

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДНІПРОВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ЗАЛІЗНИЧНОГО
ТРАНСПОРТУ ІМЕНІ АКАДЕМІКА В. ЛАЗАРЯНА



Шикунів Олександр Анатолійович

УДК 629.463.027.2-027.45

**ПОЛІПШЕННЯ МІЦНІСНИХ ХАРАКТЕРИСТИК БІЧНОЇ РАМИ
ВІЗКА ВАНТАЖНОГО ВАГОНА
ЗА РАХУНОК ВДОСКОНАЛЕННЯ ЇЇ КОНСТРУКЦІЇ**

Спеціальність 05.22.07 – рухомий склад залізниць та тяга поїздів

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Дніпро – 2019

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі «Вагони та вагонне господарство» Дніпровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник:

кандидат технічних наук, доцент,
Рейдемейстер Олексій Геннадійович,
доцент кафедри «Вагони та вагонне господарство» Дніпровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, професор,
Мартинів Ігор Ернстович,
Український державний університет залізничного транспорту, кафедра «Вагони», завідувач кафедри;

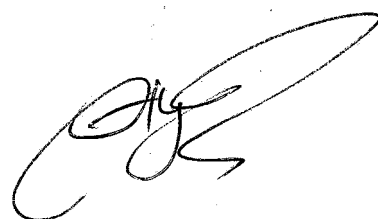
кандидат технічних наук,
Горобець Дмитро Володимирович,
Інститут технічної механіки національної академії наук України і державного космічного агентства України,
старший науковий співробітник.

Захист відбудеться «17» жовтня 2019 року о 14.00 на засіданні спеціалізованої вченої ради Д08.820.02 у Дніпровському національному університеті залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна за адресою: вул. Лазаряна, 2, ауд. 314, м. Дніпро, 49010

З дисертацією можна ознайомитися у науково-технічній бібліотеці Дніпровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна за адресою: вул. Лазаряна, 2, м. Дніпро, 49010 або на сайті за адресою <http://diit.edu.ua/> (Наука – Аспірантура і докторантура – Захисти у спеціалізованій вченій раді Д08.820.02)

Автореферат розісланий « ___ » _____ 2019 року

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради
д-р техн. наук, професор



І. В. Жуковицький

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

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 литих деталей візка вантажного вагона під дією зовнішніх чинників, та вплив на нього конструкції об'єкту та параметрів ресорного підвішування.

Предмет дослідження – Методи поліпшення міцнісних характеристик бічної рами 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 проектуванні 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: [1] – розробка скінченно-елементної моделі бічної рами, розробка методів її оптимізації та аналіз напружено-деформованого стану; [3] – розробка методичного підходу до складання моделей руху багатомасових систем, розробка на основі запропонованого підходу динамічної моделі руху вантажного вагона, [4] – розробка скінченно-елементної моделі, аналіз напруженого стану бічної рами, аналіз результатів моделювання; [5] – вибір параметрів, що змінюються, оцінка результатів динамічного моделювання, розробка

скінченно-елементної моделі, аналіз напруженого стану бічної рами та результатів моделювання.

Робота [2] 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 викладені 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.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність теми дисертаційної роботи; висвітлено її зв'язок з науковими програмами Дніпровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна; сформульовано мету та завдання дослідження; визначено об'єкт та методи дослідження; сформульовано наукову новизну та визначено практичну значущість виконаних досліджень.

У першому розділі виконано аналіз напрямків поліпшення конструкції трьохелементного візка вантажного вагона. Виявлено, що основна увага приділяється поліпшенню ходових якостей візка за рахунок удосконалення пружних елементів центрального ступеня ресорного підвішування, фрикційних гасників коливань, місця спирання кузова на візок, буксового вузла та введення додаткових зв'язків між елементами візка. Проте, як правило, не оцінюється вплив цих модернізацій на рівень напружень в елементах візка.

Дослідження, спрямовані на вирішення проблеми зламів бічних рам, зосереджені на якості литва та матеріалу бічної рами. Однак, оскільки зазначена проблема залишається актуальною протягом майже десяти років, необхідно звернути увагу 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.

Підвищення міцності бічної рами є актуальним завданням у зв'язку зі зростанням осьового навантаження у вагонах нового покоління. Оскільки конструкція бічної рами 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.

У другому розділі визначено напружений стан бічної рами трьохелементного візка моделі 18-9996 як перспективного візка нового покоління та проаналізовано, чи узгоджуються навантаження, які використовуються в теоретичних дослідженнях міцності та під час випробувань.

Під час міцнісних статичних випробувань за участю автора визначалися напруження, що виникають у бічній рамі при дії таких навантажень:

- вертикальна сила 490 кН, що діє на опорну поверхню буксового прорізу;
- горизонтальна бічна сила 147 кН, що діє на одну колонку;
- горизонтальні бічні сили по 73,5 кН, що діють на обидві колонки;
- сила розпору 122 кН у центральному прорізі ;
- сила розпору 66 кН у буксовому прорізі.

Для теоретичної оцінки напруженого стану бічної рами було побудовано її скінченно-елементну модель. Визначено напруження, що виникають у бічній рамі від сил, які використовувалися під час випробувань. Значення напружень, отримані при розрахунку, узгоджуються з результатами випробувань.

На наступному етапі дослідження за допомогою скінченно-елементної моделі було визначено напруження, які викликані комбінаціями навантажень відповідно до «Норм...». Для порівняння результатів моделювання та випробувань було розраховано коефіцієнти співвідношення навантажень, які прикладаються під час випробувань, і комбінацій навантажень, що діють на бічну раму згідно з «Нормами...». Використовуючи гіпотезу лінійності напружень, результати статичних випробувань були перераховані відповідно до комбінацій навантажень згідно з «Нормами...».

За отриманими результатами зроблено висновок, що оцінка міцності бічної рами трьохелементного візка при моделюванні навантажень під час проведення натурних випробувань згідно з «Методикою статичних випробувань на міцність» (далі «Методика...») не враховує повною мірою навантажень, що діють на раму під час її експлуатації, та передбачені при оцінці міцності бічної рами теоретичним шляхом.

Пропонується додати до експериментальної оцінки міцності бічної рами такий варіант навантаження – поздовжнє відносно бічної рами зусилля, яке рівномірно діє на одну з колонок центрального ресорного прорізу (рис. 1). Від поздовжніх переміщень закріплюється внутрішня вертикальна поверхня буксового прорізу з боку дії навантаження. Величину поздовжнього зусилля пропонується визначати на основі формули розрахунку поздовжньої сили інерції мас візка

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

де $m_{т}$ – маса візка;

$m_{нб}$ – маса надресорної балки;

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

g – прискорення відного падіння.

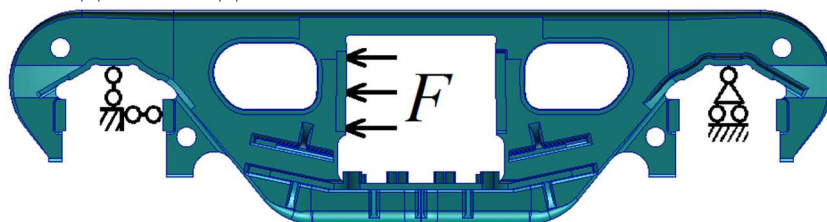


Рисунок 1 – Навантаження бічної рами поздовжньою силою

Тоді формула набуває вигляду

$$F = \frac{3,5g}{2} \cdot (m_T - m_{НБ}). \quad (2)$$

Порівнюючи розподіл полів напружень у скінченно-елементній моделі та місця встановлення тензOMETричних 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 «Методики...», не охоплюють більшості елементів конструкції з можливою концентрацією напружень.

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

Для отримання максимально точної оцінки напружень у конструкції необхідно:

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

У третьому розділі запропоновано метод побудови моделей коливань вагона на основі графа.

Вершинам графа зіставлені рівняння, а ребрам – динамічні процеси.

Класи вершин:

– «Тіло» – вершина представляє рівняння руху тіла, головні центральні осі інерції якого паралельні координатним осям. Рівняння руху в цій вершині записують у вигляді рівняння Ейлера (кутові переміщення та швидкості при цьому вважають малими)

$$\begin{aligned} m \frac{d^2 x}{dt^2} &= \sum X^{(j)}, \\ m \frac{d^2 y}{dt^2} &= \sum Y^{(j)}, \\ m \frac{d^2 z}{dt^2} &= \sum Z^{(j)}, \\ I_x \frac{d^2 \theta}{dt^2} &= \sum \Theta^{(j)}, \\ I_y \frac{d^2 \varphi}{dt^2} &= \sum \Phi^{(j)}, \\ I_z \frac{d^2 \psi}{dt^2} &= \sum \Psi^{(j)}, \end{aligned} \quad (3)$$

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.

– «З'єднувальний елемент» – вершині відповідають залежності між силами взаємодії тіл та їх відносними переміщеннями (швидкостями).

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

$$Y^{(\text{пр})} = C_y^{(\text{пр})} \Delta y^{(\text{пр})}, Z^{(\text{пр})} = C_z^{(\text{пр})} \Delta z^{(\text{пр})}, \quad (4)$$

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

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

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

– «Точка» – вершина відповідає за перетворення узагальнених переміщень тіла і сил (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 $q^{(0)}, Q^{(0)}$ і $q^{(1)}, Q^{(1)}$, набувають вигляду

$$\begin{aligned} \begin{pmatrix} x^{(1)} \\ y^{(1)} \\ z^{(1)} \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} x^{(0)} \\ y^{(0)} \\ z^{(0)} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 & z_p & -y_p \\ -z_p & 0 & x_p \\ y_p & -x_p & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \theta^{(0)} \\ \varphi^{(0)} \\ \psi^{(0)} \end{pmatrix}, \\ \begin{pmatrix} \theta^{(1)} \\ \varphi^{(1)} \\ \psi^{(1)} \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} \theta^{(0)} \\ \varphi^{(0)} \\ \psi^{(0)} \end{pmatrix}, \\ \begin{pmatrix} X^{(0)} \\ Y^{(0)} \\ Z^{(0)} \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} X^{(1)} \\ Y^{(1)} \\ Z^{(1)} \end{pmatrix}, \\ \begin{pmatrix} \theta^{(0)} \\ \varphi^{(0)} \\ \psi^{(0)} \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} \theta^{(1)} \\ \varphi^{(1)} \\ \psi^{(1)} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 & -z_p & y_p \\ z_p & 0 & -x_p \\ -y_p & x_p & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} X^{(1)} \\ Y^{(1)} \\ Z^{(1)} \end{pmatrix}. \end{aligned} \quad (5)$$

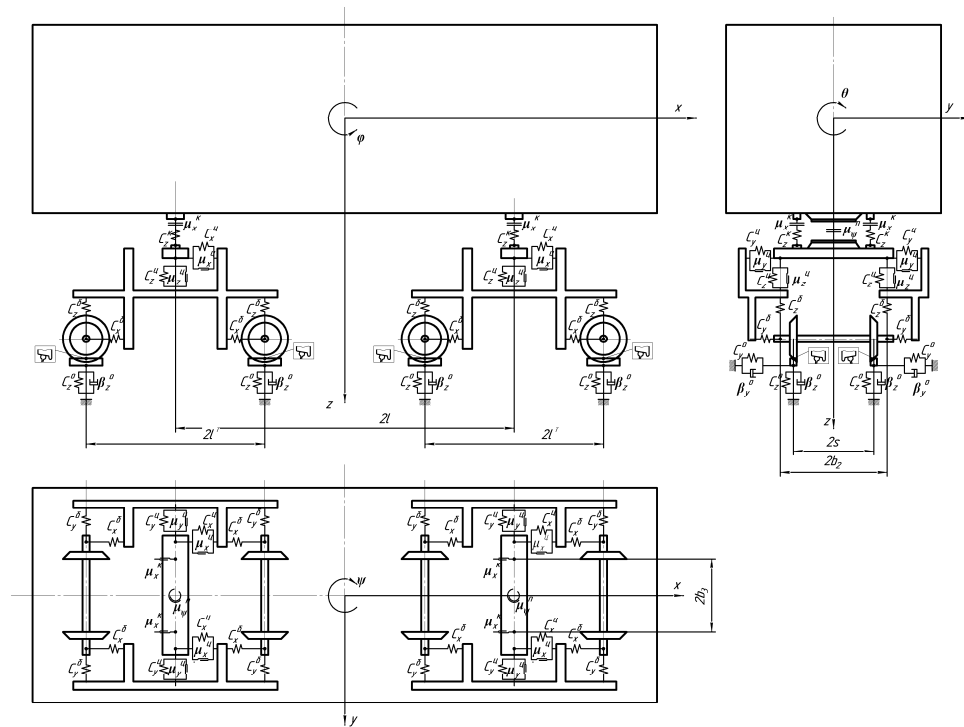
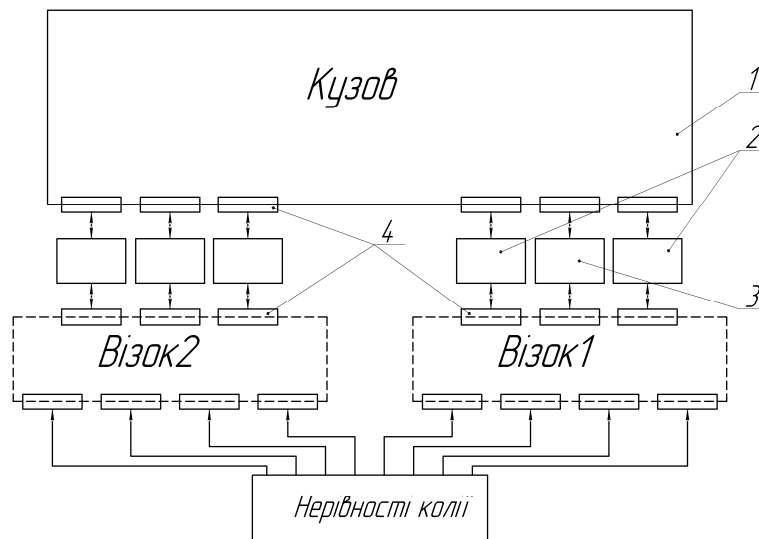


Рисунок 2 – Механічна модель вантажного вагона

Граф, що відповідає механічній моделі вантажного вагона (рис. 2) наведено на рисунку 3.

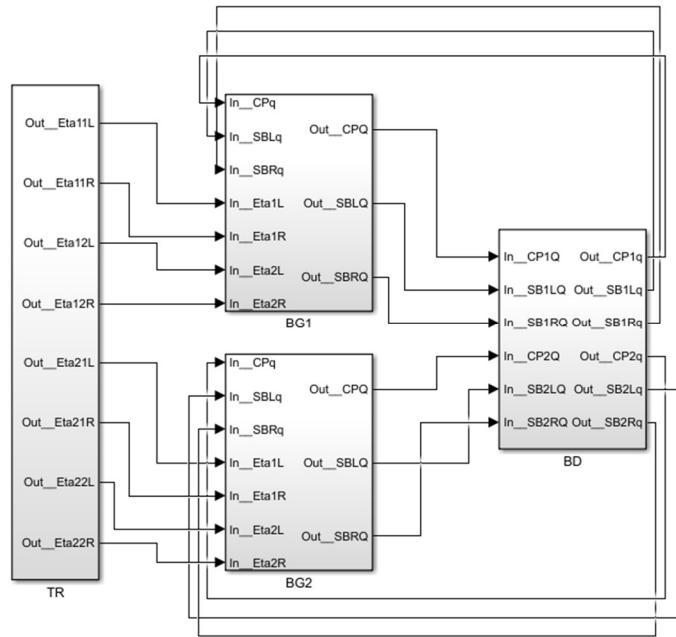


- 1 – «Тіло», що відповідає кузову
- 2 – «З'єднувальні елементи», що відповідають ковзунам
- 3 – «З'єднувальний елемент», що відповідає парі п'ятник-підп'ятник
- 4 – «Точки»

Рисунок 3 – Модель вагона у вигляді графа

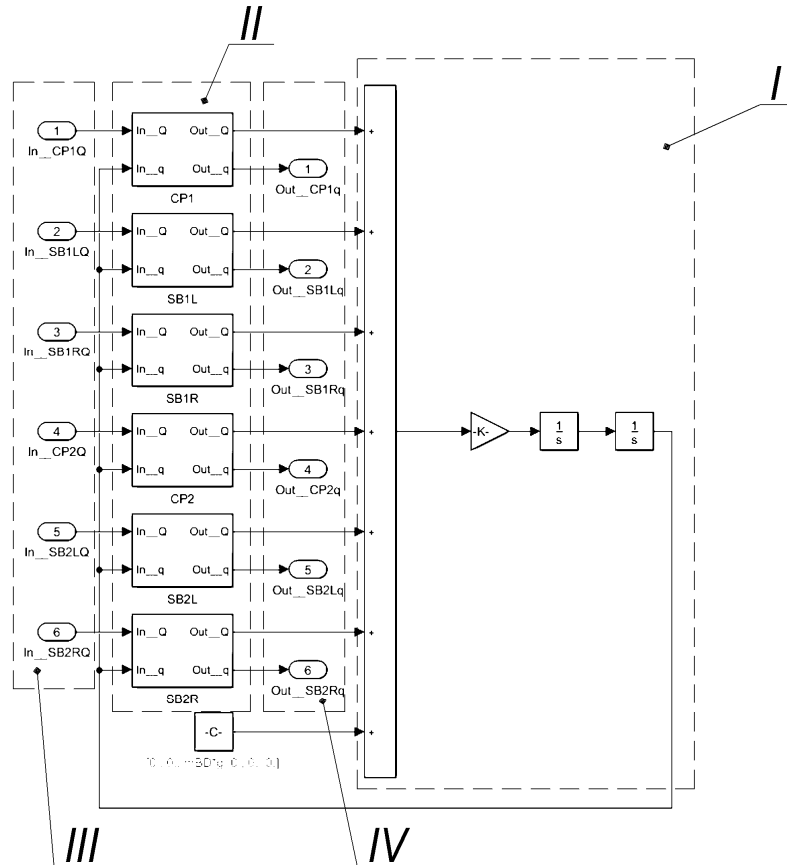
Для зручності сприйняття в графі елементи, що стосуються візків, об'єднано в підсистеми.

Наведений вище метод було застосовано для побудови моделі руху вагона в пакеті Scicos та за допомогою мови моделювання для компонентно-орієнтованого моделювання Modelica. Як приклад на рисунках 4 та 5 наведено схеми Scicos для вагона в цілому та підсистеми «Кузов».



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

Рисунок 4 – Модель вагона в програмі Scicos



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 5 – Підсистема «Кузов» у моделі Scicos

Перевірку моделі зроблено за допомогою порівняння результатів моделювання та динамічних випробувань піввагона моделі 12-7039-01 на візках моделі 18-9836, у яких автор брав безпосередню участь.

У четвертому розділі за допомогою побудованої моделі визначено вплив параметрів жорсткості центрального ступеня ресорного підвішування та пружного елемента в буксовому візлі на рівень напружень у бічній рамі.

Як об'єкт, що моделюється, обрано піввагон з осьовим навантаженням 25 тонн на вісь. 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 вертикальні та горизонтальні жорсткості буксового та центрального ресорного підвішування, 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 параметрам ресорного підвішування.

Схема методу, за яким виконано дослідження наведена на рисунку 6.



Рисунок 6 – Метод уточнення динамічної навантаженості деталей

Спочатку виконується аналіз деталі, для якої буде здійснюватися дослідження, та конструкції, до якої деталь входить (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 здійснюється 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.

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 й 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 рівень напружень в конструкції. Цей метод може бути застосовано для уточнення динамічної навантаженості інших елементів ходових частин та вагонів у цілому.

Під час оцінки результатів досліджень визначено, що напруження в бічній рамі залежать від усіх компонент жорсткості центрального ступеня підвішування й тільки від поперечної та вертикальної жорсткості в буксовому ступені підвішування, а також від характеристик гасника коливань. Чутливість напружень до параметрів ресорного комплексу низька. Так зменшення вертикальної жорсткості центрального ресорного комплексу на 30% дає зменшення рівня напружень в бічній рамі в середньому на 13%.

У п'ятому розділі розроблено метод оптимізації конструкції бічної рами візка за критерієм міцності.

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 стосуються однієї й тієї самої зони, виключають один 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

$$\max_{i \in I} \sigma_i \rightarrow \min, \quad (6)$$

причому

$$\sum_{j \in J_p} \theta_j \leq 1, \quad p \in P, \quad (7)$$

$$\Delta m = \sum_j \Delta m_j \theta_j \leq [\Delta m], \quad (8)$$

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.

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

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

$$\sigma_i = \sigma_i^{(0)} + \sum_j \Delta\sigma_{ij}\theta_j. \quad (9)$$

Через спрощений характер цього припущення на заключному етапі необхідна 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 (6) 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 (7). Маємо таку задачу лінійного програмування:

$$\begin{aligned} \sigma_m &\rightarrow \min, \\ \sigma_i &= \sigma_i^{(0)} + \sum_j \Delta\sigma_{ij}\theta_j \leq \sigma_m, \quad i \in I, \\ 0 &\leq \theta_j \leq 1, \quad j \in J, \\ \sum_{j \in J_p} \theta_j &\leq 1, \quad p \in P, \\ \Delta m &= \sum_j \Delta m_j \theta_j \leq [\Delta m]. \end{aligned} \quad (10)$$

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 знайдений розв'язок буде визнано невдалим з якої-небудь іншої причини, можна повторити пошук, додавши обмеження, яке забороняє розв'язок $\bar{\theta}_j$:

$$\sum_{\bar{\theta}_j=1} \theta_j + \sum_{\bar{\theta}_j=0} (1 - \theta_j) \leq \#J - 1, \quad (11)$$

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 7.

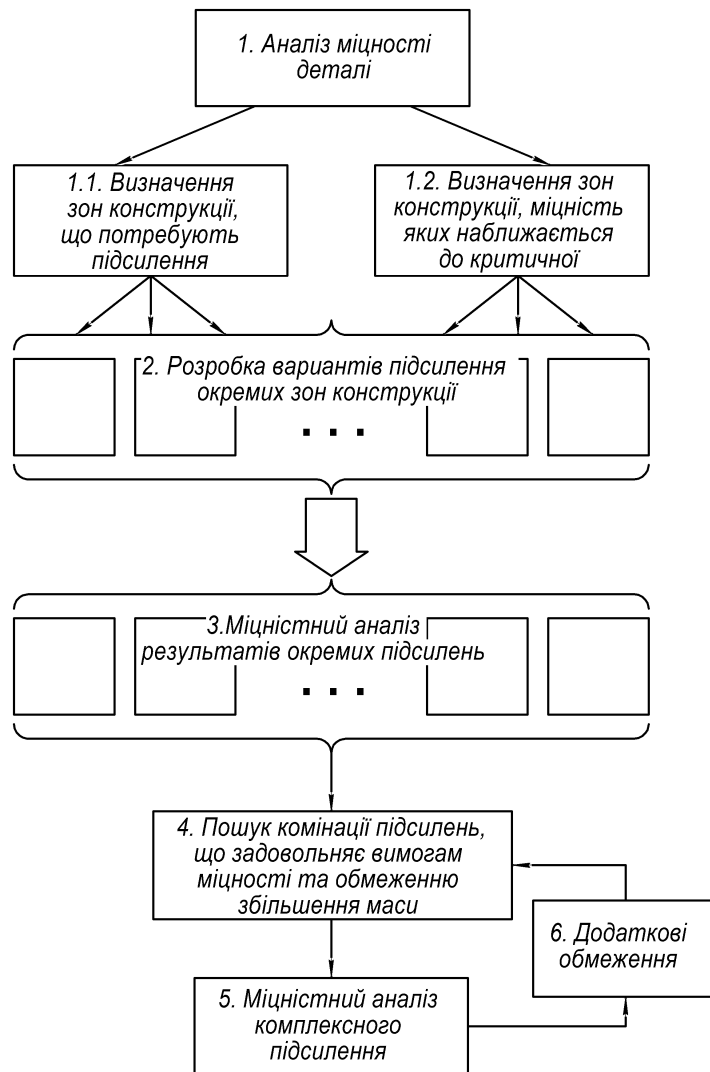


Рисунок 7 – Блок-схема вирішення задачі оптимізації конструкції

Спочатку виконують аналіз міцності деталі (конструкції) відповідно до критичних параметрів (блок 1). 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 розв’язання задачі (10) 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 (11) (блок 6) та процес повторюється.

За допомогою описаного методу виконано оптимізацію бічної рами візка вантажного вагона. Для вихідної моделі рами в таблиці 1 наведено максимальні значення напружень у зонах, що вимагають підсилень, і цільові значення зниження напружень. Обмеження за зміною маси конструкції в результаті підсилення прийняте $[\Delta m] = 10\text{кг}$.

Таблиця 1 – Напруження в елементах бічної рами візка і 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

Для підсилення кутів центрального ресорного прорізу розглянуто такі варіанти модернізації:

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;

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

Ц3) збільшення довжини вертикального ребра в нижньому поясі;

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 й нижня полицки триангеля з'єднані вертикальним ребром, що переходить у бурти, які обмежують опорну поверхню ресорного прорізу.

Для підсилення внутрішнього кута буксового прорізу розглянуто три варіанти:

Б1) збільшення товщини вертикальних поверхонь у зоні сполучення верхнього й похилого поясів;

Б2) збільшення товщини горизонтальної поверхні в зоні внутрішнього кута буксового прорізу;

Б3) ліквідація розвантажувальної канавки в кутку;

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

Для підсилення технологічного вікна розглянуто три варіанти:

Т1) збільшення радіуса нижнього внутрішнього кута технологічного вікна й товщини перемички кронштейна для встановлення діагональних зв'язків;

T2) збільшення ширини підсилюючого бурту навколо технологічного вікна;

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

Для всіх варіантів підсилення виконано скінченно-елементний аналіз розподілу напружень у конструкції. За результатами аналізу визначено спад напружень у контрольованих зонах при I і III розрахункових режимах та коефіцієнти впливу варіанта модернізації на напруження в контрольних зонах моделі.

Проаналізувавши коефіцієнти впливу, для подальшого застосування в моделі обрано варіанти підсилення Ц1, Ц2, Ц4, Б4 і Т3 як такі, що мають найбільший позитивний вплив.

Найбільш небезпечними зонами прийнято місця з'єднання колонок та нижнього поясу – нижній кут центрального ресорного прорізу й зона переходу від опорної поверхні центрального ресорного прорізу до нижнього поясу. 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 внесені підсилення Ц1, Ц2 і Ц4 і виконано скінченно-елементний аналіз розподілу напружень у конструкції моделі. Для цих же варіантів визначено очікуване сумарне зниження напружень.

Для більшості контрольованих зон виконуються умови (10), однак виникнення восьмої зони (таблиця 2) і результати модернізації для зон 4 і 7 вимагають продовжити роботу.

Як нова базова модель прийнята модель з результатами модернізації Ц1, Ц2 і Ц4. Для неї розраховані цільові значення $[\Delta\sigma_i]$. До нової базової моделі застосовано підсилення Б4 і Т3, виконано скінченно-елементний аналіз підсиленої моделі, результати розрахунку й прогнозовані результати зведено в таблицю 2.

Таблиця 2 – 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	2	3	4	5	6	7
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

Закінчення таблиці 2

1	2	3	4	5	6	7
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

Отримані в результаті розрахунку спади напружень у зонах конструкції задовольняють умовам (10), зміна маси конструкції в результаті підсилення становить $\Delta m = 3,7$ кг. Розрахунок можна зупинити, оскільки модель відповідає поставленим критеріям, а роботу методу в цілому можна вважати успішною.

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. Пропонується представляти окремі структурні елементи диференційних рівнянь у вигляді вершин графа. Ієрархічна форма дозволяє зберегти 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 ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Основні праці:

1. Рейдемейстер А. Г., Шикунів 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., Шикунів 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.

Праці апробаційного характеру:

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

Додаткові праці:

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.

АНОТАЦІЯ

Шикунів 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 за спеціальністю 05.22.07 «Рухомий склад залізниць та тяга поїздів». – Дніпровський національний університет залізничного транспорту ім. 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.

У роботі наведено аналіз способів підвищення надійності трьохелементного візка вантажного вагона за рахунок модернізації та оптимізації його складових. Проаналізовані заходи, спрямовані на підвищення міцності бічних рам та вирішення проблеми їх зламів по внутрішньому куту буксового прорізу.

Удосконалено метод побудови динамічних моделей за рахунок використання ієрархічно організованих графів. Виконано моделювання руху вантажного вагона за допомогою прикладного програмного забезпечення Scicos та OpenModelica.

За допомогою скінченно-елементної моделі бічної рами виконано порівняння варіантів навантаження, що використовуються при визначенні її міцності при теоретичних та експериментальних дослідженнях. Розроблено додаткову схему навантаження бічної рами при її статичних випробуваннях на міцність.

За допомогою динамічної та скінченно-елементної моделі проведено оцінку впливу параметрів жорсткості центрального та буксового ступенів рессорного підвішування на рівень напружень у бічній рамі вагона нового покоління.

Розроблено метод пошуку оптимальної комбінації підсилень литих деталей на основі скінченно-елементного аналізу їх міцності. За запропонованим методом виконано оптимізацію бічної рами візка нового покоління.

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

АННОТАЦИЯ

Шикунов А. А. Улучшение прочностных характеристик боковой рамы тележки грузового вагона за счет совершенствования ее конструкции. - Квалификационная научная работа на правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.22.07 – «Подвижной состав железных дорог и тяга поездов». – Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта им. академика В. Лазаряна, Днепр, 2019.

Целью диссертационной работы является решение научной задачи улучшения прочностных характеристик боковой рамы тележки грузового вагона за счет совершенствования ее конструкции и методов испытаний на прочность.

В работе выполнен анализ способов улучшения конструкции трехэлементных тележек грузовых вагонов. Выявлено, что основное внимание уделяется улучшению ходовых качеств тележки за счет совершенствования упругих элементов центральной ступени рессорного подвешивания, фрикционных гасителей колебаний, мест опирания кузова на тележку, буксового узла и введения дополнительных связей между элементами тележки. Однако, как правило, не оценивается влияние этих модернизаций на уровень напряжений в элементах тележки.

Анализ проблемы изломов боковых рам тележек грузовых вагонов показал, что проблема остается актуальной на протяжении почти десяти лет, а поэтому необходимо обратить внимание не только на качество литья и материала боковой рамы, но и на возможные «нестандартные» причины изломов, такие как несоответствие нагрузок, возникающих в эксплуатации и учитываемых при теоретических исследованиях, тем, которые используются при экспериментальных исследованиях прочности боковых рам.

С помощью сравнения результатов статических прочностных испытаний и расчета прочности боковой рамы определено, что оценка прочности боковой рамы трехэлементной тележки при моделировании нагрузок во время проведения натурных испытаний согласно «Методике статических испытаний на прочность» не учитывает в полной мере нагрузок, действующих на раму при ее эксплуатации, и предусмотренных при оценке прочности боковой рамы теоретическим путем. Предложено добавить к экспериментальной оценке прочности боковой рамы вариант нагружения учитывающий сжатие под действием продольных сил зоны боковой рамы от колонки до вертикальной опорной поверхности буксового проема.

Сравнивая распределение полей напряжений в конечно-элементной модели и мест установки тензометрических датчиков в соответствии с нормативной документацией, определено, что оценка прочности боковой рамы по результатам только натурных испытаний не дает полной картины распределения полей напряжений, поскольку места установки датчиков не охватывают большинства элементов конструкции с возможной концентрацией напряжений. Оценку прочности боковых рам по результатам экспериментальных исследований предлагается выполнять с учетом предварительно рассчитанных (с помощью МКЭ) коэффициентов концентрации напряжений.

Предложено формировать динамические модели колебаний сложных систем на основе иерархически организованных графов. Предлагается представлять отдельные

структурные элементы дифференциальных уравнений в виде вершин графа. При этом модель приобретает компактную и иерархическую форму сохраняя наглядность и компактность на каждом уровне иерархии. Предложенный метод позволяет упростить построение динамической модели движения сложных систем, сократить время выбора параметров и конструкции рессорного подвешивания тележки и может быть применен при построении динамических моделей при помощи блочно-ориентированных программ, а также при описании моделей языками программирования.

По предложенному методу выполнено моделирование движения грузового вагона на тележках модели 18-9836 с помощью прикладного программного обеспечения Scicos и OpenModelica, а результаты моделирования были сопоставлены с результатами ходовых динамических испытаний грузового вагона модели 12-7039-01 на соответствующих тележках.

С помощью построенной динамической модели и конечно-элементной модели боковой рамы определено влияние параметров жесткости центральной и буксовой ступени рессорного подвешивания на уровень напряжений в боковой раме. По результатам исследования определено, что напряжения в боковой раме зависят от всех компонент жесткости центральной ступени подвешивания и только от поперечной и вертикальной жесткости в буксовой ступени подвешивания, а также от характеристик гасителя колебаний. Чувствительность напряженно-деформированного состояния к параметрам рессорного комплекта низкая, что не может в полной мере использоваться для снижения разрушающих нагрузок, однако может учитываться при поиске способов снижения напряжений от динамических нагрузок и повышения за счет этого срока эксплуатации конструкции.

Разработан метод оптимизации конструкции литых деталей тележки по критерию прочности, который был испытан на боковой раме тележки нового поколения.

На первом этапе проводится оценка прочности конструкции согласно действующей нормативной документацией и определяются зоны с большими значениями напряжений. На втором этапе для определенных зон разрабатываются отдельные варианты усиления и рассчитываются коэффициенты влияния усиления на уровень напряжений в модели и тензоры напряжений в них. На третьем этапе проводится поиск оптимального сочетания усиления, который позволяет минимизировать напряжение в модели. В качестве ограничения выступает увеличение массы модели. На последнем этапе выполняется оценка прочности модели с учетом выбранной комбинации усиления.

Максимальные напряжения, возникающие в конструкции при I расчетном режиме были уменьшены за счет усиления с 483 МПа до 215 МПа. Ожидаемый экономический эффект от увеличения срока эксплуатации усиленной конструкции боковой рамы составляет 2169 грн на одну боковую раму. Результаты применения метода подтвердили его эффективность и экономическую целесообразность, а сам метод может быть использован для разработки новых конструкций не только боковых рам, но и других деталей.

Ключевые слова: прочность, надежность, трехэлементная тележка, боковая рама, динамическая модель, конечно-элементная модель, напряженно-деформированное состояние

ABSTRACT**Shykunov O.A. Improvement of the strength characteristics of the side frame of the freight wagon bogie through amelioration of its design. - Manuscript.**

Thesis for the scientific degree of Candidate of Engineering Sciences, specialty 05.22.07 – Rolling stock of railways and train traction. – Dnipro National University of Railway Transport named after academician V. Lazaryan, Dnipro, 2019.

The aim of the dissertation is to solve the scientific problem of improving the strength characteristics of the side frame of the freight wagon bogie by amelioration its design and methods of strength tests.

The paper presents an analysis of ways to increase the reliability of a three-element bogie of a freight wagon by modernizing and optimizing its components. The measures aimed at increasing the strength of the side frames and solving the problem of their fractures at the inside corner of the axle box slot are analyzed.

The method of constructing wagon movement models with the hierarchical graphs has got further development. The wagon movement is modeled with applications Scicos and *OpenModelica*.

With the help of the finite-element model of the side frame, a comparison of the load variants used to determine its strength during theoretical and experimental studies is performed. The additional scheme of loading of a side frame for static strength tests is developed.

Using the dynamic and finite element models, an estimation of the influence of the spring suspension stiffness parameters on the level of stress in the side frame of the new generation bogie is carried out.

The method of determining the optimal combination of reinforcement of cast parts on the basis of finite-element analysis of their strength is developed and applied to improvement of the design of the freight wagon new generation bogie.

Key words: strength, reliability, three-piece bogie, side frame, dynamic model, finite-element model, stress-strain state.

ШИКУНОВ ОЛЕКСАНДР АНАТОЛІЙОВИЧ

**ПОЛПШЕННЯ МІЦНІСНИХ ХАРАКТЕРИСТИК БІЧНОЇ РАМИ
ВІЗКА ВАНТАЖНОГО ВАГОНА
ЗА РАХУНОК ВДОСКОНАЛЕННЯ ЇЇ КОНСТРУКЦІЇ**

АВТОРЕФЕРАТ
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Підписано до друку «09» «вересня» 2019

Формат 60x84 1/16. Ум. друк. арк. 0,9.
Обл. вид. арк. 1.0. Тираж 100 прим.

Дніпровський національний університет
залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 1315 від 31.03.2003.

Адреса університету і ділянки оперативної поліграфії:
Дніпро, вул. Лазаряна, 2, 49010