,51	-26,78	-23,83	1,99	-24,26
V'-1	2,04	-21,37	-0,88	-14,62	1,68	-21,57	0,63	-19,31	0,71	-20,28	0,71	-20,60
V'-01	7,65	-20,84	8,98	-7,14	8,27	-20,44	9,28	-16,62	9,54	-17,58	9,54	-17,89
V'-2	-0,25	-39,63	-1,71	-35,26	-0,65	-41,67	-1,17	-41,43	-1,19	-43,21	-1,31	-43,81
V'-02	-3,55	-40,10	5,05	9,98	-2,30	-37,86	0,90	26,86	0,77	28,70	0,82	29,29
V'-3	-0,86	-12,33	8,79	-6,28	0,76	-13,06	4,53	-12,98	4,49	-13,55	4,58	-13,73
V'-03	-6,77	-13,86	-7,13	-8,39	-7,04	-12,97	-7,68	-9,21	-7,91	-9,83	-7,78	-10,03
VI'-1	-1,19	-2,54	14,29	-2,70	1,42	2,52	7,47	2,21	7,41	2,32	7,56	2,36
VI'-01	2,38	-2,44	-8,12	1,54	0,85	-2,40	-3,23	-1,98	-3,14	-2,10	-3,11	-2,13

Закінчення таблиці Г.1

Точка	Тензори нормальних напружень при варіанті навантаження, МПа											
	а		б		в		г		д		е	
	після перерахунку випробувань	при розрахунку	після перерахунку випробувань	при розрахунку	після перерахунку випробувань	при розрахунку	після перерахунку випробувань	при розрахунку	після перерахунку випробувань	при розрахунку	після перерахунку випробувань	при розрахунку
VI'-2	-0,64	14,51	-28,81	12,49	-5,05	15,44	-16,47	15,72	-16,45	16,38	-16,33	16,60
VI'-02	1,71	21,33	34,48	9,49	7,14	20,12	20,36	14,42	20,38	15,38	20,43	15,69
VII'-1	11,01	26,79	31,43	14,88	15,03	26,51	23,77	21,30	24,14	22,53	24,29	23,26
VII'-01	20,14	29,39	-5,91	16,02	17,14	29,75	7,80	25,71	8,56	27,06	8,68	27,81
VIII'-1	-76,62	-65,16	-69,63	-57,51	-79,56	-68,07	-81,34	-68,11	-84,05	-71,04	-84,08	-73,77
VIII'-01	-87,43	-66,18	-15,30	-21,99	-80,40	-66,12	-56,70	-50,82	-59,88	-53,95	-59,86	-56,78
VIII'-2	14,30	-20,04	11,98	14,56	14,76	-16,27	14,68	5,50	15,19	6,21	15,24	6,12
VIII'-02	13,95	12,08	35,46	-24,53	18,28	-14,79	27,70	-20,40	28,17	-20,91	28,27	-21,08
IX'-1	16,21	37,40	-135,61	-80,08	-7,21	-30,69	-67,27	-43,38	-66,48	-43,28	-66,36	-41,77
IX'-01	12,34	58,80	100,21	146,37	27,17	77,80	63,12	114,80	63,45	117,34	63,50	119,52
IX'-2	16,32	47,55	-32,30	56,90	9,46	49,25	-9,10	53,56	-8,46	55,46	-8,39	55,33
IX'-02	37,52	85,00	51,74	88,39	41,80	88,95	49,83	93,31	51,12	96,95	51,10	97,69
IX'-3	17,84	21,43	-1,69	13,69	15,70	18,23	8,96	16,23	9,61	16,90	9,63	15,38
IX'-03	8,12	21,48	19,73	15,36	10,55	19,18	15,66	18,61	15,93	19,39	16,03	17,78
Max	113,84	101,50	134,16	161,82	92,75	102,22	90,20	127,45	93,43	130,21	93,53	129,57
Min	-87,43	-116,37	-174,64	-120,37	-86,58	-86,33	-104,24	-108,12	-106,25	-111,52	-106,68	-120,42

ДОДАТОК Д

Таблиця Д.1 – Характеристика ресорного підвішування візка ZK-1

Найменування параметру	Значення
Висота пружин у вільному стані, м	
- зовнішньої центральної	0,215
- зовнішньої під надресорною балкою	0,238
- внутрішньої під надресорною балкою	0,215
- зовнішньої підклинової	0,247
- внутрішньої підклинової	0,247
Вертикальна жорсткість підклинової пружини, $\frac{\text{кН}}{\text{м}}$	
- зовнішньої	201,8
- внутрішньої	61,6
Горизонтальна жорсткість підклинової пружини, $\frac{\text{кН}}{\text{м}}$	
- зовнішньої	150,0
- внутрішньої	20,0
Вертикальна жорсткість пружини під надресорною балкою, $\frac{\text{кН}}{\text{м}}$	
- зовнішньої	408,0
- внутрішньої	269,0
Горизонтальна жорсткість пружини під надресорною балкою, $\frac{\text{кН}}{\text{м}}$	
- зовнішньої центральної	441,6
- зовнішньої	373,2
- внутрішньої	121,9
Сумарна вертикальна жорсткість центрального ресорного комплексу, $\frac{\text{кН}}{\text{м}}$	
- на одну сторону	5265,8
- на візок	10531,6
Жорсткість одного пружного елемента в буксовому вузлі, $\frac{\text{кН}}{\text{м}}$	
- вертикальна	37031,25
- поздовжня	11800,0
- поперечна	4300,0
Коефіцієнт відносного тертя клинового гасителя коливань	
- під масою брутто	0.10-0.14
- під тарою	0.08-0.14

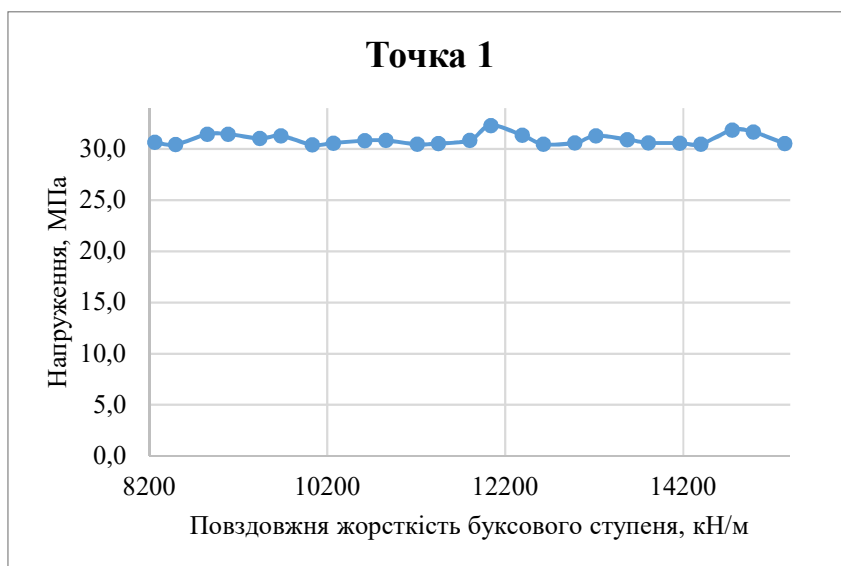
ДОДАТОК Е**Аналіз впливу параметрів ресорного підвішування на напруження в бічній рамі**

Рисунок Е.1 – Залежність максимальних еквівалентних напружень в рамі від поздовжньої жорсткості в буксовому ступені (точка 1)

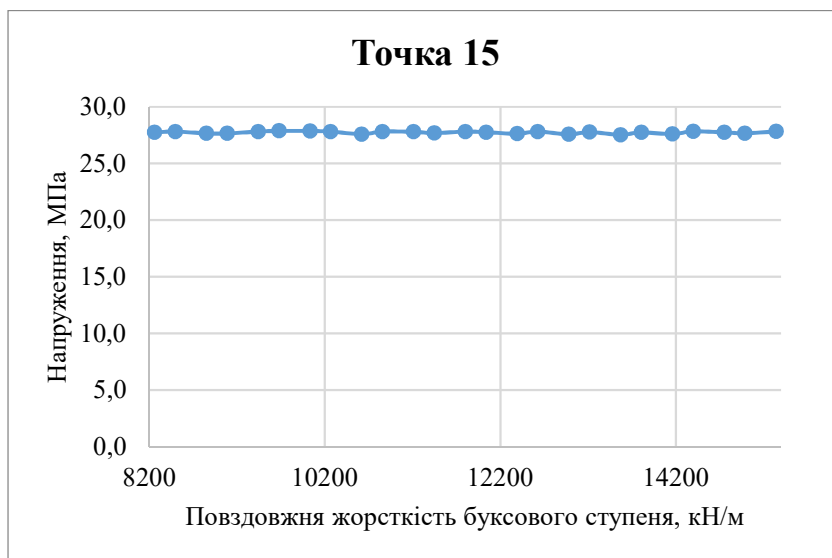


Рисунок Е.2 – Залежність максимальних еквівалентних напружень в рамі від поздовжньої жорсткості в буксовому ступені (точка 15)

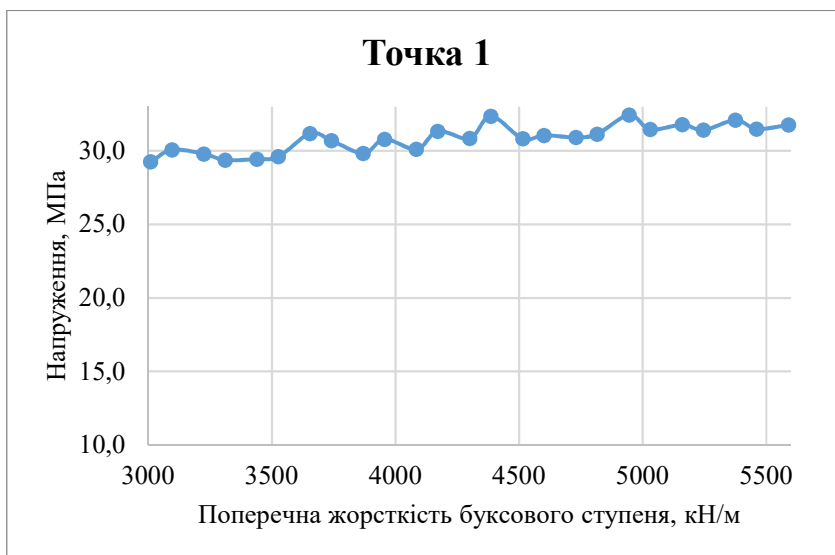


Рисунок Е.3 – Залежність максимальних еквівалентних напружень в рамі від поперечної жорсткості в буксовому ступені (точка 1)

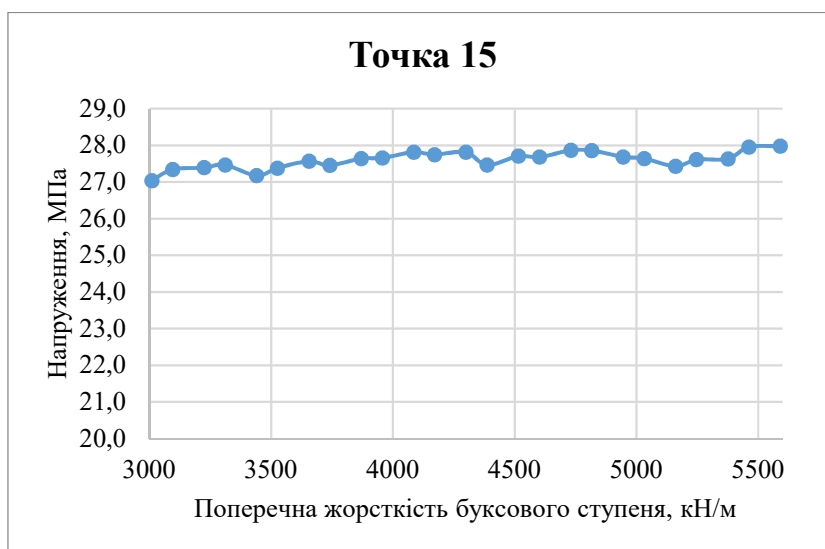


Рисунок Е.4 – Залежність максимальних еквівалентних напружень в рамі від поперечної жорсткості в буксовому ступені (точка 15)

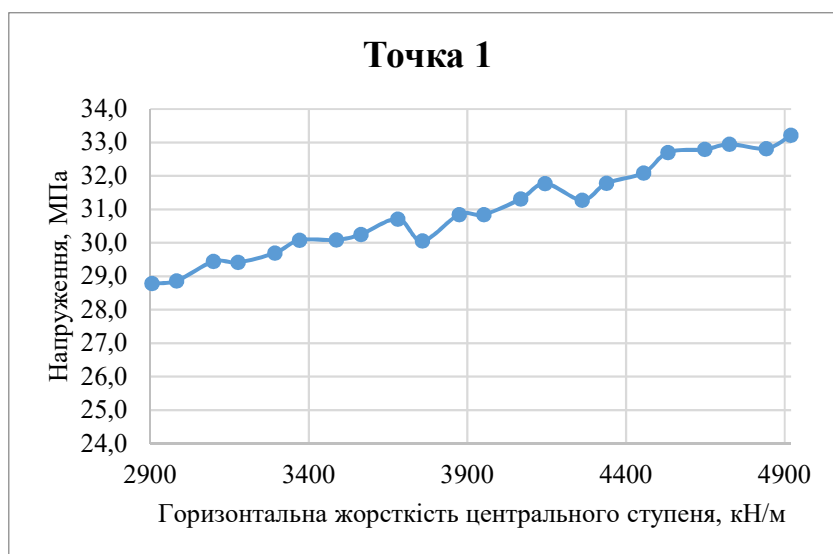


Рисунок Е.5 – Залежність максимальних еквівалентних напружень в рамі від горизонтальної жорсткості в центральному ступені (точка 1)

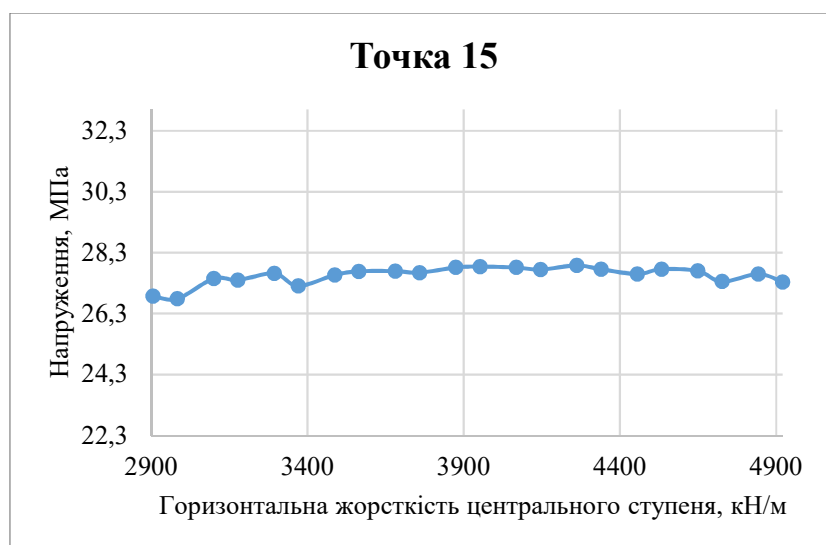


Рисунок Е.6 – Залежність максимальних еквівалентних напружень в рамі від горизонтальної жорсткості в центральному ступені (точка 15)

ДОДАТОК Є

Розподіл напружень в бічній рамі

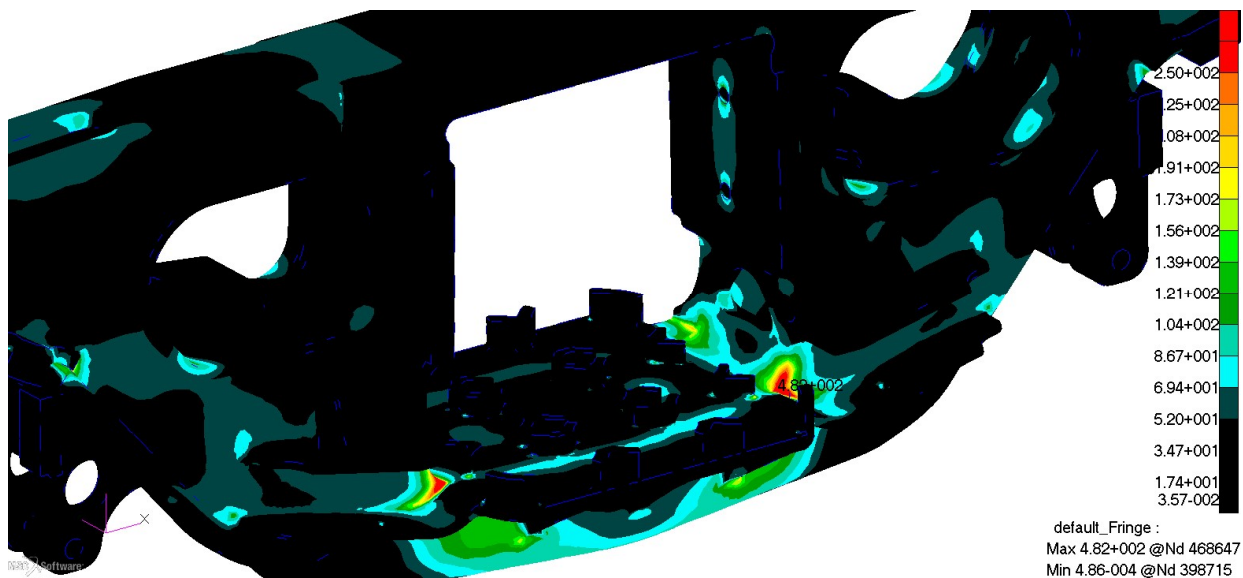


Рисунок Є.1 – Розподіл еквівалентних напружень в нижньому кутку центрального ресорного прорізу з внутрішньої сторони, МПа (І розрахунковий режим).

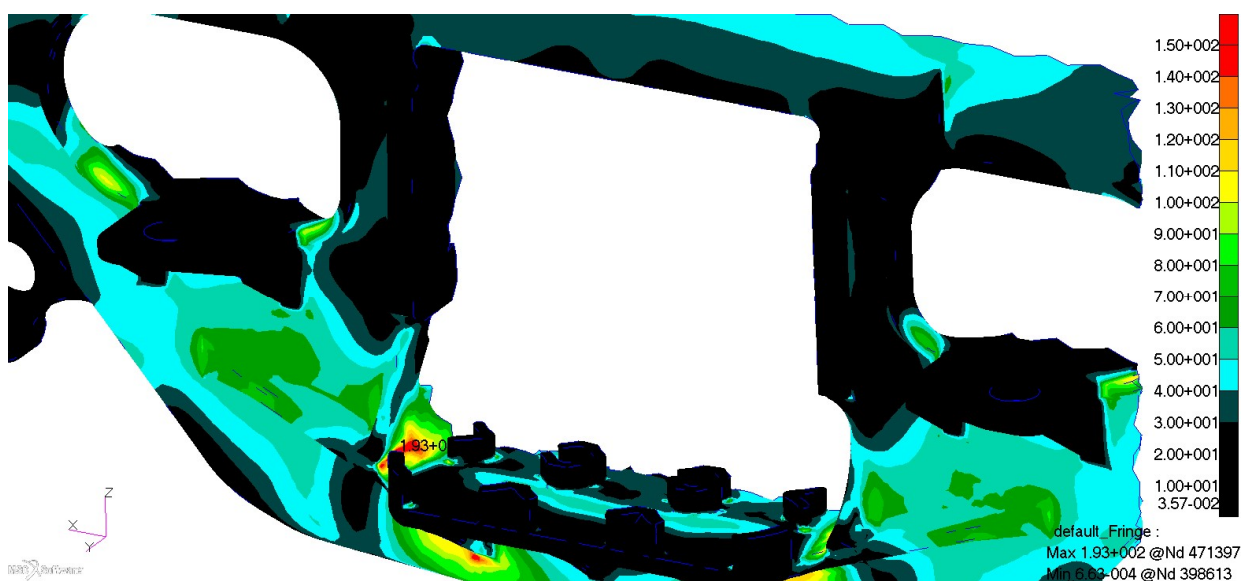


Рисунок Є.2 – Розподіл еквівалентних напружень в нижньому кутку центрального ресорного прорізу із зовнішньої сторони, МПа (ІІІ розрахунковий режим).

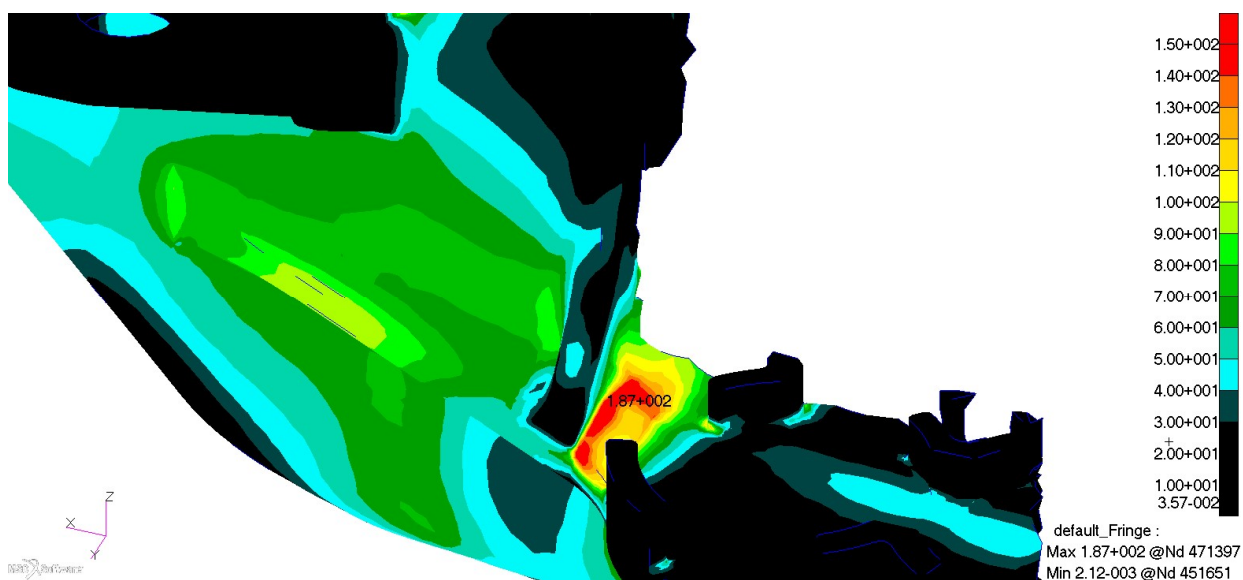


Рисунок Є.3 – Розподіл еквівалентних напружень в зоні переходу від опорної поверхні центрального ресорного прорізу до нижнього поясу, МПа (ІІІ розрахунковий режим).

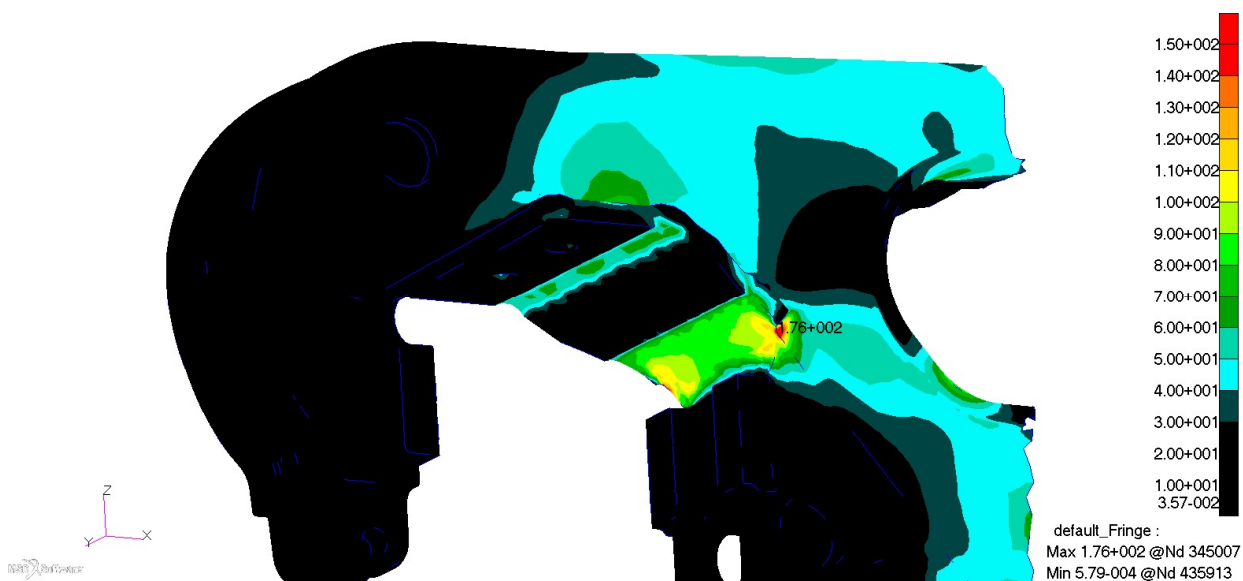


Рисунок Є.4 – Розподіл еквівалентних напружень у внутрішньому куті буксового прорізу, МПа (ІІІ розрахунковий режим).

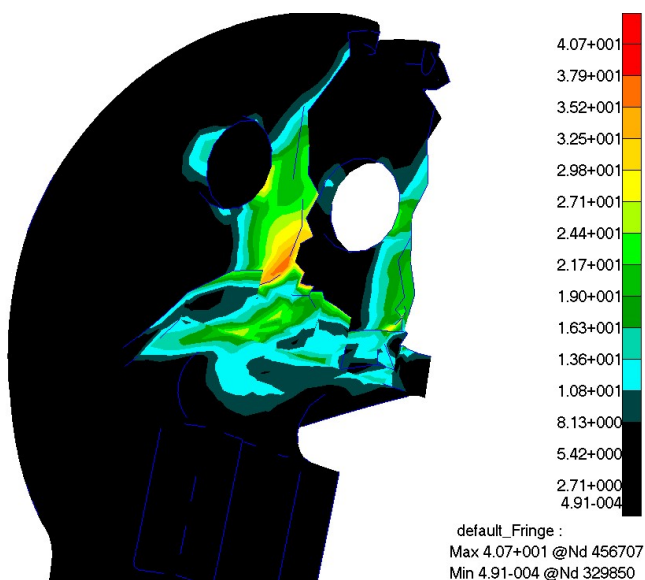


Рисунок Є.5 – Розподіл еквівалентних напружень в зовнішньому куту буксового прорізу, МПа (І розрахунковий режим).

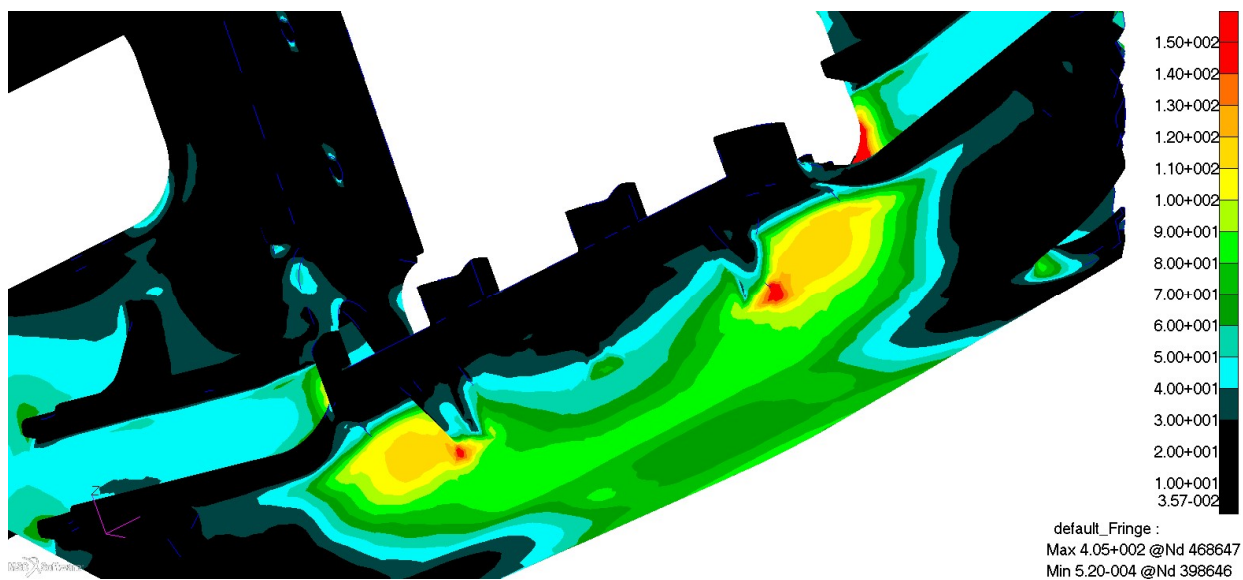


Рисунок Є.6 – Розподіл еквівалентних напружень в нижньому поясі, МПа (ІІІ розрахунковий режим).

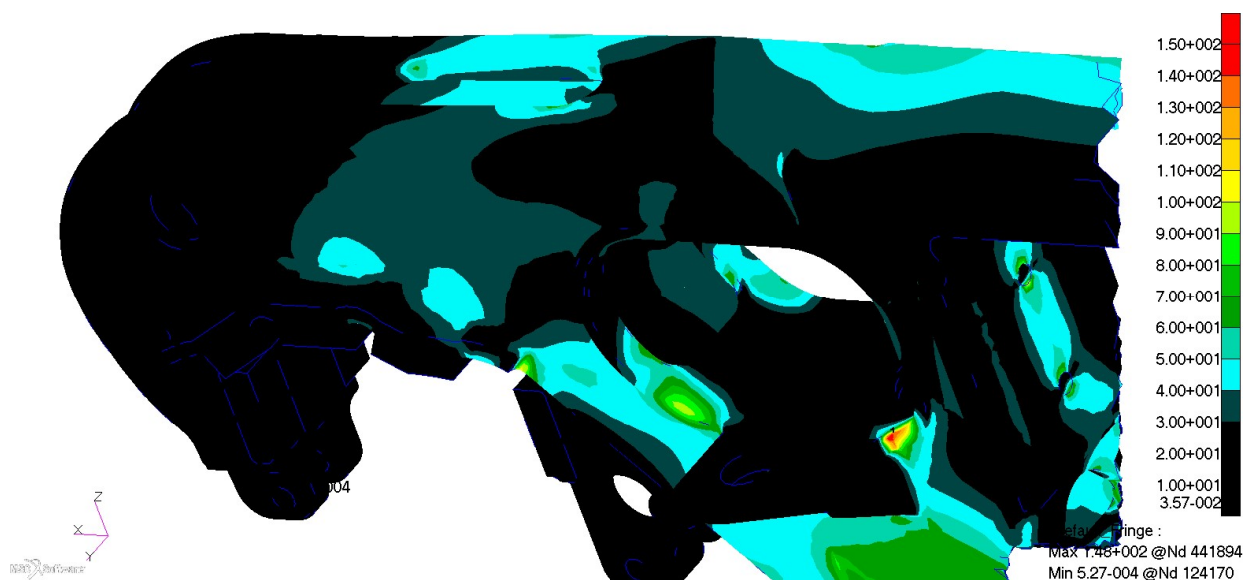
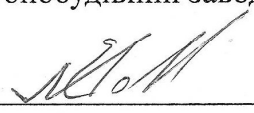


Рисунок Є.7 – Розподіл еквівалентних напружень в районі технологічного вікна біля кронштейну для діагональних зв'язків, МПа (III розрахунковий режим).

ДОДАТОК Ж

ЗАТВЕРДЖУЮ

Головний конструктор
вантажного вагонобудуванняПАТ «Крюківський
вагонобудівний завод» Є. Р. Можейко
«04» 03 2018 р.

АКТ

про використання результатів дисертаційної роботи
Шикунова Олександра Анатолійовича «Підвищення міцності
литих деталей трьохелементних візків для вантажних вагонів»

Чинним актом підтверджуємо, що результати дисертаційної роботи Шикунова О.А. використовуються при створенні та поставленні на виробництво продукції вагонобудування, а саме:

— результати приймальних випробувань піввагона моделі 12–7039–01 та вагона для зерна моделі 19–7053 на візках моделі 18–9836, що проведені за договором №80.147 за участю Шикунова О. А., представлені міжвідомчій комісії з приймання піввагона моделі 12–7039–01 та вагона для зерна моделі 19–7053 на візках моделі 18–9836;

— результати проведеного автором дослідження напруженого стану бічної рами та аналізу розташування тензорметричних датчиків використовуються для оцінки міцності литих деталей при статичних та ходових випробуваннях на міцність;

— розроблений Шикуновим О. А. методичний підхід до оптимізації конструкції бічної рами візка вантажного вагона використовується заводу при створенні нових та модернізації існуючих литих деталей візків вантажних вагонів, він дозволяє зменшити затрати часу на підбір оптимальних варіантів підсилення конструкції.

Начальник бюро

на піввагонів та платформ

Начальник бюро

ходових частин вантажних вагонів



А. Ю. Крижановський



О. О. Роговенко

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Проректор з науково-педагогічної,
економічної роботи, перспективного та
інноваційного розвитку Дніпропетровського
національного університету імені академіка
В. Лазаряна, д.т.н., професор



А. В. Радкевич

2018 р.

АКТ

про використання результатів дисертаційної роботи
Шикунова Олександра Анатолійовича «Удосконалення литих деталей візків
вантажних вагонів для підвищення їх міцності

Цей акт складено про те, що у навчальному процесі для студентів спеціальності 273 «Залізничний транспорт» спеціалізації «Вагони та вагонне господарство» прийняті до використання наукові та практичні результати, отримані в дисертації Шикунова О.А.:

1. Методичний підхід до створення динамічних моделей, на основі блочно-орієнтованих програм за допомогою ієрархічно організованого графа (практичні роботи з дисциплін «Математичні методи та моделі в спеціальних задачах динаміки вагонів» та «Механіка вагонів»).

2. Метод оптимізації конструкції бічної рами візка вантажного вагона (практичні роботи з дисципліни «Математичні методи та моделі в спеціальних задачах динаміки вагонів»)

/Декан факультету
«Транспортна інженерія»
доцент, к.т.н.

М. П. Довбня

Завідувач кафедри
«Вагони та вагонне
господарство» доцент, к.т.н.

С. С. Довганюк