

УДК 629.4.02.001.76

№ держреєстрації 0122U000676

Міністерство освіти і науки України
Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля
(СНУ ім. В. Даля)
вул. Іоанна Павла II, 17, м. Київ, 01042

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Проректор з наукової роботи

СНУ ім. В. Даля



Целіщев О.Б.

ЗВІТ
ПРО НАУКОВО-ДОСЛІДНУ РОБОТУ
за проектом фундаментального дослідження:
«Наукові основи створення несівних складових вантажних вагонів з
композитів»
(тема ДН 03-22 , заключний)

Керівник проекту
PhD

Фоміна А.М.

СПИСОК АВТОРІВ

Керівник проєкту

С.н.с. кафедри ЗАТ та ПТМ,
PhD



Фоміна А.М.
(вступ, розд. 1, 2, 3,
висновки)

Виконавці:

Професор кафедри каф. ЗАТ та ПТМ,
канд.техн.наук, доцент



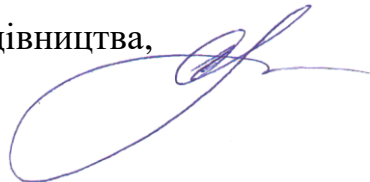
Бойко Г.О.
(розд. 3)

Завідувач кафедри каф. ЗАТ та ПТМ,
канд.техн.наук, доцент



Климаш А.О.
(розд. 3)

Декан факультету транспорту і будівництва,
канд.техн.наук, доцент



Кузьменко С.В.
(розд. 3)

Доцент кафедри каф. ЗАТ та ПТМ,
канд.техн.наук



Полупан Є.В.
(розд. 3)

Доцент кафедри каф. МПМ,
канд.техн.наук, доцент



Сергієнко О.В.
(розд. 2)

Професор ДУІТ,
докт. техн. наук, професор



Фомін О.В.
(вступ, розд. 1, 2, 3,
висновки)

Професор УкрДУЗТ,
докт.техн.наук, професор



Ловська А.О.
(розд. 2, 3)

Начальник управління інжинірингу філії
«НДКТІ» АТ «Укрзалізниця»
PhD



Прокопенко П.М.
(розд. 3)

Аспірант ДУІТ



Козинка О.С.
(розд. 3)

Аспірант ДУІТ



Туровець Д.А.
(розд. 3)

Аспірант каф. ЗАТ та ПТМ



Сова С.С.
(розд. 2, 3)

Аспірант каф. ЗАТ та ПТМ



Литвиненко А.С.
(розд. 2, 3)

Аспірант каф. ЗАТ та ПТМ



Безлуцький В.О.
(розд. 3)

Аспірант каф. ЗАТ та ПТМ



Черкашин О.П.
(розд. 1, 3)

Н.с. кафедри ЗАТ та ПТМ



Балковська Г. В.
(розд. 3)

Підписи авторів затверджую,
керівник проєкту



Фоміна А.М.

РЕФЕРАТ

Науковий звіт заключний: 190 с., 11 табл., 115 рис., 1 дод., 133 джерел.

МЕХАНІКА, ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ, МАШИНОБУДУВАННЯ,
ВАГОН, ДИНАМІКА, МІЦНІСТЬ, МОДЕЛЮВАННЯ,
РЕСУРСОЗБЕРЕЖЕННЯ, МУЛЬТИФУНКЦІОНАЛЬНІ СКЛАДОВІ

Об'єкт дослідження – процеси створення та функціонування композитних конструктивних складових вантажних вагонів, в тому числі явища виникнення, сприйняття та перерозподілу навантажень в них, а також їх інноваційного розвитку на основі сучасних досягнень в матеріалознавстві.

Предмет дослідження – принципи, закономірності, концептуальні відображення та описання сприйняття і перерозподілу експлуатаційних навантажень композитними вагонними складовими.

Використані підходи, теорії та методи при проведенні дослідження: системний підхід; принципи та методи теорії розвитку технічних систем та вирішення винахідницьких задач; методи та принципи теорії багаторівневих ієрархічних систем; методи морфологічного та функціонально-вартісного аналізу; методи теорії оптимізації; методи теорії прийняття рішень та експертного оцінювання; методи комп'ютерно-математичного моделювання; методи прогнозування експлуатаційних характеристик міцнісних та функціональних процесів; методи фізичного моделювання, випробування; методи математична обробки результатів експериментів; методи математичної статистики; методи проектування та досліджень сучасних транспортних засобів; методи визначення міцності машин.

По результатам проведених досліджень авторами виконано публікації які наведено в переліку джерел посилання.

ABSTRACT

Scientific report on intermediate results: 190 pages, 11 tables, 115 figures, 1 appendic, 133 sources.

**MECHANICS, RAIL TRANSPORT, ENGINEERING, WAGON,
DYNAMICS, STRENGTH, SIMULATION, RESOURCE SAVING,
MULTIFUNCTIONAL COMPONENTS**

The object of research is the processes of creation and functioning of composite structural components of freight cars, including the phenomena of occurrence, perception and redistribution of loads in them, as well as their innovative development based on modern achievements in materials science.

The subject of the study is the principles, regularities, conceptual mapping and description of perception and redistribution of operating loads by composite car components.

Approaches, theories and methods used in the research: systematic approach; principles and methods of the theory of development of technical systems and solving inventive problems; methods and principles of the theory of multi-level hierarchical systems; methods of morphological and functional-value analysis; optimization theory methods; methods of decision-making theory and expert evaluation; methods of computer-mathematical modeling; methods of forecasting operational characteristics of strength and functional processes; methods of physical modeling, testing; methods of mathematical processing of experimental results; methods of mathematical statistics; methods of designing and researching modern vehicles; methods of determining the strength of machines.

According to the results of the conducted research, the authors published publications that are listed in the list of reference sources.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
1 РОЗРОБЛЕННЯ ТЕОРЕТИЧНИХ ПОЛОЖЕНЬ СТВОРЕННЯ НЕСІВНИХ СКЛАДОВИХ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ З КОМПОЗИТИВ..	12
1.1 Модель деформування просторово-армованих волокнистих матеріалів	12
1.1.1 Матеріали та методи дослідження.....	13
1.1.2 Визначення ефективних деформативних властивостей просторового армованих волокнистих матеріалів.....	15
1.1.3 Напружено-деформований стан в компонентах.....	26
1.1.4. Визначення ефективних деформативних властивостей волокнистих матеріалів в випадку волокон, розташованих в площині уздовж сторін квадрата та його діагоналей.....	28
1.1.5 Визначення міцності композиту.....	37
1.2 Створення концептуальних рішень з виготовлення складових вантажних вагонів з композитів.....	39
2 СТВОРЕННЯ КОНЦЕПТУАЛЬНИХ РІШЕНЬ З ВИГОТОВЛЕННЯ СКЛАДОВИХ НЕСІВНИХ СИСТЕМ УНІВЕРСАЛЬНИХ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ З КОМПОЗИТИВ	52
2.1 Ситуаційна адаптація вагонів-платформ, які вичерпали свій нормативний ресурс до експлуатації у міжнародному сполученні....	52
2.2 Визначення показників міцності модернізованої несучої конструкції вагона-платформи з композитними стійками для перевезення лісу у хлистах.....	61

2.3 Дослідження вертикальної навантаженості несучої конструкції вагона-платформи з композитними стійками для перевезення лісу в хлистах.....	65
2.4 Дослідження навантаженості вагона-платформи, адаптованого до перевезень наливних вантажів.....	72
2.5Визначення вертикальної навантаженості критого вагона з дахом із композитного матеріалу.....	81
2.6 Дослідження навантаженості напіввагона зі зйомним дахом із композиту.....	88
2.7 Комп'ютерне моделювання міцності кришки люка напіввагона із полімерного композиційного матеріалу.....	96
3 СТВОРЕННЯ КОНЦЕПТУАЛЬНИХ РІШЕНЬ З ВИГОТОВЛЕННЯ СКЛАДОВИХ НЕСІВНИХ СИСТЕМ СПЕЦІАЛІЗОВАНИХ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ З КОМПОЗИТІВ	105
3.1 Дослідження навантаженості несучої конструкції вагона-хопера з дахом із композитного матеріалу.....	105
3.2 Дослідження міцності контейнера-цистерни з композитним котлом та каркасом із круглих труб при перевезенні автотранспортом.....	111
3.3. Виявлення особливостей температурного впливу на несучу конструкцію вагона-хопера з композитною обшивкою.....	121
3.4 Аналіз міцності композитного модуля кузова вагона-вуглевоза...	133
3.5 Обґрунтування доцільності застосування композиційних складових в довгобазному вагоні-платформі.....	149
ВИСНОВКИ.....	164
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ.....	167
ДОДАТОК А – Запропоновані та розроблені у програмному середовищі розрахункові концепти перспективних конструкцій несівних систем вантажних вагонів з композитів.....	186

ВСТУП

Метою виконання фундаментального дослідження було – створення теоретичних положень (в тому числі: цільових функцій, методів, моделей, закономірностей, принципів функціонування та інш.) та концептуальних рішень з виготовлення складових несівних систем вантажних вагонів з композитів (мікроструктури на основі композиційних матеріалів, зокрема: вуглепластиків, склопластиків, металеві оболонкові (пустотілі та шарові) виконання ті інш.). Це дозволить вітчизняним конструкціям вантажних вагонів досягти техніко-економічних показників рівня нового покоління та тим самим істотно поліпшити рентабельність та конкурентоздатність залізничних вантажних перевезень, зменшити ресурсовитрати та підвищити безпеку руху. Що в свою чергу дозволить суттєво поліпшити економічну ефективність перевезення вітчизняними залізницями вантажів як на внутрішньому ринку так і при міждержавному транзиті. А також дозволить вітчизняним чисельним вагонобудівникам гідно конкурувати на відповідному світовому ринку. Для досягнення поставленої мети були вирішені наступні завдання:

- аналіз конструктивних особливостей сучасних вагонів. Виявлення найбільш пошкоджуваних складових їх несівних конструкцій в експлуатації;
- аналіз матеріалів, які використовуються у вагонобудуванні на теперішній час;
- аналіз перспективних матеріалів та особливостей їх застосування у машинобудівній галузі;
- визначення особливості механіки композиційних матеріалів (класифікація, властивості, переваги та недоліки, функціональнування, схеми використання, особливості розрахунків та моделювання) стосовно можливостей впровадження в конструкції вантажних вагонів;
- визначення пріоритетних можливостей щодо покращення техніко-економічних показників вантажних вагонів шляхом впровадження композитних конструкцій;

- пошук та аналіз патентної документації щодо впровадження прогресивних технічних рішень у несівні системи вантажних вагонів для підвищення ефективності їх експлуатації;

- наукове обґрунтування створення інноваційних концептів вантажних вагонів з використанням перспективних матеріалів;

- створення перспективних концептів несівних систем універсальних вантажних вагонів з композитів;

- створення перспективних концептів несівних систем спеціалізованих вантажних вагонів з композитів;

- визначення основних показників навантаженості запропонованих концептуальних рішень з виготовлення складових несівних систем універсальних вантажних вагонів з композитів;

- визначення основних показників навантаженості запропонованих концептуальних рішень з виготовлення складових несівних систем спеціалізованих вантажних вагонів з композитів;

- оптимізація концептів вантажних вагонів з композитів з урахуванням ресурсозбереження.

При проведенні досліджень отримані наступні наукові та прикладні результати:

- визначені ключові напрямки, та особливості їх реалізації, зі створення несівних складових вантажних вагонів з композитів, що дозволило науково обґрунтувати перспективи їх впровадження;

- науково досліджено теоретично-прикладні аспекти механіки композитних матеріалів стосовно можливостей впровадження їх в конструкції вантажних вагонів. Основною чого стали створені: блочно-ієрархічна класифікація сучасних та перспективних композитів; систематизоване описання їх властивостей, переваг та недоліків; формалізований опис структурно-параметричних схем та принципів їх функціонування; визначені особливості їх розрахунково-конструкторського моделювання та інше;

- на науковому підґрунті визначених: головного критерію пошуку; сформованих областей можливих та допустимих рішень, розроблено цільову функцію генерування концептів несівних складових вагонних конструкцій з композитів;

- розроблені на рівні концептуальних рішень та науково обґрунтовані до впровадження інноваційні варіанти виготовлення складових несівних систем універсальних та спеціалізованих вантажних вагонів з композитів: змінний дах піввагона; кришка люка універсального напіввагона; кришка люка напіввагона; вагон-платформа для перевезення наливних вантажів [27, 29, 30, 38-63, 68-71, 93, 114-133];

- вперше розроблені багатофакторні математичні залежності та комп'ютерні моделі функціонування, по сприйняттю та перерозподілу навантажень, несівних складових універсальних вагонних конструкцій з композитів;

- концепти несівних складових універсальних та спеціалізованих вагонних конструкцій з композитів (розділи 2 та 3 звіту, а також Додаток А);

- багатофакторні математичні залежності та комп'ютерні моделі функціонування по сприйняттю та перерозподілу навантажень несівних складових спеціалізованих вагонних конструкцій з композитів.

- запропоновані мультифункціональні та мультиматеріальні композитні концепти несучих, огорожувальних та екіпажних систем транспортних засобів на прикладі вантажних вагонів;

- отримані результати аналізу міцності за розрахунковими режимами базових та перспективних композитних вагоноконструкцій;

- розроблені адекватні скінчено-елементні моделі перспективних конструкцій вантажних вагонів, які можуть бути використанні при проведенні відповідних подальших теоретичних та практичних досліджень;

- розроблені та запатентовані інноваційні композитні вагоноконструкції з можливостями перспективного широкого машинобудівного застосування (патенти України: № № : 152142; 152147; 152148; 152149; 152159; 152160; 152161; 152161; 152770; 153368; 153847; 154293; 154850; 156368; 156697; 156740; 156750; 157373; 155772; 156968) [94-113];

- запропоновані доповнення нормативної бази врахуванням додаткових розрахункових особливостей;

- отримані результати корисні для впровадження на підприємствах та організаціях, діяльність яких пов'язана з дослідженнями, виготовленням та використанням вагоноконструкцій, а також інших засобів транспортного

машинобудування. До того ж використання результатів буде корисним при навчанні різного рівня здобувачів;

- започатковані та науково обґрунтовані пропозиції зі створення мультифункціональних та мультиматеріальних композитних складових конструкцій засобів транспортного машинобудування на прикладах вагоноконструкцій, як зручних прикладів для вирішення відповідних загальнотранспортних науково-технічних проблем (тому що вони взаємодіють з іншими видами транспорту за рахунок їх інтеперабельності та інтермодальності).

1 РОЗРОБЛЕННЯ ТЕОРЕТИЧНИХ ПОЛОЖЕНЬ СТВОРЕННЯ НЕСІВНИХ СКЛАДОВИХ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ З КОМПОЗИТІВ

1.1 Модель деформування просторово-армованих волокнистих матеріалів

Композитні матеріали різного типу армування набули широкого поширення в різних галузях промисловості. Тому актуальним є вивчення механічної поведінки композитних матеріалів під час навантаження. В теперішній час інтенсивно розробляються теорії, присвячені вивченню деформування та руйнування композитних матеріалів. Розробляються методи визначення напружено-деформованого стану, прогнозування фізико-механічних властивостей, вибору оптимальної структури композитних матеріалів. Це дозволить значно скоротити дороговартісні експериментальні дослідження.

Композитні матеріали на основі безперервних волокон і зв'язуючої їх матриці за характером орієнтації волокон можна розділити на три групи: односпрямовані, різноспрямовані в одній площині і просторово-орієнтовані. Багатоспрямованість волокон дозволяє забезпечити необхідну жорсткість і міцність композиту в різних напрямках, що вигідно відрізняє ці матеріали від односпрямованих. Тому волокнисті матеріали з волокнами, розорієнтованими в площині, тобто шарувато-волокнисті матеріали, а також більш пріоритетні і менш досліджені просторово розорієнтовані матеріали знаходять широке застосування в багатьох галузях, де потрібні легкі та міцні конструкції.

Волокнисті та просторово армовані волокнисті композитні матеріали вивчалися багатьма авторами. Ряд робіт присвячено експериментальним дослідженням композитних матеріалів. Ефективні властивості матеріалу в межах повністю пружного діапазону були вивчені С.L.Chou et al. [7], а А.L.Geiger, Р.Weich [8] визначили його граничну несучу здатність. Моделі пошкоджень

волокнистих композитів побудовані в роботі G.Z.Voyiadjis, P.I.Kattan [9]. Визначенню ефективних властивостей волокнистих композитних матеріалів було присвячено дослідження T.Chen et al [10], H.L.Duan et al [11], R.M.Gray [12], Z.Nashin [13, 14], H.T.Liu [20], Л.В.Назаренко [14, 15, 24], Маслов Б.П. [4, 21-23], Л.П.Хорошуна, О.М.Шикули [5, 6, 16-19] та ін. Розв'язання лінійної задачі про деформування стохастично неоднорідних волокнистих матеріалів просторового армування було отримано в роботах Л.В.Назаренко [16, 25, 26], Л.П.Хорошуна, О.М.Шикули [4].

Метою даної роботи є побудова моделі та дослідження деформування та термопружних властивостей просторово армованих волокнистих матеріалів. В основу покладено стохастичні диференціальні рівняння теорії пружності Л.П.Хорошуна [1, 4].

1.1.1 Матеріали та методи дослідження

Розглянемо просторово армований волокнистий матеріал стохастичною структури, що є системою волокон N напрямків, пов'язаних матрицею. Цей матеріал будемо розглядати як багатоконпонентний композитний матеріал, розглядаючи матрицю і волокна кожного напрямку як окремі компоненти. Будемо вважати, що в кожному напрямку є досить велика кількість стохастично розташованих волокон, матеріал волокон - трансверсально-ізотропний з віссю симетрії уздовж волокон, матеріал матриці – ізотропний фізично нелінійний. Волокна k -го напрямку характеризуються напрямними косинусами (рис. 1.1)

$$\begin{aligned} \gamma_1^{(k)} = \sin \theta_k \cos \varphi_k; \gamma_2^{(k)} = \sin \theta_k \sin \varphi_k; \gamma_3^{(k)} = \cos \theta_k \\ (0 \leq \theta_k \leq \pi/2; 0 \leq \varphi_k \leq 2\pi; k = 1, 2, \dots, N). \end{aligned} \quad (1.1)$$

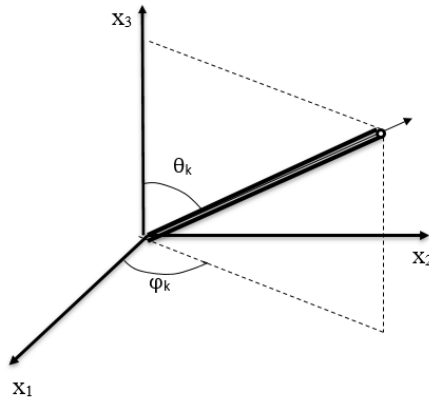


Рисунок 1.1 – Волокна k -го напрямку

Нехай об'ємні вмісти волокон k -го напрямку і матриці дорівнюють відповідно $c_1^{(k)}$ і c_2 . Загальна концентрація волокон $c_1 = \sum_{k=1}^N c_1^{(k)}$, при цьому $c_1 + c_2 = 1$. В роботі розглядається випадок просторового армування: волокна розташовані в площині x_1x_2 уздовж сторін квадрата та його діагоналей. Визначення ефективних термопружних характеристик матеріалу будемо проводити в два етапи. На першому етапі визначаються ефективні властивості підсистеми, яка є односпрямованим волокнистим матеріалом, утвореним волокнами k -го напрямку і частиною матриці з об'ємним вмістом $c_2^{(k)} = \frac{c_2}{c_1} c_1^{(k)}$. Розв'язання задачі першого етапу здійснюється на основі моделі односпрямованого волокнистого матеріалу стохастичної структури [1, 4-6]. В основу покладені стохастичні диференційні рівняння теорії пружності, розв'язок будується із застосуванням методу умовних моментів [1, 4]. На другому етапі за обчисленими властивостями підсистем визначаються ефективні властивості всієї системи. Розв'язання задачі другого етапу будується на основі схеми Фойхта.

1.1.2 Визначення ефективних деформативних властивостей просторового армованих волокнистих матеріалів

Макрооб'єм просторово армованого волокнистого матеріалу знаходиться в умовах однорідного навантаження. Позначимо термопружні сталі волокон k -го напрямку $\lambda_{ij}^{(k)}$, $\beta_i^{(k)}$, а матриці – λ_2 , μ_2 , β_2 . Будемо виходити з рівнянь рівноваги в мікроточці

$$\sigma_{ij,j}^{(k)} = 0, \quad (1.1)$$

співвідношень між напруженнями і деформаціями в компоненті

$$\begin{aligned} \sigma_{pq}^{(k)} &= (\lambda_{11}^{(k)} - \lambda_{12}^{(k)}) \varepsilon_{pq}^{(k)} + (\lambda_{12}^{(k)} \varepsilon_{rr}^{(k)} + \lambda_{13}^{(k)} \varepsilon_{33}^{(k)}) \delta_{pq} - \beta_1^{(k)} \theta \delta_{pq}; \\ \sigma_{33}^{(k)} &= \lambda_{13}^{(k)} \varepsilon_{rr}^{(k)} + \lambda_{33}^{(k)} \varepsilon_{33}^{(k)} - \beta_3^{(k)} \theta; \quad \sigma_{p3}^{(k)} = 2\lambda_{44}^{(k)} \varepsilon_{p3}^{(k)} \quad (p, q, r=1, 2), \end{aligned} \quad (1.2)$$

і співвідношень Коші

$$\varepsilon_{ij}^{(k)} = u_{(i,j)}^{(k)} = \frac{1}{2} (u_{i,j}^{(k)} + u_{j,i}^{(k)}). \quad (1.3)$$

Підставивши (1.2), (1.3) в (1.1), приходимо до статистично нелінійних рівнянь рівноваги відносно переміщень $u_i^{(k)}$ в підсистемі:

$$\begin{aligned} & [(\lambda_{11}^{(k)} - \lambda_{12}^{(k)}) u_{m,r}^{0(k)}]_{,r} + [(\lambda_{11}^{(k)} + \lambda_{12}^{(k)}) u_{r,r}^{0(k)}]_{,m} = \\ & = -2[\lambda_{12}^{(k)} \langle \varepsilon_{rr} \rangle^{(k)} \delta_{ml} + (\lambda_{11}^{(k)} - \lambda_{12}^{(k)}) \langle \varepsilon_{ml} \rangle^{(k)} + \lambda_{13}^{(k)} \langle \varepsilon_{33} \rangle^{(k)} \delta_{ml} - \beta_1^{(k)} \theta \delta_{ml}]_{,l}; \\ & (\lambda_{44}^{(k)} u_{3,r}^{0(k)})_{,r} = -(2\lambda_{44}^{(k)} \langle \varepsilon_{m3} \rangle^{(k)})_{,m} \quad (l, m, r=1, 2). \end{aligned} \quad (1.4)$$

Флуктуації переміщень дуже малі в порівнянні з їх середніми значеннями при $x_j \rightarrow \infty$, тому на нескінченності флуктуації переміщень приймаємо рівними нулю.

Усреднюючи співвідношення (1.2), отримуємо вирази для середніх напружень у вигляді

$$\begin{aligned}
\langle \sigma_{pq} \rangle^{(k)} &= c_1^{(k)} (\lambda_{11}^{(k)} - \lambda_{12}^{(k)}) \langle \varepsilon_{pq}^1 \rangle^{(k)} + c_1^{(k)} (\lambda_{12}^{(k)} \langle \varepsilon_{rr}^1 \rangle^{(k)} + \lambda_{13}^{(k)} \langle \varepsilon_{33}^1 \rangle^{(k)}) \delta_{pq} + \\
&+ c_2^{(k)} \lambda_2 \langle \varepsilon_{ss}^2 \rangle^{(k)} \delta_{pq} + 2c_2^{(k)} \mu_2 \langle \varepsilon_{pq}^2 \rangle^{(k)} - (c_1^{(k)} \beta_1^{(k)} + c_2^{(k)} \beta_2) \theta \delta_{pq}; \\
\langle \sigma_{33} \rangle^{(k)} &= c_1^{(k)} \lambda_{13}^{(k)} \langle \varepsilon_{rr}^1 \rangle^{(k)} + c_1^{(k)} \lambda_{33}^{(k)} \langle \varepsilon_{33}^1 \rangle^{(k)} + \\
&+ c_2^{(k)} \lambda_2 \langle \varepsilon_{ss}^2 \rangle^{(k)} + 2c_2^{(k)} \mu_2 \langle \varepsilon_{33}^2 \rangle^{(k)} - (c_1^{(k)} \beta_3^{(k)} + c_2^{(k)} \beta_2) \theta; \\
\langle \sigma_{p3} \rangle^{(k)} &= 2c_1^{(k)} \lambda_{44}^{(k)} \langle \varepsilon_{p3}^1 \rangle^{(k)} + 2c_2^{(k)} \mu_2 \langle \varepsilon_{p3}^2 \rangle^{(k)} \\
&(p, q, r=1, 2, s=1, 2, 3), \tag{1.5}
\end{aligned}$$

Визначим з рівнянь (1.4) середні деформації компонентів підсистеми $\langle \varepsilon_{ij}^1 \rangle^{(k)}$ і $\langle \varepsilon_{ij}^2 \rangle^{(k)}$ як функції середніх деформацій підсистеми $\langle \varepsilon_{ij} \rangle^{(k)}$ та підставив їх в співвідношення (1.5), отримаємо вирази для ефективних характеристик.

Інтегральна форма рівнянь. Рівняння (1.4) приведемо до інтегральної форми. Для цього виділимо із матриці коефіцієнтів $\lambda_{ij}^{(k)}$ лівої частини деяку матрицю модулів $\lambda_{ij}^{c(k)}$ з незалежними від координат елементами, подаючи рівняння у вигляді:

$$\begin{aligned}
&(\lambda_{11}^{c(k)} - \lambda_{12}^{c(k)}) u_{m,rr}^{0(k)} + (\lambda_{11}^{c(k)} + \lambda_{12}^{c(k)}) u_{r,rm}^{0(k)} = \\
&= -2[\bar{\lambda}_{12}^{(k)} \varepsilon_{rr}^{(k)} \delta_{ml} + (\bar{\lambda}_{11}^{(k)} - \bar{\lambda}_{12}^{(k)}) \varepsilon_{ml}^{(k)} + \lambda_{13}^{(k)} \langle \varepsilon_{33} \rangle^{(k)} \delta_{ml} - \beta_1^{(k)} \theta \delta_{ml}]_{,l}; \\
&\lambda_{44}^{c(k)} u_{3,rr}^{0(k)} = -(2\bar{\lambda}_{44}^{(k)} \varepsilon_{m3}^{(k)})_{,m} \quad (m, l, r=1, 2, p=1, 2, 3). \\
&(\bar{\lambda}_{ij}^{(k)} = \lambda_{ij}^{(k)} - \lambda_{ij}^{c(k)}) \tag{1.6}
\end{aligned}$$

та використаємо функцію Гріна, що задовольняє рівнянням

$$\begin{aligned} (\lambda_{11}^{c(k)} - \lambda_{12}^{c(k)})G_{jm,ll}^{(k)}(x_r) + (\lambda_{11}^{c(k)} + \lambda_{12}^{c(k)})G_{jl,lm}^{(k)}(x_r) &= -\delta(x_r)\delta_{jm}; \\ \lambda_{44}^{c(k)}G_{,mm}^{(k)}(x_r) &= -\delta(x_r) \quad (l, m, r = 1, 2). \end{aligned} \quad (1.7)$$

На основі з формул Бетті з рівнянь (1.6), (1.7) маємо

$$\begin{aligned} u_m^{0(k)}(x_j^{(1)}) &= 2 \int_{\Delta\tilde{s}^{(2)}} G_{ml}^{(k)}(x_j^{(1)} - x_j^{(2)}) \times \\ &\times [\bar{\lambda}_{12}^{(2)(k)} \varepsilon_{rr}^{(2)(k)} \delta_{lq} + (\bar{\lambda}_{11}^{(2)(k)} - \bar{\lambda}_{12}^{(2)(k)}) \varepsilon_{lq}^{(2)(k)} + \lambda_{13}^{(2)(k)} \langle \varepsilon_{33} \rangle^{(k)} \delta_{lq} - \beta_1^{(2)(k)} \theta \delta_{lq}]_{,q} d\tilde{s}^{(2)}; \\ u_3^{0(k)}(x_j^{(1)}) &= 2 \int_{\Delta\tilde{s}^{(2)}} G^{(k)}(x_j^{(1)} - x_j^{(2)}) (\bar{\lambda}_{44}^{(2)(k)} \varepsilon_{m3}^{(2)(k)})_{,m} d\tilde{s}^{(2)} \\ &\quad (l, m, q, r = 1, 2). \end{aligned} \quad (1.8)$$

Диференціюючи вираз (1.8) та інтегруючи його по частинам, отримаємо інтегральне рівняння відносно деформацій

$$\begin{aligned} \varepsilon_{ml}^{(k)}(x_j^{(1)}) &= \langle \varepsilon_{ml} \rangle^{(k)} + \int_{\Delta\tilde{s}^{(2)(k)}} [G_{mn,l}^{(k)}(x_j^{(1)} - x_j^{(2)}) + G_{ln,m}^{(k)}(x_j^{(1)} - x_j^{(2)})]_{,q} \times \\ &\times [\bar{\lambda}_{12}^{(2)(k)} \varepsilon_{rr}^{(2)(k)} \delta_{nq} + (\bar{\lambda}_{11}^{(2)(k)} - \bar{\lambda}_{12}^{(2)(k)}) \varepsilon_{nq}^{(2)(k)} + \lambda_{13}^{(2)(k)} \langle \varepsilon_{33} \rangle^{(k)} \delta_{nq} - \beta_1^{(2)(k)} \theta \delta_{nq}]_{,q} d\tilde{s}^{(2)(k)} - \\ &- \int_{\Delta\tilde{l}^{(2)(k)}} [G_{mn,l}^{(k)}(x_j^{(1)} - x_j^{(2)}) + G_{ln,m}^{(k)}(x_j^{(1)} - x_j^{(2)})] \tilde{n}_q^{(k)} \times \\ &\times [\bar{\lambda}_{12}^{(2)(k)} \varepsilon_{rr}^{(2)(k)} \delta_{nq} + (\bar{\lambda}_{11}^{(2)(k)} - \bar{\lambda}_{12}^{(2)(k)}) \varepsilon_{nq}^{(2)(k)} + \lambda_{13}^{(2)(k)} \langle \varepsilon_{33} \rangle^{(k)} \delta_{nq} - \beta_1^{(2)(k)} \theta \delta_{nq}]_{,q} d\tilde{l}^{(2)(k)}; \\ \varepsilon_{m3}^{(k)}(x_j^{(1)}) &= \langle \varepsilon_{m3} \rangle^{(k)} + \int_{\Delta\tilde{s}^{(2)(k)}} G_{,mq}^{(k)}(x_j^{(1)} - x_j^{(2)}) (\bar{\lambda}_{44}^{(2)(k)} \varepsilon_{q3}^{(2)(k)}) d\tilde{s}^{(2)(k)} - \\ &- \int_{\Delta\tilde{l}^{(2)(k)}} G_{,k}^{(k)}(x_j^{(1)} - x_j^{(2)}) \tilde{n}_q^{(k)} (\bar{\lambda}_{44}^{(2)(k)} \varepsilon_{q3}^{(2)(k)}) d\tilde{l}^{(2)(k)} \end{aligned}$$

$$(l, m, n, q, r = 1, 2). \quad (1.9)$$

Тут $\tilde{n}_q^{(k)}$ – нормаль до нескінченно віддаленої границі області, що розглядається, верхні цифрові індекси позначають відповідну точку плоскої області або кривої, яка її обмежує.

Функції Гріна. Для визначення функцій Гріна, що входять в рівняння (1.9), застосуємо до рівнянь (1.7) інтегральне перетворення Фур'є плоскої області. В результаті отримаємо:

$$(\lambda_{11}^{c(k)} - \lambda_{12}^{c(k)})\xi^2 G_{jm}^{(k)F} + (\lambda_{11}^{c(k)} + \lambda_{12}^{c(k)})\xi_m \xi_l G_{jl}^{(k)F} = \delta_{jm}; \quad (1.10)$$

$$\lambda_{44}^{c(k)} \xi^2 G^{(k)F} = 1, \quad (1.11)$$

де

$$G_{jm}^{(k)F} = \int G_{jm}^{(k)}(x_r) e^{i\xi_j x_j} dx;$$

$$G^{(k)F} = \int G^{(k)}(x_r) e^{i\xi_j x_j} dx \quad (\xi^2 = \xi_j \xi_j). \quad (1.12)$$

Множачи обидві частини рівняння (1.10) на ξ_m та сумуючи по індексу m , знаходимо:

$$\lambda_{11}^{c(k)} \xi^2 \xi_l G_{jl}^{(k)F} = \xi_j. \quad (1.13)$$

З отриманих співвідношень та з (1.10), (1.11) отримаємо:

$$\frac{\lambda_{11}^{c(k)} + \lambda_{12}^{c(k)}}{\lambda_{11}^{c(k)}} \frac{\xi_m \xi_l}{\xi^2} + (\lambda_{11}^{c(k)} - \lambda_{12}^{c(k)}) \xi^2 G_{ml}^{(k)F} = \delta_{ml};$$

$$\lambda_{44}^{c(k)} \xi^2 G^{(k)F} = 1, \quad (1.14)$$

Звідки:

$$G_{ml}^{(k)F} = \frac{1}{\lambda_{11}^{c(k)} - \lambda_{12}^{c(k)}} \left(\frac{\delta_{ml}}{\xi^2} - \frac{\lambda_{11}^{c(k)} + \lambda_{12}^{c(k)}}{\lambda_{11}^{c(k)}} \frac{\xi_m \xi_l}{\xi^4} \right);$$

$$G^{(k)F} = \frac{1}{\lambda_{44}^{c(k)} \xi^2}. \quad (1.15)$$

Враховуючи, що

$$\frac{1}{\pi} \int \frac{1}{\xi^2} e^{-i\xi_j x_j} d\xi = -2 \ln \frac{1}{r};$$

$$\frac{1}{\pi} \int \frac{\xi_m \xi_l}{\xi^4} e^{-i\xi_j x_j} d\xi = -\ln \frac{1}{r} \delta_{ml} + \frac{x_m x_l}{r^2} \quad (r^2 = x_j x_j), \quad (1.16)$$

легко знайти оригінал Фур'є-образу $G_{ml}^{(k)}$ та $G^{(k)}$ функцій Гріна

$$G_{ml}^{(k)} = \frac{1}{4\pi^2} \int G_{ml}^{(k)F} e^{-i\xi_j x_j} d\xi =$$

$$= \frac{1}{4\pi \lambda_{11}^{c(k)} (\lambda_{11}^{c(k)} - \lambda_{12}^{c(k)})} \left[(3\lambda_{11}^{c(k)} - \lambda_{12}^{c(k)}) \ln \frac{1}{r} \delta_{ml} + (\lambda_{11}^{c(k)} + \lambda_{12}^{c(k)}) \frac{(x_m^{(1)} - x_m^{(2)})(x_l^{(1)} - x_l^{(2)})}{r^2} \right]$$

$$G^{(k)}(x_i^{(1)} - x_i^{(2)}) = \frac{1}{4\pi^2} \int G^{(k)F} e^{-i\xi_j x_j} d\xi = \frac{1}{2\pi \lambda_{44}^{c(k)}} \ln \frac{1}{r} \quad (l, m = 1, 2). \quad (1.17)$$

Рівняння відносно умовних моментів. Використаємо метод умовних моментів [1, 4]. Для скорочення подальших викладок представимо рівняння (1.9) в символічній формі:

$$\varepsilon^{(1)(k)} = \langle \varepsilon \rangle^{(k)} + \int K^{(k)}(x^{(1)} - x^{(2)}) (\bar{\lambda}^{(2)(k)} \varepsilon^{(2)(k)} - \beta^{(2)(k)} \theta) dx^{(2)}. \quad (1.18)$$

Помножимо (1.18) на умовну щільність $f(\varepsilon^{(1)(k)}, \varepsilon^{(2)(k)}, \lambda^{(2)(k)} |_{\nu}^{(1)(k)})$ (щільність розподілу деформацій в точці $x^{(1)}$ підсистеми, деформацій і характеристик в

точці $x^{(2)}$ підсистеми при умові, що в точці $x^{(1)}$ знаходиться V -компонент підсистеми) та проведемо статистичне осереднення. В результаті отримаємо:

$$\langle \varepsilon^v \rangle^{(k)} = \langle \varepsilon \rangle^{(k)} + \int K^{(k)}(x) \sum_{s=1}^2 p_{vs} [\bar{\lambda}_s^{(k)} \varepsilon^{sv(k)}(x) - \beta_s^{(k)} \theta] dx \quad (v=1, 2), \quad (1.19)$$

де $\langle \varepsilon^v \rangle^{(k)}$ – середня деформація V -компонента підсистеми; $\varepsilon^{sv(k)}(x^{(1)} - x^{(2)}) = \langle \varepsilon^{(1)(k)} |_{s^{(1)(k)}, v^{(2)(k)}} \rangle$ – математичне сподівання в точці $x^{(1)}$ підсистеми при умові, що точка $x^{(1)}$ знаходиться s -компоненті підсистеми, а точка $x^{(2)}$ – в v -компоненті підсистеми; $p_{vs}^{(k)}(x^{(1)} - x^{(2)}) = f_s^{(1)(k)} |_{v^{(2)(k)}}$ – вірогідність знаходження точки $x^{(1)}$ в s -компоненті підсистеми, при умові, що $x^{(2)}$ знаходиться в v -компоненті підсистеми.

Будемо нехтувати флуктуаціями деформацій в межах компонента підсистеми. В цьому випадку умовні двухточкові моменти $\varepsilon^{sv(k)}(x)$, що входять до рівняння (1.19), вироджуються в одноточкові, тобто

$$\varepsilon^{sv(k)}(x) \approx \langle \varepsilon^s \rangle^{(k)}. \quad (1.20)$$

Тоді рівняння (6.19) приводяться до системи алгебраїчних рівнянь відносно середніх деформацій компонентів:

$$\langle \varepsilon^v \rangle^{(k)} = \langle \varepsilon \rangle^{(k)} + \sum_{s=1}^2 \int K^{(k)}(x) p_{vs}(x) dx \times (\bar{\lambda}_s^{(k)} \langle \varepsilon^s \rangle^{(k)} - \beta_s^{(k)} \theta) \quad (v=1, 2). \quad (1.21)$$

Якщо властивості композитного матеріалу підсистеми статистично ізотропні в площині, що перпендикулярна напрямку волокон, то умовні вірогідності $p_{vs}^{(k)}(x^{(1)} - x^{(2)})$ залежать тільки від відстані між точками $x^{(1)}$ та $x^{(2)}$. В цьому випадку після інтегрування в (1.21) отримаємо

$$\langle \varepsilon^{\nu} \rangle^{(k)} = \langle \varepsilon \rangle^{(k)} + A^{(k)} \sum_{s=1}^2 (\delta_{\nu s} - c_s^{(k)}) (\bar{\lambda}_s^{(k)} \langle \varepsilon^s \rangle^{(k)} - \beta_s^{(k)} \theta) \quad (1.21)$$

або в індексній формі:

$$\begin{aligned} \langle \varepsilon_{ij}^{\nu} \rangle^{(k)} = & \langle \varepsilon_{ij} \rangle^{(k)} + A_{ijnq}^{(k)} \sum_{s=1}^2 (\delta_{\nu s} - c_s^{(k)}) [\bar{\lambda}_{12}^{s(k)} \langle \varepsilon_{rr}^s \rangle^{(k)} \delta_{nq} + \\ & + (\bar{\lambda}_{11}^{s(k)} - \bar{\lambda}_{12}^{s(k)}) \langle \varepsilon_{nq}^s \rangle^{(k)} + \lambda_{13}^{s(k)} \langle \varepsilon_{33} \rangle^{(k)} \delta_{nq} - \beta_1^{s(k)} \theta \delta_{nq}]; \\ \langle \varepsilon_{i3}^{\nu} \rangle^{(k)} = & \langle \varepsilon_{i3} \rangle^{(k)} + A_{i3n3}^{(k)} \sum_{s=1}^2 (\delta_{\nu s} - c_s^{(k)}) \bar{\lambda}_{44}^{s(k)} \langle \varepsilon_{q3}^s \rangle^{(k)} \end{aligned} \quad (i, j, n, q, r = 1, 2), \quad (1.22)$$

де ненульові компоненти $A_{ijnq}^{(k)}$ визначаються за формулами:

$$\begin{aligned} A_{1111}^{(k)} = A_{2222}^{(k)} = & -\frac{5\lambda_{11}^{c(k)} - 3\lambda_{12}^{c(k)}}{8(\lambda_{11}^{c(k)} - \lambda_{12}^{c(k)})\lambda_{11}^{c(k)}}; & A_{1122}^{(k)} = A_{2211}^{(k)} = & \frac{\lambda_{11}^{c(k)} + \lambda_{12}^{c(k)}}{8(\lambda_{11}^{c(k)} - \lambda_{12}^{c(k)})\lambda_{11}^{c(k)}}; \\ A_{1212}^{(k)} = A_{2121}^{(k)} = A_{1221}^{(k)} = A_{2112}^{(k)} = & -\frac{3\lambda_{11}^{c(k)} - \lambda_{12}^{c(k)}}{8(\lambda_{11}^{c(k)} - \lambda_{12}^{c(k)})\lambda_{11}^{c(k)}}; \\ A_{1313}^{(k)} = A_{2323}^{(k)} = A_{3131}^{(k)} = A_{3232}^{(k)} = A_{1331}^{(k)} = A_{2332}^{(k)} = A_{3113}^{(k)} = A_{3223}^{(k)} = & -\frac{1}{\lambda_{44}^{c(k)}}. \end{aligned} \quad (1.23)$$

Деформації в компонентах. Розв'язуючи рівняння (1.22) відносно $\langle \varepsilon_{ij}^{\nu} \rangle^{(k)}$ ($\nu = 1, 2$), отримаємо вираз для середніх по компонентах деформацій в підсистемі $\langle \varepsilon_{ij} \rangle^{(k)}$ та температури θ :

$$\begin{aligned} \langle \varepsilon^1 \rangle^{(k)} = & [I + c_2^{(k)} Q^{(k)} (\lambda_1^{(k)} - \lambda_2^{(k)})] \langle \varepsilon \rangle^{(k)} - c_2^{(k)} Q^{(k)} (\beta_1^{(k)} - \beta_2^{(k)}) \theta; \\ \langle \varepsilon^2 \rangle^{(k)} = & [I - c_1^{(k)} Q^{(k)} (\lambda_1^{(k)} - \lambda_2^{(k)})] \langle \varepsilon \rangle^{(k)} + c_1^{(k)} Q^{(k)} (\beta_1^{(k)} - \beta_2^{(k)}) \theta, \end{aligned} \quad (1.24)$$

де I – одиничний оператор четвертого рангу, або в індексній формі:

$$\begin{aligned}
\langle \varepsilon_{ij}^1 \rangle^{(k)} &= \langle \varepsilon_{ij} \rangle^{(k)} + c_2^{(k)} [(\lambda_{12}^{(k)} - \lambda_2) \langle \varepsilon_{rr} \rangle^{(k)} + (\lambda_{13}^{(k)} - \lambda_2) \langle \varepsilon_{33} \rangle^{(k)}] Q_{ijll}^{(k)} \delta_{ij} + \\
&+ c_2^{(k)} [(\lambda_{11}^{(k)} - \lambda_{12}^{(k)}) - 2\mu_2] Q_{ijmn}^{(k)} \langle \varepsilon_{mn} \rangle^{(k)} - c_2^{(k)} (\beta_1^{(k)} - \beta_2) Q_{ijll}^{(k)} \theta \delta_{ij}; \\
\langle \varepsilon_{i3}^1 \rangle^{(k)} &= \langle \varepsilon_{i3} \rangle^{(k)} + 2c_2^{(k)} (\lambda_{44}^{(k)} - \mu_2) Q_{i3m3}^{(k)} \langle \varepsilon_{m3} \rangle^{(k)}; \\
\langle \varepsilon_{ij}^2 \rangle^{(k)} &= \langle \varepsilon_{ij} \rangle^{(k)} - c_1^{(k)} [(\lambda_{12}^{(k)} - \lambda_2) \langle \varepsilon_{rr} \rangle^{(k)} + (\lambda_{13}^{(k)} - \lambda_2) \langle \varepsilon_{33} \rangle^{(k)}] Q_{ijll}^{(k)} \delta_{ij} - \\
&- c_1^{(k)} [(\lambda_{11}^{(k)} - \lambda_{12}^{(k)}) - 2\mu_2] Q_{ijmn}^{(k)} \langle \varepsilon_{mn} \rangle^{(k)} + c_1^{(k)} (\beta_1^{(k)} - \beta_2) Q_{ijll}^{(k)} \theta \delta_{ij}; \\
\langle \varepsilon_{i3}^2 \rangle^{(k)} &= \langle \varepsilon_{i3} \rangle^{(k)} - 2c_1^{(k)} (\lambda_{44}^{(k)} - \mu_2) Q_{i3m3}^{(k)} \langle \varepsilon_{m3} \rangle^{(k)} \\
&(i, j, l, m, n, r = 1, 2), \tag{1.25}
\end{aligned}$$

де ненульові компоненти трансверсально-ізотропного тензора $Q_{ijmn}^{(k)}$ мають вигляд:

$$\begin{aligned}
Q_{1111}^{(k)} + Q_{1122}^{(k)} &= Q_{2211}^{(k)} + Q_{2222}^{(k)} = -\frac{1}{2c_1^{(k)} (\lambda_2 + \mu_2) + c_2^{(k)} (\lambda_{11}^{(k)} + \lambda_{12}^{(k)}) + (\lambda_{11}^{c(k)} - \lambda_{12}^{c(k)})}; \\
Q_{1212}^{(k)} &= Q_{2121}^{(k)} = Q_{2112}^{(k)} = Q_{1221}^{(k)} = \\
&= -\frac{1}{2 \left[2c_1^{(k)} \mu_2 + c_2^{(k)} (\lambda_{11}^{(k)} - \lambda_{12}^{(k)}) + \frac{(\lambda_{11}^{c(k)} - \lambda_{12}^{c(k)}) (\lambda_{11}^{c(k)} + \lambda_{12}^{c(k)})}{3\lambda_{11}^{c(k)} - \lambda_{12}^{c(k)}} \right]}; \\
Q_{1313}^{(k)} &= Q_{2323}^{(k)} = Q_{1331}^{(k)} = Q_{2332}^{(k)} = Q_{3113}^{(k)} = Q_{3223}^{(k)} = Q_{1331}^{(k)} = Q_{2332}^{(k)} = \\
&= -\frac{1}{4(2c_1^{(k)} \mu_2 + c_2^{(k)} \lambda_{44}^{(k)} + \lambda_{44}^{c(k)})}. \tag{1.26}
\end{aligned}$$

Визначимо з цієї системи середні деформації компонентів в підсистемі $\langle \varepsilon_{ij}^1 \rangle^{(k)}$ і $\langle \varepsilon_{ij}^2 \rangle^{(k)}$ як функції середніх деформацій композиту $\langle \varepsilon_{ij} \rangle^{(k)}$ і підставимо в вираз (1.5). В результаті отримаємо залежність макронапружень в підсистемі від макродеформацій в ній

Ефективні характеристики. Підставимо вирази (1.25) для середніх деформацій компонентів підсистем $\langle \varepsilon_{ij}^1 \rangle^{(k)}$ і $\langle \varepsilon_{ij}^2 \rangle^{(k)}$ в вирази (1.5), знайдемо залежності між середніми напруженнями $\langle \sigma_{ij} \rangle^{(k)}$, деформаціями $\langle \varepsilon_{ij} \rangle^{(k)}$ та температурою θ в підсистемі:

$$\begin{aligned} \langle \sigma_{pq} \rangle^{(k)} &= (\lambda_{11}^{*(k)} - \lambda_{12}^{*(k)}) \langle \varepsilon_{pq} \rangle^{(k)} + (\lambda_{12}^{*(k)} \langle \varepsilon_{rr} \rangle^{(k)} + \lambda_{13}^{*(k)} \langle \varepsilon_{33} \rangle^{(k)} - \beta_1^{*(k)} \theta) \delta_{pq}; \\ \langle \sigma_{33} \rangle^{(k)} &= \lambda_{13}^{*(k)} \langle \varepsilon_{rr} \rangle^{(k)} + \lambda_{33}^{*(k)} \langle \varepsilon_{33} \rangle^{(k)} - \beta_3^{*(k)} \theta; \\ \langle \sigma_{p3} \rangle^{(k)} &= 2\lambda_{44}^{*(k)} \langle \varepsilon_{p3} \rangle^{(k)} \quad (p, q, r = 1, 2), \end{aligned} \quad (1.27)$$

а вирази для ефективних термопружних характеристик підсистеми мають вигляд [1, 4]:

$$\begin{aligned} \lambda_{11}^{*(k)} + \lambda_{12}^{*(k)} &= c_1^{(k)} (\lambda_{11}^{(k)} + \lambda_{12}^{(k)}) + 2c_2^{(k)} (\lambda_2 + \mu_2) - \\ &\quad - \frac{c_1^{(k)} c_2^{(k)} (\lambda_{11}^{(k)} + \lambda_{12}^{(k)} - 2\lambda_2 - 2\mu_2)^2}{2c_1^{(k)} (\lambda_2 + \mu_2) + c_2^{(k)} (\lambda_{11}^{(k)} + \lambda_{12}^{(k)}) + 2m^{(k)}}; \\ \lambda_{11}^{*(k)} - \lambda_{12}^{*(k)} &= c_1^{(k)} (\lambda_{11}^{(k)} - \lambda_{12}^{(k)}) + 2c_2^{(k)} \mu_2 - \frac{c_1^{(k)} c_2^{(k)} (\lambda_{11}^{(k)} - \lambda_{12}^{(k)} - 2\mu_2)^2}{2c_1^{(k)} \mu_2 + c_2^{(k)} (\lambda_{11}^{(k)} - \lambda_{12}^{(k)}) + \frac{2m^{(k)} n^{(k)}}{n^{(k)} + 2m^{(k)}}}; \\ \lambda_{13}^{*(k)} &= c_1^{(k)} \lambda_{13}^{(k)} + c_2^{(k)} \lambda_2 - \frac{c_1^{(k)} c_2^{(k)} (\lambda_{11}^{(k)} + \lambda_{12}^{(k)} - 2\lambda_2 - 2\mu_2) (\lambda_{13}^{(k)} - \lambda_2)}{2c_1^{(k)} (\lambda_2 + \mu_2) + c_2^{(k)} (\lambda_{11}^{(k)} + \lambda_{12}^{(k)}) + 2m^{(k)}}; \\ \lambda_{33}^{*(k)} &= c_1^{(k)} \lambda_{33}^{(k)} + c_2^{(k)} (\lambda_2 + 2\mu_2) - \frac{2c_1^{(k)} c_2^{(k)} (\lambda_{13}^{(k)} - \lambda_2)^2}{2c_1^{(k)} (\lambda_2 + \mu_2) + c_2^{(k)} (\lambda_{11}^{(k)} + \lambda_{12}^{(k)}) + 2m^{(k)}}; \\ \lambda_{44}^{*(k)} &= c_1^{(k)} \lambda_{44}^{(k)} + c_2^{(k)} \mu_2 - \frac{c_1^{(k)} c_2^{(k)} (\lambda_{44}^{(k)} - \mu_2)^2}{c_1^{(k)} \mu_2 + c_2^{(k)} \lambda_{44}^{(k)} + s^{(k)}}; \\ \beta_1^{*(k)} &= c_1^{(k)} \beta_1^{(k)} + c_2^{(k)} \beta_2 - \frac{c_1^{(k)} c_2^{(k)} (\lambda_{11}^{(k)} + \lambda_{12}^{(k)} - 2\lambda_2 - 2\mu_2) (\beta_1^{(k)} - \beta_2)}{2c_1^{(k)} (\lambda_2 + \mu_2) + c_2^{(k)} (\lambda_{11}^{(k)} + \lambda_{12}^{(k)}) + 2m^{(k)}}; \\ \beta_3^{*(k)} &= c_1^{(k)} \beta_3^{(k)} + c_2^{(k)} \beta_2 - \frac{2c_1^{(k)} c_2^{(k)} (\lambda_{13}^{(k)} - \lambda_2) (\beta_1^{(k)} - \beta_2)}{2c_1^{(k)} (\lambda_2 + \mu_2) + c_2^{(k)} (\lambda_{11}^{(k)} + \lambda_{12}^{(k)}) + 2m^{(k)}}, \end{aligned} \quad (1.28)$$

де:

$$\begin{aligned} 2m^{(k)} &= c_1^{(k)} (\lambda_{11}^{(k)} - \lambda_{12}^{(k)}) + 2c_2^{(k)} \mu_2; \quad 2n^{(k)} = c_1^{(k)} (\lambda_{11}^{(k)} + \lambda_{12}^{(k)}) + 2c_2^{(k)} (\lambda_2 + \mu_2); \\ s^{(k)} &= c_1^{(k)} \lambda_{44}^{(k)} + c_2^{(k)} \mu_2, \end{aligned} \quad (1.29)$$

якщо жорсткість матриці більше жорсткості волокон, і:

$$2m^{(k)} = \left(\frac{c_1^{(k)}}{\lambda_{11}^{(k)} - \lambda_{12}^{(k)}} + \frac{c_2^{(k)}}{2\mu_2} \right)^{-1}; \quad 2n^{(k)} = \left(\frac{c_1^{(k)}}{\lambda_{11}^{(k)} + \lambda_{12}^{(k)}} + \frac{c_2^{(k)}}{2(\lambda_2 + \mu_2)} \right)^{-1};$$

$$s^{(k)} = \left(\frac{c_1^{(k)}}{\lambda_{44}^{(k)}} + \frac{c_2^{(k)}}{\mu_2} \right)^{-1}, \quad (1.30)$$

якщо жорсткість волокон більше жорсткості матриці.

Якщо властивості волокон всіх напрямків однакові, то:

$$\lambda_{ij}^{(k)} = \lambda_{ij}^1; \quad \beta_i'^{(k)} = \beta_i^1, \quad (1.31)$$

і вирази (1.28) – (1.30) від індексу k не залежать.

Ефективні характеристики (1.28) – (1.30) є компонентами тензорів ефективних деформативних характеристик в локальній системі координат $x_i^{(k)}$, де вісь $x_3^{(k)}$ паралельна волокнам k -го напрямку. Перейдемо до загальної системи координат згідно перетворенню:

$$x_i = \alpha_{ij}^{(k)} x_j^{(k)}; \quad x_i^{(k)} = \alpha_{ji}^k x_j; \quad (1.32)$$

де

$$\alpha_{11}^{(k)} = \cos \theta_k \cos \varphi_k; \quad \alpha_{12}^{(k)} = -\sin \varphi_k; \quad \alpha_{13}^{(k)} = \sin \theta_k \cos \varphi_k;$$

$$\alpha_{21}^{(k)} = \cos \theta_k \sin \varphi_k; \quad \alpha_{22}^k = \cos \varphi_k; \quad \alpha_{23}^k = \sin \theta_k \sin \varphi_k;$$

$$\alpha_{31}^{(k)} = -\sin \theta_k; \quad \alpha_{32}^{(k)} = 0; \quad \alpha_{33}^{(k)} = \cos \theta_k. \quad (1.33)$$

Тоді тензори ефективних деформативних характеристик $\lambda_{ijlm}^{*(k)}$ та термічних напружень $\beta_{ij}^{*(k)}$ в загальній системі координат виражаються через відповідні тензори $\lambda_{ijlm}^{*(k)}$, $\beta_{ij}^{*(k)}$ в локальній системі координат співвідношеннями:

$$\lambda_{ijlm}^{*(k)} = \alpha_{ip}^{(k)} \alpha_{jq}^{(k)} \alpha_{lr}^{(k)} \alpha_{ms}^{(k)} \lambda_{pqrs}^{*(k)}; \quad \beta_{ij}^{*(k)} = \alpha_{ip}^{(k)} \alpha_{jq}^{(k)} \beta_{pq}^{*(k)}. \quad (1.34)$$

Ефективні характеристики всієї системи відповідно до схеми Фойхта визначаються формулами:

$$\lambda_{ijlm}^{**} = \frac{1}{c_1} \sum_{k=1}^N c_1^{(k)} \lambda_{ijlm}^{*(k)}; \quad \beta_{ij}^{**} = \frac{1}{c_1} \sum_{k=1}^N c_1^{(k)} \beta_{ij}^{*(k)}. \quad (1.35)$$

Підставляючи (1.34) в (1.35) і переходячи до матричних позначень, отримуємо:

$$\begin{aligned} \lambda_{ijlm}^{**} = & \frac{1}{c_1} \sum_{k=1}^N c_1^{(k)} \{ [\alpha_{i1}^{(k)} \alpha_{j1}^{(k)} \alpha_{l1}^{(k)} \alpha_{m1}^{(k)} + \alpha_{i2}^{(k)} \alpha_{j2}^{(k)} \alpha_{l2}^{(k)} \alpha_{m2}^{(k)} + \\ & + \frac{1}{2} (\alpha_{i1}^{(k)} \alpha_{j2}^{(k)} + \alpha_{i2}^{(k)} \alpha_{j1}^{(k)}) (\alpha_{l1}^{(k)} \alpha_{m2}^{(k)} + \alpha_{l2}^{(k)} \alpha_{m1}^{(k)})] \lambda_{11}^{*(k)} + \\ & + [\alpha_{i1}^{(k)} \alpha_{j1}^{(k)} \alpha_{l2}^{(k)} \alpha_{m2}^{(k)} + \alpha_{i2}^{(k)} \alpha_{j2}^{(k)} \alpha_{l1}^{(k)} \alpha_{m1}^{(k)} - \\ & - \frac{1}{2} (\alpha_{i1}^{(k)} \alpha_{j2}^{(k)} + \alpha_{i2}^{(k)} \alpha_{j1}^{(k)}) (\alpha_{l1}^{(k)} \alpha_{m2}^{(k)} + \alpha_{l2}^{(k)} \alpha_{m1}^{(k)})] \lambda_{12}^{*(k)} + \\ & + \alpha_{i3}^{(k)} \alpha_{j3}^{(k)} \alpha_{l3}^{(k)} \alpha_{m3}^{(k)} \lambda_{33}^{*(k)} + \\ & + [(\alpha_{i1}^{(k)} \alpha_{j1}^{(k)} + \alpha_{i2}^{(k)} \alpha_{j2}^{(k)}) \alpha_{l3}^{(k)} \alpha_{m3}^{(k)} + \alpha_{i3}^{(k)} \alpha_{j3}^{(k)} (\alpha_{l1}^{(k)} \alpha_{m1}^{(k)} + \alpha_{l2}^{(k)} \alpha_{m2}^{(k)})] \lambda_{13}^{*(k)} + \\ & + [(\alpha_{i1}^{(k)} \alpha_{j3}^{(k)} + \alpha_{i3}^{(k)} \alpha_{j1}^{(k)}) (\alpha_{l1}^{(k)} \alpha_{m3}^{(k)} + \alpha_{l3}^{(k)} \alpha_{m1}^{(k)}) + \\ & + (\alpha_{i2}^{(k)} \alpha_{j3}^{(k)} + \alpha_{i3}^{(k)} \alpha_{j2}^{(k)}) (\alpha_{l2}^{(k)} \alpha_{m3}^{(k)} + \alpha_{l3}^{(k)} \alpha_{m2}^{(k)})] \lambda_{44}^{*(k)} \}; \\ \beta_{ij}^{**} = & \frac{1}{c_1} \sum_{k=1}^N c_1^{(k)} [(\alpha_{i1}^{(k)} \alpha_{j1}^{(k)} + \alpha_{i2}^{(k)} \alpha_{j2}^{(k)}) \beta_1^{*(k)} + \alpha_{i3}^{(k)} \alpha_{j3}^{(k)} \beta_3^{*(k)}]. \quad (1.36) \end{aligned}$$

Формули (1.28) – (1.30), (1.36) визначають ефективні деформативні властивості просторово армованого матеріалу через властивості волокон і матриці. Якщо властивості волокон і їх об'ємний вміст в кожному напрямку однакові, то:

$$c_1^{(k)} = \frac{c_1}{N}; \quad \lambda_{ij}^{*(k)} = \lambda_{ij}^*; \quad \beta_i^{*(k)} = \beta_i^*, \quad (1.37)$$

що спрощує обчислення.

1.1.3 Напружено-деформований стан в компонентах

Можна знайти деформації $\langle \varepsilon_{ij}^V \rangle$ та напруження $\langle \sigma_{ij}^V \rangle$ в компонентах при заданих макродеформаціях $\langle \varepsilon_{ij} \rangle$ або макронапруженнях $\langle \sigma_{ij} \rangle$.

Для цього скористаємось:

співвідношеннями між макронапруженнями $\langle \sigma_{ij} \rangle$, макродеформаціями $\langle \varepsilon_{lm} \rangle$ та температурою θ :

$$\langle \sigma_{ij} \rangle = \lambda_{ijlm}^{**} \langle \varepsilon_{lm} \rangle - \beta_{ij}^{**} \theta, \quad (1.38)$$

співвідношеннями між середніми напруженнями $\langle \sigma_{ij}^1 \rangle$, деформаціями $\langle \varepsilon_{lm}^1 \rangle$ та температурою θ в системі просторово розташованих волокон:

$$\langle \sigma_{ij}^1 \rangle = \lambda_{ijlm}^{1*} \langle \varepsilon_{lm}^1 \rangle - \beta_{ij}^{1*} \theta, \quad (1.39)$$

співвідношеннями між середніми напруженнями $\langle \sigma_{ij}^2 \rangle$, деформаціями $\langle \varepsilon_{lm}^2 \rangle$ та температурою θ в матриці:

$$\langle \sigma_{ij}^2 \rangle = \lambda_{ijlm}^2 \langle \varepsilon_{lm}^2 \rangle - \beta_{ij}^2 \theta; \quad \lambda_{ijlm}^2 = \lambda_2 \delta_{ij} \delta_{lm} + \mu_2 (\delta_{il} \delta_{jm} + \delta_{im} \delta_{jl}), \quad (1.40)$$

співвідношеннями між макронапруженнями $\langle \sigma_{ij} \rangle$ та середніми напруженнями в системі волокон $\langle \sigma_{ij}^1 \rangle$ та в матриці $\langle \sigma_{ij}^2 \rangle$:

$$\langle \sigma_{ij} \rangle = c_1 \langle \sigma_{ij}^1 \rangle + c_2 \langle \sigma_{ij}^2 \rangle, \quad (1.41)$$

співвідношеннями між макродеформаціями $\langle \varepsilon_{ij} \rangle$ та середніми деформаціями в системі волокон $\langle \varepsilon_{ij}^1 \rangle$ та в матриці $\langle \varepsilon_{ij}^2 \rangle$:

$$\langle \varepsilon_{ij} \rangle = c_1 \langle \varepsilon_{ij}^1 \rangle + c_2 \langle \varepsilon_{ij}^2 \rangle, \quad (1.42)$$

зауважимо, що залежності між характеристиками системи просторово розташованих волокон та характеристиками односпрямованих волокон описуються за тим самим законом, що і залежності між ефективними характеристиками матеріалу та характеристиками односпрямованого волокнистого матеріалу.

Скориставшись співвідношеннями (1.38) – (1.42), отримаємо залежності між середніми деформаціями в компонентах $\langle \sigma_{ij}^1 \rangle$ та макродеформаціями $\langle \varepsilon_{ij} \rangle$:

$$\begin{aligned} c_1 \langle \varepsilon_{ij}^1 \rangle &= (\lambda_{ijpq}^{1*} - \lambda_{ijpq}^2)^{-1} [(\lambda_{pqlm}^{**} - \lambda_{pqlm}^2) \langle \varepsilon_{lm} \rangle - (\beta_{pq}^{**} - \langle \beta_{pq} \rangle) \theta], \\ c_2 \langle \varepsilon_{ij}^2 \rangle &= -(\lambda_{ijpq}^{1*} - \lambda_{ijpq}^2)^{-1} [(\lambda_{pqlm}^{**} - \lambda_{pqlm}^1) \langle \varepsilon_{lm} \rangle - (\beta_{pq}^{**} - \langle \beta_{pq} \rangle) \theta]. \end{aligned} \quad (1.43)$$

та між середніми напруженнями в компонентах $\langle \sigma_{ij}^1 \rangle, \langle \sigma_{ij}^2 \rangle$ та макронапруженнями $\langle \sigma_{ij} \rangle$:

$$c_1 \langle \sigma_{ij}^1 \rangle = \lambda_{ijpq}^{1*} (\lambda_{ijpq}^{1*} - \lambda_{ijpq}^2)^{-1} [(\lambda_{pqlm}^{**} - \lambda_{pqlm}^2) \langle \varepsilon_{lm} \rangle - (\beta_{pq}^{**} - \langle \beta_{pq} \rangle) \theta] - \beta_{ij}^{1*} \theta.$$

$$c_2 \langle \sigma_{ij}^2 \rangle = -\lambda_{ijpq}^2 (\lambda_{ijpq}^{1*} - \lambda_{ijpq}^2)^{-1} [(\lambda_{pqlm}^{**} - \lambda_{pqlm}^2) \langle \varepsilon_{lm} \rangle - (\beta_{pq}^{**} - \langle \beta_{pq} \rangle) \theta] - \beta_{ij}^2 \theta. \quad (1.44)$$

1.1.4 Визначення ефективних деформативних властивостей волокнистих матеріалів в випадку волокон, розташованих в площині $x_1 x_2$ уздовж сторін квадрата та його діагоналей

Розглянемо характерний вид просторового армування. Нехай всі волокна мають однакові властивості. Визначимо ефективні пружні властивості та напружено-деформований стан волокнистих матеріалів при характерному випадку просторового армування. Нехай волокна розташовані уздовж сторін квадрата та його діагоналей та мають однаковий об'ємний вміст в кожному напрямку, тобто:

$$\begin{aligned} N = 4; \quad c_1^{(1)} = c_1^{(2)} = c_1^{(3)} = c_1^{(4)} = \frac{1}{4}; \quad \theta_1 = \theta_2 = \theta_3 = \theta_4 = \frac{\pi}{2}; \quad \varphi_1 = 0; \quad \varphi_2 = \frac{\pi}{4}; \quad \varphi_3 = \frac{\pi}{2}; \quad \varphi_4 = \frac{3\pi}{4}; \\ \alpha_{11}^{(1)} = 0; \quad \alpha_{12}^{(1)} = 0; \quad \alpha_{13}^{(1)} = 1; \quad \alpha_{21}^{(1)} = 0; \quad \alpha_{22}^{(1)} = 1; \quad \alpha_{23}^{(1)} = 0; \\ \alpha_{31}^{(1)} = -1; \quad \alpha_{32}^{(1)} = 0; \quad \alpha_{33}^{(1)} = 0. \\ \alpha_{11}^{(2)} = 0_k; \quad \alpha_{12}^{(2)} = -\frac{\sqrt{2}}{2}; \quad \alpha_{13}^{(2)} = \frac{\sqrt{2}}{2}; \quad \alpha_{21}^{(2)} = 0; \quad \alpha_{22}^{(2)} = \frac{\sqrt{2}}{2}; \quad \alpha_{23}^{(2)} = \frac{\sqrt{2}}{2}; \\ \alpha_{31}^{(2)} = -1; \quad \alpha_{32}^{(2)} = 0; \quad \alpha_{33}^{(2)} = 0. \\ \alpha_{11}^{(3)} = 0; \quad \alpha_{12}^{(3)} = -1; \quad \alpha_{13}^{(3)} = 0; \quad \alpha_{21}^{(3)} = 0; \quad \alpha_{22}^{(3)} = 0; \quad \alpha_{23}^{(3)} = 1; \\ \alpha_{31}^{(3)} = -1; \quad \alpha_{32}^{(3)} = 0; \quad \alpha_{33}^{(3)} = 0. \\ \alpha_{11}^{(4)} = 0; \quad \alpha_{12}^{(4)} = -\frac{\sqrt{2}}{2}; \quad \alpha_{13}^{(4)} = -\frac{\sqrt{2}}{2}; \quad \alpha_{21}^{(4)} = 0; \quad \alpha_{22}^{(4)} = -\frac{\sqrt{2}}{2}; \quad \alpha_{23}^{(4)} = \frac{\sqrt{2}}{2}; \\ \alpha_{31}^{(4)} = -1; \quad \alpha_{32}^{(4)} = 0; \quad \alpha_{33}^{(4)} = 0. \end{aligned} \quad (1.45)$$

Ефективні характеристики. Підставляючи (1.45) в (1.36), отримаємо:

$$\begin{aligned}
\lambda_{11}^{**} = \lambda_{22}^{**} &= \frac{1}{8}(3\lambda_{11}^* + 2\lambda_{13}^* + 3\lambda_{33}^* + 4\lambda_{44}^*); & \lambda_{33}^{**} &= \lambda_{11}^*; \\
\lambda_{12}^{**} &= \frac{1}{8}(\lambda_{11}^* + 6\lambda_{13}^* + \lambda_{33}^* - 4\lambda_{44}^*); & \lambda_{13}^{**} = \lambda_{23}^{**} &= \frac{1}{2}(\lambda_{12}^* + \lambda_{13}^*); \\
\lambda_{44}^{**} = \lambda_{55}^{**} &= \frac{1}{4}(\lambda_{11}^* - \lambda_{12}^* + 2\lambda_{44}^*); & \lambda_{66}^{**} &= \frac{1}{2}(\lambda_{11}^* - \lambda_{12}^*); \\
\beta_{11}^{**} = \beta_{22}^{**} &= \frac{1}{2}(\beta_1^* + \beta_3^*); & \beta_{33}^{**} &= \beta_1^*,
\end{aligned} \tag{1.46}$$

де $\lambda_{11}^*, \lambda_{12}^*, \lambda_{13}^*, \lambda_{33}^*, \lambda_{44}^*, \lambda_{66}^*, \beta_1^*, \beta_3^*$ визначаються за формулами (1.28) – (1.31), (1.37). Тобто матеріал має гексагональну симетрію і залежності між макронапруженнями $\langle \sigma_{ij} \rangle$, макродеформаціями $\langle \varepsilon_{ij} \rangle$ та температурою θ мають вигляд:

$$\begin{aligned}
\langle \sigma_{pq} \rangle &= (\lambda_{11}^{**} - \lambda_{12}^{**}) \langle \varepsilon_{pq} \rangle + (\lambda_{12}^{**} \langle \varepsilon_{rr} \rangle + \lambda_{13}^{**} \langle \varepsilon_{33} \rangle) \delta_{pq} - \beta_1^{**} \theta \delta_{pq}; \\
\langle \sigma_{33} \rangle &= \lambda_{13}^{**} \langle \varepsilon_{rr} \rangle + \lambda_{33}^{**} \langle \varepsilon_{33} \rangle - \beta_3^{**} \theta; & \langle \sigma_{p3} \rangle &= 2\lambda_{44}^{**} \langle \varepsilon_{p3} \rangle \\
& (p, q, r=1, 2, s=1, 2, 3),
\end{aligned} \tag{1.47}$$

Напружено-деформований стан в компонентах. Залежності між напруженнями $\langle \sigma_{ij}^1 \rangle$ деформаціями $\langle \varepsilon_{ij}^1 \rangle$ та температурою θ в компонентах на основі (1.27), (1.39), (1.40) мають вигляд:

в волокнах

$$\begin{aligned}
\langle \sigma_{pq}^1 \rangle &= (\lambda_{11}^1 - \lambda_{12}^1) \langle \varepsilon_{pq}^1 \rangle + (\lambda_{12}^1 \langle \varepsilon_{rr}^1 \rangle + \lambda_{13}^1 \langle \varepsilon_{33}^1 \rangle - \beta_1^1 \theta) \delta_{pq}; \\
\langle \sigma_{33}^1 \rangle &= \lambda_{13}^1 \langle \varepsilon_{rr}^1 \rangle + \lambda_{33}^1 \langle \varepsilon_{33}^1 \rangle - \beta_3^1 \theta; \\
\langle \sigma_{p3}^1 \rangle &= 2\lambda_{44}^1 \langle \varepsilon_{p3}^1 \rangle \quad (p, q, r=1, 2),
\end{aligned} \tag{1.48}$$

в матриці

$$\langle \sigma_{ij}^2 \rangle = \lambda_2 \langle \varepsilon_{kk}^2 \rangle \delta_{ij} + 2\mu_2 \langle \varepsilon_{ij}^2 \rangle - \beta_2 \theta \delta_{ij} \quad (i, j, k=1, 2, 3). \tag{1.49}$$

Залежності між середніми в компонентах деформаціями $\langle \varepsilon_{ij}^1 \rangle$, $\langle \varepsilon_{ij}^2 \rangle$ та макродеформаціями $\langle \varepsilon_{ij} \rangle$ для матеріалу з гексагональною симетрією отримаємо на основі залежностей (1.43)

в волокнах:

$$\begin{aligned}
\langle \varepsilon_{ij}^1 \rangle &= \frac{\lambda_{11}^{**} - \lambda_{12}^{**} - \lambda_{11}^{1*} + \lambda_{12}^{1*}}{c_1(\lambda_{11}^{1*} - \lambda_{12}^{1*} - 2\mu_2)} \langle \varepsilon_{ij} \rangle + \\
&+ \frac{1}{\Delta_1} \{ [(\lambda_{11}^{**} - \lambda_2 - 2\mu_2)a_1 - (\lambda_{12}^{**} - \lambda_2)a_2 - (\lambda_{13}^{**} - \lambda_2)a_3] \langle \varepsilon_{rr} \rangle + \\
&+ [(\lambda_{13}^{**} - \lambda_2)(a_1 - a_2) - (\lambda_{33}^{**} - \lambda_2 - 2\mu_2)a_3] \langle \varepsilon_{33} \rangle - \\
&- [(\beta_1^{**} - c_1\beta_1^{1*} - c_2\beta_2)(a_1 - a_2) - (\beta_{33}^{**} - c_1\beta_3^{1*} - c_2\beta_2)a_3] \theta \} \delta_{ij}; \\
\langle \varepsilon_{33}^1 \rangle &= \frac{1}{\Delta_1} \{ [(\lambda_{13}^{**} - \lambda_2)a_4 - (\lambda_{11}^{**} + \lambda_{12}^{**} - 2\lambda_2 - 2\mu_2)a_3] \langle \varepsilon_{rr} \rangle + \\
&+ [(\lambda_{33}^{**} - \lambda_2 - 2\mu_2)a_4 - 2(\lambda_{13}^{**} - \lambda_2)a_3] \langle \varepsilon_{33} \rangle - \\
&- [(\beta_{33}^{**} - c_1\beta_3^{1*} - c_2\beta_2)a_4 - 2(\beta_1^{**} - c_1\beta_1^{1*} - c_2\beta_2)a_3] \theta \}; \\
\langle \varepsilon_{i3}^1 \rangle &= \frac{\lambda_{44}^{**} - \mu_2}{c_1(\lambda_{44}^{1*} - \mu_2)} \langle \varepsilon_{i3} \rangle \quad (i, j, r = 1, 2); \tag{1.50}
\end{aligned}$$

в матриці:

$$\begin{aligned}
\langle \varepsilon_{ij}^2 \rangle &= \frac{\lambda_{11}^{**} - \lambda_{12}^{**} - \lambda_{11}^{1*} + \lambda_{12}^{1*}}{c_2(2\mu_2 - \lambda_{11}^{1*} + \lambda_{12}^{1*})} \langle \varepsilon_{ij} \rangle - \frac{1}{\Delta_2} \{ [(\lambda_{11}^{**} - \lambda_{11}^{1*})a_1 - (\lambda_{12}^{**} - \lambda_{12}^{1*})a_2 - (\lambda_{13}^{**} - \lambda_{13}^{1*})a_3] \langle \varepsilon_{rr} \rangle + \\
&+ [(\lambda_{13}^{**} - \lambda_{13}^{1*})(a_1 - a_2) - (\lambda_{33}^{**} - \lambda_{33}^{1*})a_3] \langle \varepsilon_{33} \rangle - \\
&- [(\beta_1^{**} - c_1\beta_1^{1*} - c_2\beta_2)(a_1 - a_2) - (\beta_{33}^{**} - c_1\beta_3^{1*} - c_2\beta_2)a_3] \theta \} \delta_{ij}; \\
\langle \varepsilon_{33}^2 \rangle &= -\frac{1}{\Delta_2} \{ [(\lambda_{13}^{**} - \lambda_{13}^{1*})a_4 - (\lambda_{11}^{**} + \lambda_{12}^{**} - \lambda_{11}^{1*} - \lambda_{12}^{1*})a_3] \langle \varepsilon_{rr} \rangle + \\
&+ [(\lambda_{33}^{**} - \lambda_{33}^{1*})a_4 - 2(\lambda_{13}^{**} - \lambda_{13}^{1*})a_3] \langle \varepsilon_{33} \rangle - \\
&- [(\beta_{33}^{**} - c_1\beta_3^{1*} - c_2\beta_2)a_4 - 2(\beta_1^{**} - c_1\beta_1^{1*} - c_2\beta_2)a_3] \theta \}; \\
\langle \varepsilon_{i3}^2 \rangle &= \frac{\lambda_{44}^{**} - \lambda_{44}^{1*}}{c_2(\mu_2 - \lambda_{44}^{1*})} \langle \varepsilon_{i3} \rangle \quad (i, j, r = 1, 2); \tag{1.51}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\Delta_1 &= -c_1(\lambda_{11}^{1*} - \lambda_{12}^{1*} - 2\mu_2) \times [(\lambda_{11}^{1*} + \lambda_{12}^{1*} - 2\lambda_2 - 2\mu_2)(\lambda_{33}^{1*} - \lambda_2 - 2\mu_2) - 2(\lambda_{13}^{1*} - \lambda_2)^2]; \\
\Delta_2 &= c_2(\lambda_{11}^{1*} - \lambda_{12}^{1*} - 2\mu_2) \times [(\lambda_{11}^{1*} + \lambda_{12}^{1*} - 2\lambda_2 - 2\mu_2)(\lambda_{33}^{1*} - \lambda_2 - 2\mu_2) - 2(\lambda_{13}^{1*} - \lambda_2)^2]; \\
a_1 &= (\lambda_{13}^{1*} - \lambda_2)^2 - (\lambda_{12}^{1*} - \lambda_2)(\lambda_{33}^{1*} - \lambda_2 - 2\mu_2); \\
a_2 &= (\lambda_{13}^{1*} - \lambda_2)^2 - (\lambda_{11}^{1*} - \lambda_2 - 2\mu_2)(\lambda_{33}^{1*} - \lambda_2 - 2\mu_2); \\
a_3 &= (\lambda_{13}^{1*} - \lambda_2)(\lambda_{11}^{1*} - \lambda_{12}^{1*} - 2\mu_2); \\
a_4 &= (\lambda_{11}^{1*} + \lambda_{12}^{1*} - 2\lambda_2 - 2\mu_2)(\lambda_{11}^{1*} - \lambda_{12}^{1*} - 2\mu_2),
\end{aligned} \tag{1.52}$$

де

$$\begin{aligned}
\lambda_{11}^{1*} = \lambda_{22}^{1*} &= \frac{1}{8}(3\lambda_{11}^1 + 2\lambda_{13}^1 + 3\lambda_{33}^1 + 4\lambda_{44}^1); & \lambda_{33}^{1*} &= \lambda_{11}^1; \\
\lambda_{12}^{1*} &= \frac{1}{8}(\lambda_{11}^1 + 6\lambda_{13}^1 + \lambda_{33}^1 - 4\lambda_{44}^1); & \lambda_{13}^{1*} = \lambda_{23}^{1*} &= \frac{1}{2}(\lambda_{12}^1 + \lambda_{13}^1); \\
\lambda_{44}^{1*} = \lambda_{55}^{1*} &= \frac{1}{4}(\lambda_{11}^1 - \lambda_{12}^1 + 2\lambda_{44}^1); \\
\beta_{11}^{1*} = \beta_{22}^{1*} &= \frac{1}{2}(\beta_1^1 + \beta_3^1); & \beta_{33}^{1*} &= \beta_1^1,
\end{aligned} \tag{1.53}$$

Макродеформації $\langle \varepsilon_{ij} \rangle$ зв'язані з макронапруженнями $\langle \sigma_{ij} \rangle$ та температурою θ залежностями:

$$\begin{aligned}
\langle \varepsilon_{ij} \rangle &= \frac{1 + \nu_{12}^{**}}{E_1^{**}} \langle \sigma_{ij} \rangle - \frac{\nu_{12}^{**}}{E_1^{**}} \langle \sigma_{rr} \rangle \delta_{ij} - \frac{\nu_{13}^{**}}{E_3^{**}} \langle \sigma_{33} \rangle \delta_{ij} + \alpha_1^{**} \theta \delta_{ij}; \\
\langle \varepsilon_{33} \rangle &= \frac{1}{E_3^{**}} \langle \sigma_{33} \rangle - \frac{\nu_{13}^{**}}{E_3^{**}} \langle \sigma_{rr} \rangle + \alpha_3^{**} \theta; & \langle \varepsilon_{i3} \rangle &= \frac{1}{2G_{13}^{**}} \langle \sigma_{i3} \rangle \\
&& (i, j, r = 1, 2),
\end{aligned} \tag{1.54}$$

де технічні сталі зв'язані з термопружними характеристиками $\lambda_{ijlm}^{**}, \beta_{ij}^{**}$ співвідношеннями

$$E_1^{**} = \frac{4\Delta^{**} G_{12}^{**}}{2G_{12}^{**} \lambda_{33}^{**} + \Delta^{**}}; \quad E_3^{**} = \frac{\Delta^{**}}{\lambda_{11}^{**} + \lambda_{12}^{**}};$$

$$\begin{aligned}
G_{12}^{**} = \lambda_{66}^{**} &= \frac{1}{2}(\lambda_{11}^{**} - \lambda_{12}^{**}); & G_{13}^{**} &= \lambda_{44}^{**}; \\
\nu_{12}^{**} &= \frac{E_1^{**}}{2G_{12}^{**}} - 1; & \nu_{12}^{**} &= \frac{\lambda_{13}^{**}}{\lambda_{11}^{**} + \lambda_{12}^{**}}; \\
\alpha_1^{**} &= \frac{\beta_1^{**} \lambda_{33}^{**} - \beta_3^{**} \lambda_{13}^{**}}{\Delta^{**}}; & \alpha_3^{**} &= \frac{\beta_3^{**} (\lambda_{11}^{**} + \lambda_{12}^{**}) - 2\beta_1^{**} \lambda_{13}^{**}}{\Delta^{**}}; \\
\Delta^{**} &= (\lambda_{11}^{**} + \lambda_{12}^{**})\lambda_{33}^{**} - 2(\lambda_{13}^{**})^2.
\end{aligned} \tag{1.55}$$

Дослідження властивостей композиту. За допомогою комп'ютерного моделювання було проведено чисельне дослідження залежності деформування волокнистого композиту від об'ємного вмісту компонентів. Як компоненти взяті відповідно високомодульні вуглецеві волокна з характеристиками [3]:

$$\begin{aligned}
E_1^1 &= 8 \text{ ГПа}; & E_3^1 &= 226 \text{ ГПа}; & \nu_{12}^1 &= 0,3; & \nu_{13}^1 &= 0,2; & G_{13}^1 &= 60 \text{ ГПа}; \\
\alpha_1^1 &= -1 \cdot 10^{-6} (^\circ\text{C})^{-1}; & \alpha_3^1 &= 18 \cdot 10^{-6} (^\circ\text{C})^{-1}
\end{aligned} \tag{1.21}$$

і епоксидна матриця з характеристиками [1, 3]:

$$E_2 = 3 \text{ ГПа}; \quad \nu_2 = 0,35; \quad \alpha_2 = 45 \cdot 10^{-6} (^\circ\text{C})^{-1}; \quad \sigma_{02} = 0,05 \text{ ГПа} \tag{1.22}$$

де E_2 , ν_2 , α_2 — відповідно модуль Юнга, коефіцієнт Пуассона і коефіцієнт термічних деформацій матриці; σ_{02} — межа її плинності; E_1^1 і E_3^1 , ν_{12}^1 і ν_{13}^1 , G_{12}^1 і G_{13}^1 , α_1^1 і α_3^1 — відповідно поперечний і поздовжній модулі Юнга, коефіцієнти Пуассона, модулі зсуву волокон та коефіцієнти термічних деформацій, які пов'язані з λ_{11}^1 , λ_{12}^1 , λ_{13}^1 , λ_{33}^1 , λ_{44}^1 , β_1^1 , β_3^1 формулами:

$$\lambda_{11}^1 + \lambda_{12}^1 = E_1^1 E_3^1 \left[E_3^1 \left(2 - \frac{E_1^1}{2G_{12}^1} \right) - 2E_1^1 (\nu_{13}^1)^2 \right]^{-1}; \quad \lambda_{11}^1 - \lambda_{12}^1 = 2G_{12}^1;$$

$$\lambda_{13}^1 = \nu_{13}^1(\lambda_{11}^1 + \lambda_{12}^1); \quad \lambda_{33}^1 = (\lambda_{11}^1 + \lambda_{12}^1) \frac{E_3^1}{E_1^1} \left(2 - \frac{E_1^1}{2G_{12}^1} \right); \quad \lambda_{44}^1 = G_{13}^1;$$

$$\beta_1^1 = (\lambda_{11}^1 + \lambda_{12}^1) \alpha_1^1 + \lambda_{13}^1 \alpha_3^1; \quad \beta_3^1 = 2\lambda_{13}^1 \alpha_1^1 + \lambda_{33}^1 \alpha_3^1. \quad (1.23)$$

На основі отриманих співвідношень було побудовано графіки залежностей термопружних властивостей матеріалу від об'ємної концентрації волокон. На рисунках 1.2 – 1.9 E_1^1 , E_3^1 , ν_{12}^1 , ν_{13}^1 , G_{12}^1 , G_{13}^1 , α_1^1 , α_3^1 від c_1 .

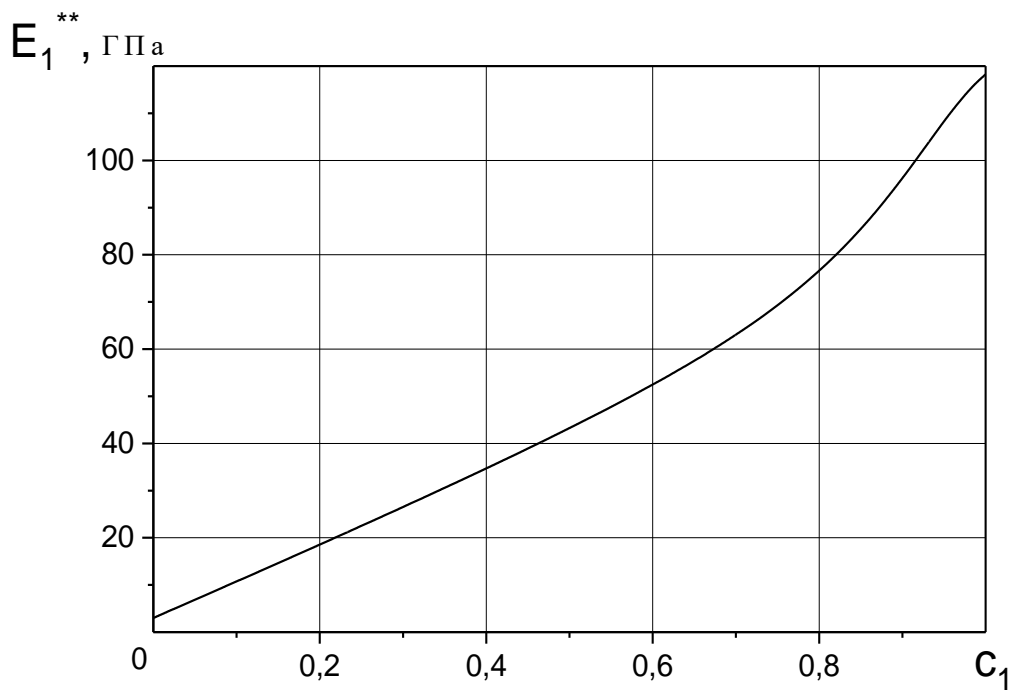


Рисунок 1.2

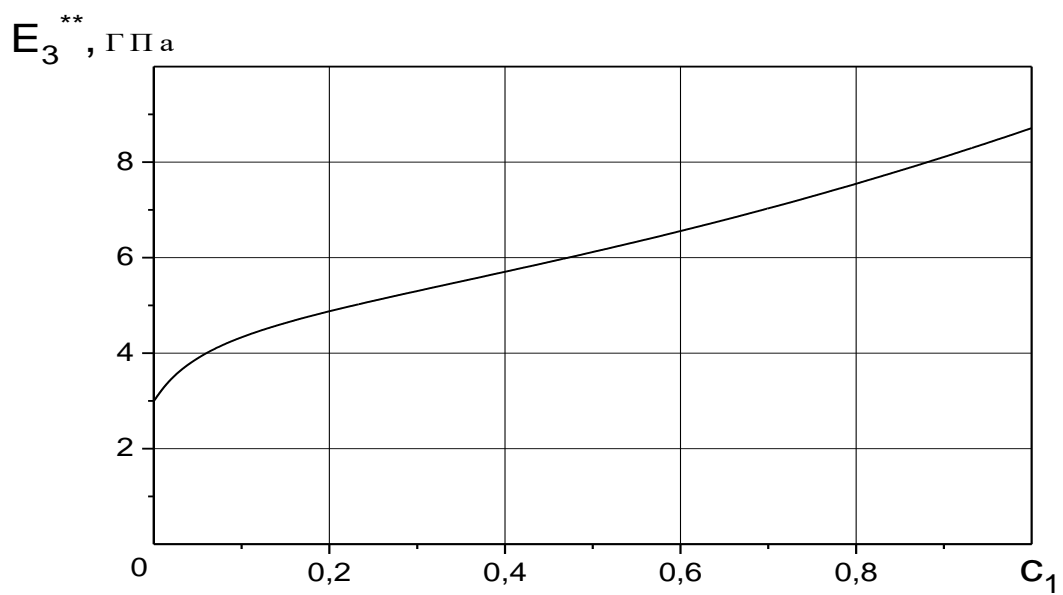


Рисунок 1.3

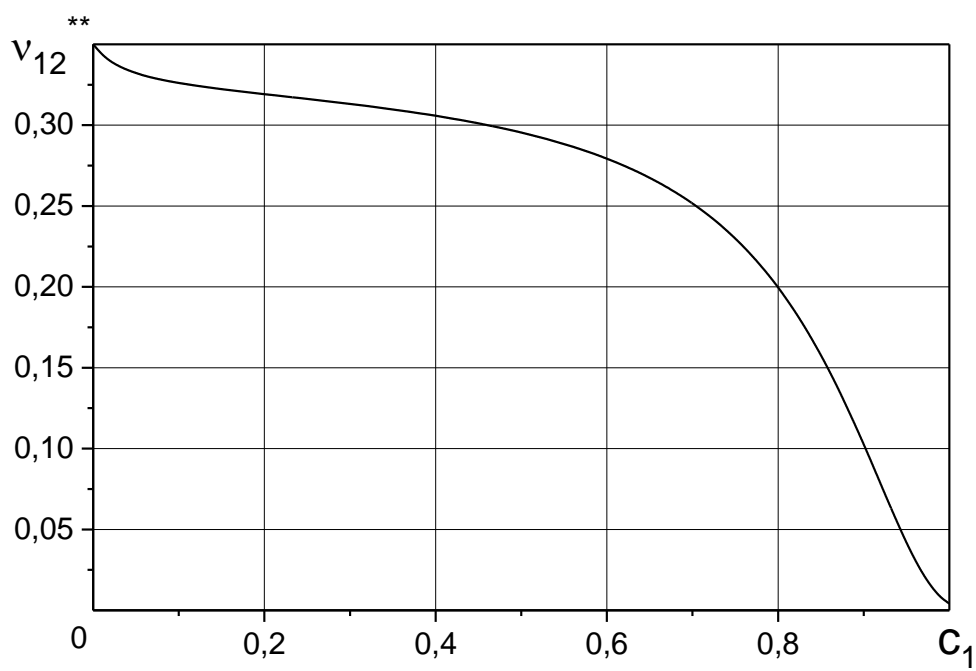


Рисунок 1.4

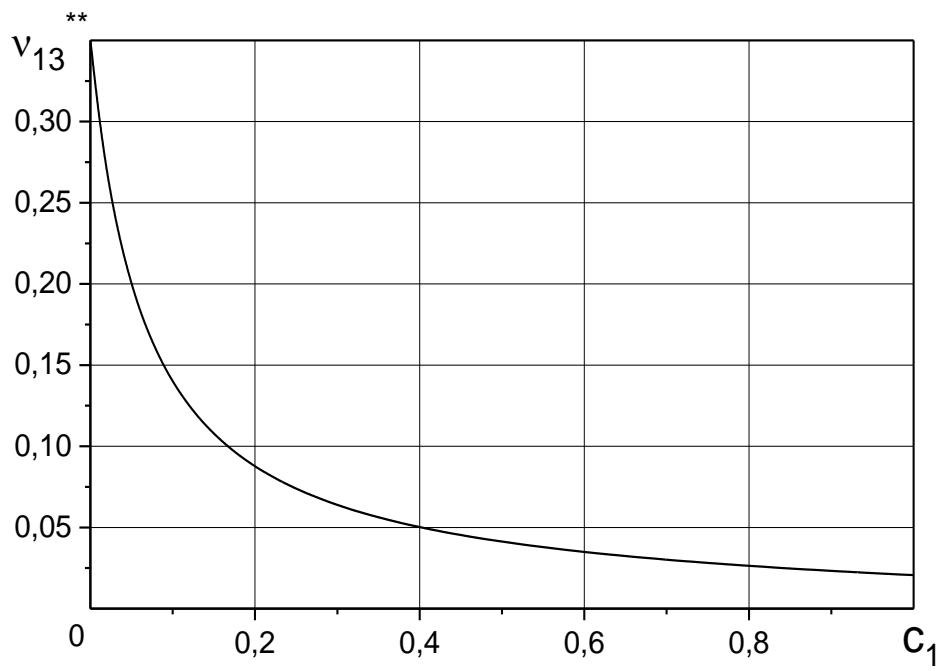


Рисунок 1.5

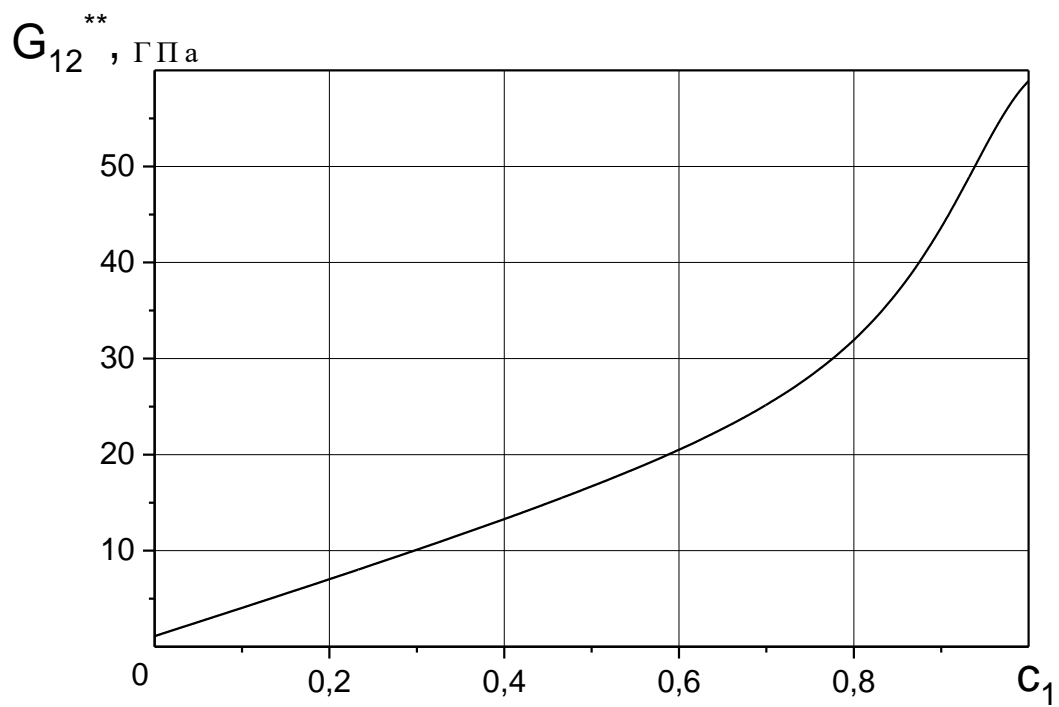


Рисунок 1.6

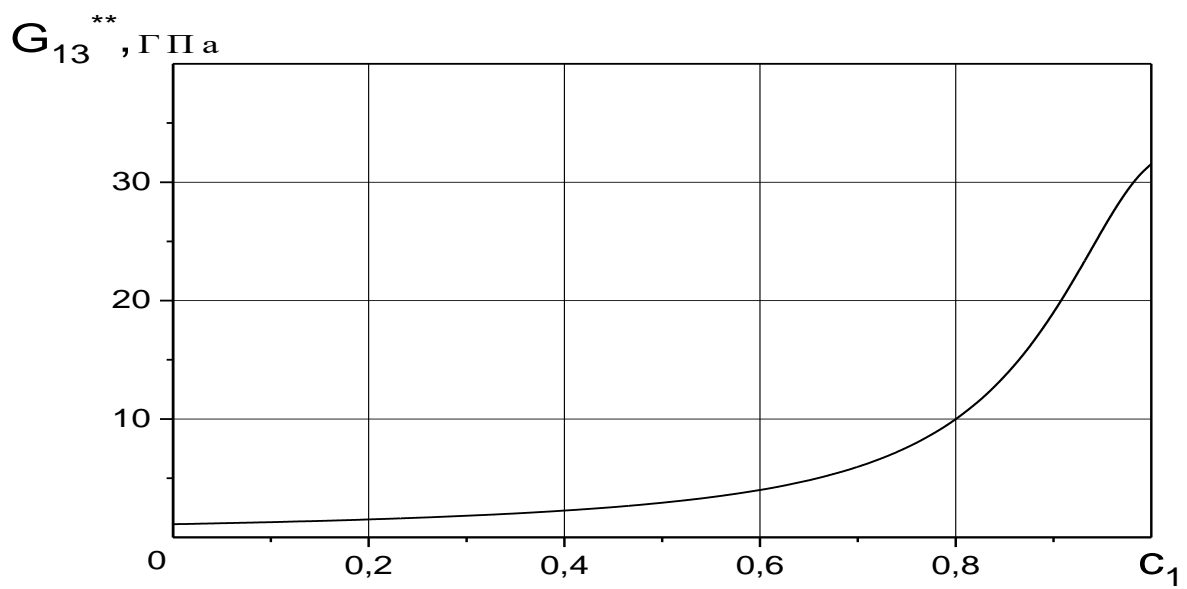


Рисунок 1.7

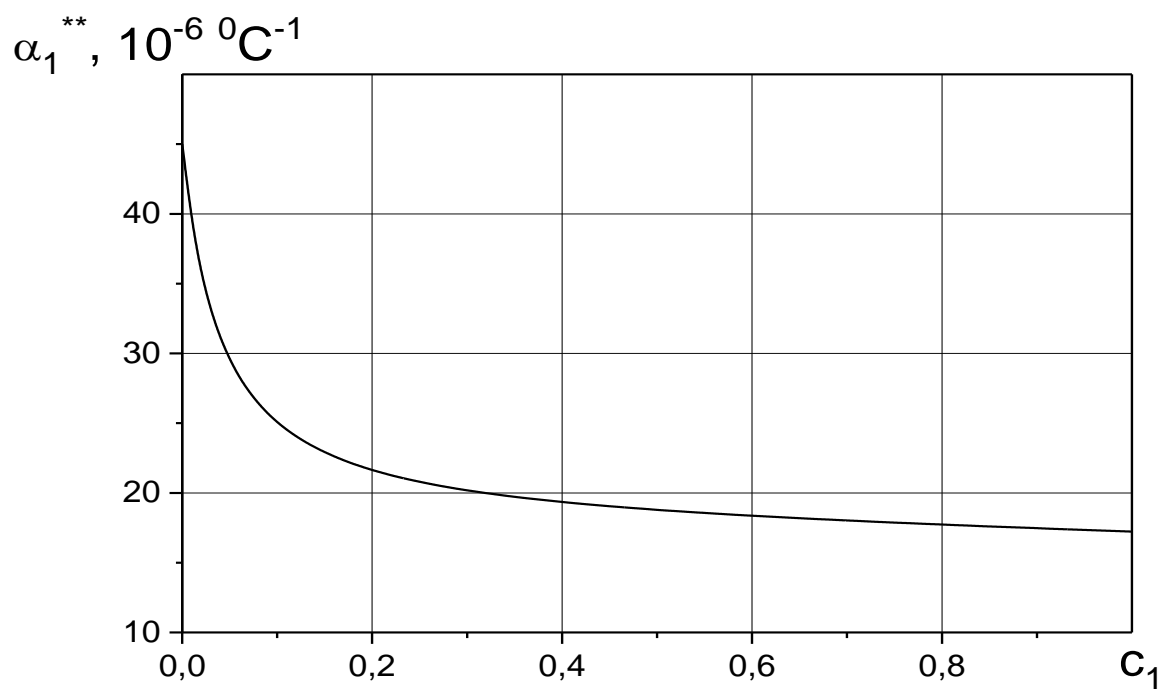


Рисунок 1.8

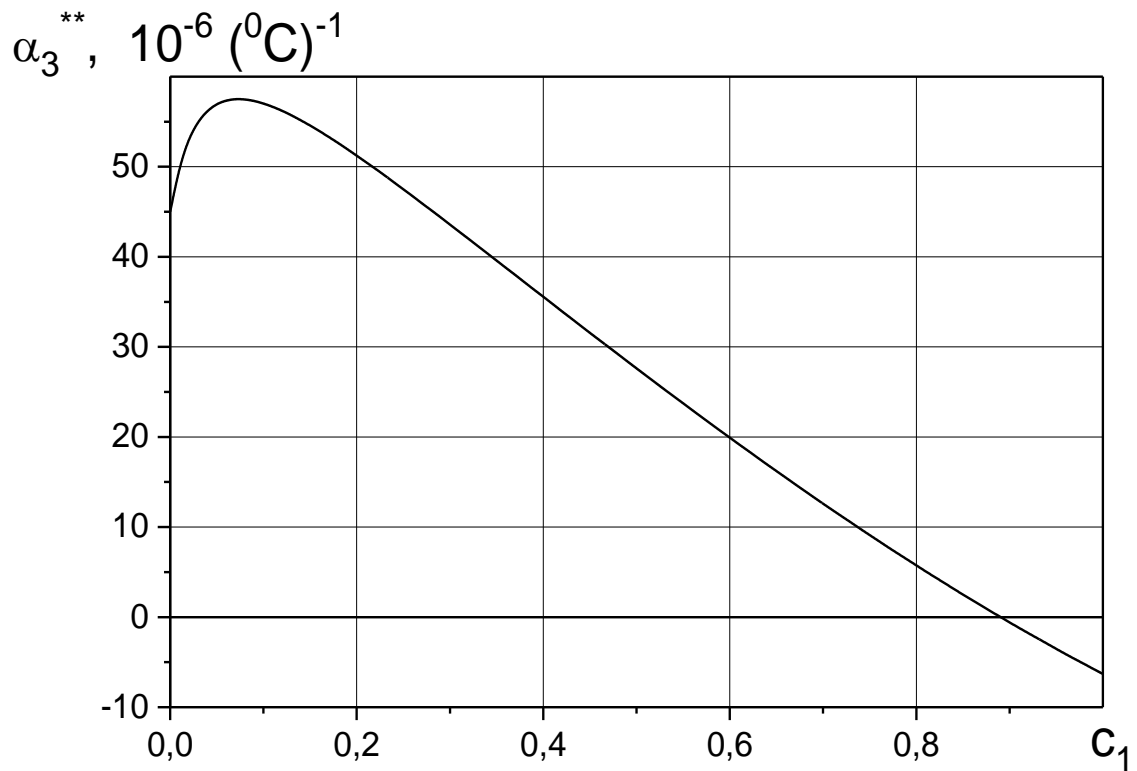


Рисунок 1.9

1.1.5 Визначення міцності композиту

Формули (1.49), (1.51) – (1.54) дають можливість визначити середні напруження в матриці композиту при заданих макронапруженнях. Це надає можливість спрогнозувати міцність композиту. Тобто, задаючи макронапруження в композиті з деякою концентрацією волокон c_1 , можна визначити, чи досягають середні напруження в матриці межі її плинності $\sigma_{02} = 0,05$ ГПа, і зробити висновок про міцність композиту в цілому. На рисунку 1.10 при різній концентрації волокон c_1 показані навантаження на композит σ_0 , що відповідають межі плинності матриці.

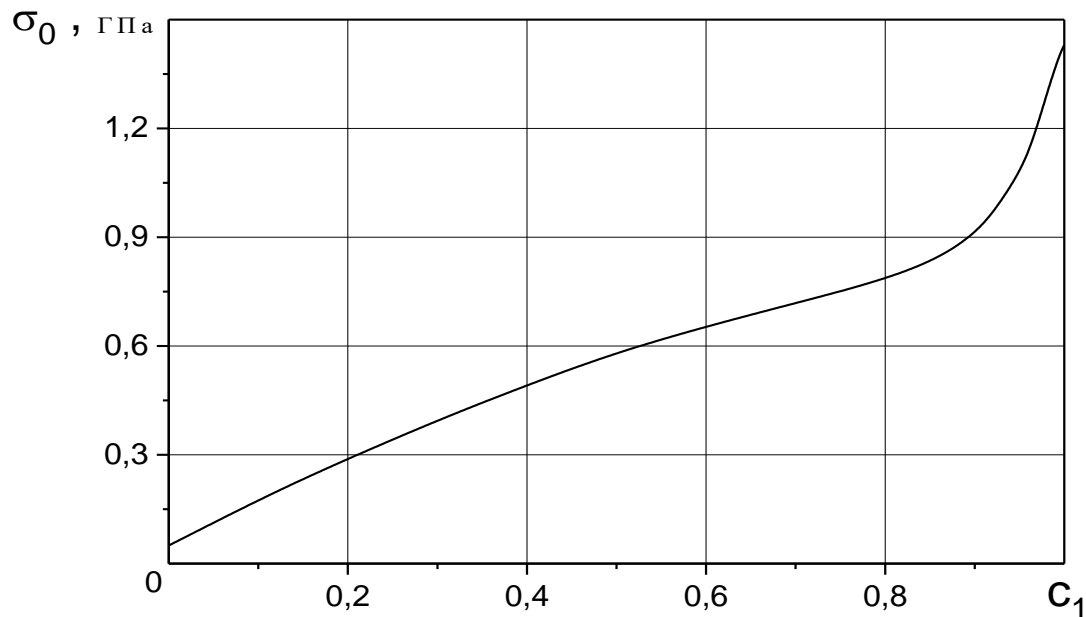


Рисунок 1.10 – Навантаження на композит σ_0 , що відповідають межі
плинності матриці

Проведено дослідження просторово-армованих волокнистих матеріалів для випадку волокон, розташованих в площині x_1x_2 уздовж сторін квадрата та його діагоналей. Визначені ефективні термопружні властивості матеріалу та встановлені закони зв'язку між макронапруженнями і макродеформаціями в матеріалі та залежності середніх деформацій і напружень в матриці матеріалу від макродеформацій або макронапружень, а також залежності характеристик матеріалу від концентрації волокон. Побудований алгоритм для визначення міцності композиту, виходячі з відомої міцності матриці. Досліджені термопружні характеристики матеріалу та його міцність.

1.2 Створення концептуальних рішень з виготовлення складових вантажних вагонів з композитів

Метою розділу є висвітлення результатів щодо можливості підвищення ефективності використання експлуатованого парку вантажних вагонів шляхом створення концептуальних рішень з виготовлення їх складових несівних систем з композитів.

Досягнення визначеної мети включало вирішення наступних задач:

- провести визначення динамічної навантаженості несучої конструкції вантажного вагона з композитів;
- провести визначення напруженого стану несучої конструкції вантажного вагона з композитів;

При проведенні дослідження була використана наступна методика: визначені проблема та завдання дослідження (що включало: інформаційний та патентний пошук, аналітичний аналіз світового досвіду, експертне оцінювання, систематизований аналіз сучасного науково-технічного заділу з профілю питань); проаналізовано існуючу конструкцію вантажного вагона з метою визначення існуючих резервів з удосконалення; на основі розроблено раніше теоретичного, методологічного та концептуального забезпечення запропоновано ряд конструктивних удосконалень; проведення перевірочних розрахунків, що включало: розроблення та перевірку отриманих концептів композитних конструкцій вантажних вагонів комп'ютерним моделюванням (визначення математичних функцій, розрахунок динаміки та міцності з використанням програмного забезпечення Mathcad, SolidWorks, CosmosWorks).

В ході виконання дослідження використані: Міждержавні стандарти, ДСТУ, інструкції, методики, положення та проекти, які відповідають проблематиці дослідження та впровадження.

В якості основних переваг композитних матеріалів можна виділити високі значення міцності та менші, у порівнянні із аналогічним матеріалами, значення

щільності, високу керованість відповідними фізико-механічними характеристиками. Такі переваги можна цілеспрямовано використовувати та адресно поліпшувати при створенні різних видів композитів. При цьому в залежності від очікуваних характеристик можна керувати наявністю засобів армування та скріплення. І відповідно такі переваги та технологічний розвиток сучасних виробництв все більше призводить до використання композитів в порівнянні з традиційними конструкційними матеріалами.

Слід зазначити що характеристики композитів безпосередньо залежать від якості та властивостей включених компонентних складових. А саме матриці та армування. При цьому композитне з'єднання включених елементів дозволяє отримати їх взаємодоповнюючі властивості. Що неможливо досягти в традиційних конструкціях, де включені елементи працюють в окремих функціональних секторах.

Діапазон корисних властивостей композитних матеріалів є дуже значний. Так зокрема можна виділити: в рази меншу масу, суттєво збільшений строк експлуатації та інші. Такі переваги роблять композити безумовними лідерами у повному забезпеченні очікуваних структурно-функціональних властивостей в конструкціях різного призначення. Конструкції різного роду машинобудування характеризуються: виключною досконалістю, керованою анізотропією фізичних та механічних властивостей, в рази збільшеним життєвим циклом, стійкістю до агресивних впливів навколишнього середовища.

Спрямування властивостей внутрішньої структури композитів знаходяться в функціональній залежності з геометрією елементів, що армують. Так при виготовленні композитів їх механіко-фізичні властивості можна змінювати шляхом вибору варіації орієнтації в конструкції волокон та сандвіч-поєднанні різних матеріалів. Така стратегія дозволяє генерувати композитні матеріали з визначеними технічним завданням властивостями.

Можна стверджувати, що за допомогою технологій виготовлення композитних матеріалів можна створювати їх зразки для кожної окремої

конструкції. Тобто виготовляти складові конструктивні елементи які будуть повною мірою задовольняти функціональні потреби.

З метою визначення строку служби несучої конструкції вантажного вагона використано методику, наведену в працях Афанасьєва А. В.

У відповідності до методики визначається імовірність відмов P_i елементів несучої конструкції вагона в експлуатації за формулою

$$P_i = \frac{\sum_{R_H}^k \frac{R_H}{R}}{k}, \quad (1.24)$$

де k – кількість досліджених вагонів; R_H – кількість несправних елементів одного типу у вагоні; R – загальна кількість елементів одного типу.

Оцінка проектного строку служби визначалася за формулою

$$T_k = \frac{\left(\frac{\sigma_{aiN}}{[n]} \right)^m \cdot N_0}{N_{cl} \cdot \sum_j (\sigma_{aj}^I)^m \cdot P_j^I + N_{cII} \cdot \sum_k (\sigma_{ak}^{II})^m \cdot P_k^{II}}, \quad (1.25)$$

де σ_{aiN} – середнє значення границі витривалості; $[n]$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності; N_0 – база випробувань; N_{cl} , N_{cII} – кількість однойменних несправних елементів конструкції вагона, що досліджуються; m – показник ступеня кривої втомленості; σ_{aj}^I , σ_{ak}^{II} – межа міцності матеріалу конструкції, що досліджується; P_j^I , P_k^{II} – імовірність відмови елемента конструкції.

Дослідження проведені стосовно несучої конструкції вантажного вагону моделі 12-4745. При цьому були побудовані комп'ютерні моделі по його існуючій (рис. 1.11) та перспективній (рис. 1.12) конструктивних схемах із композитних матеріалів.

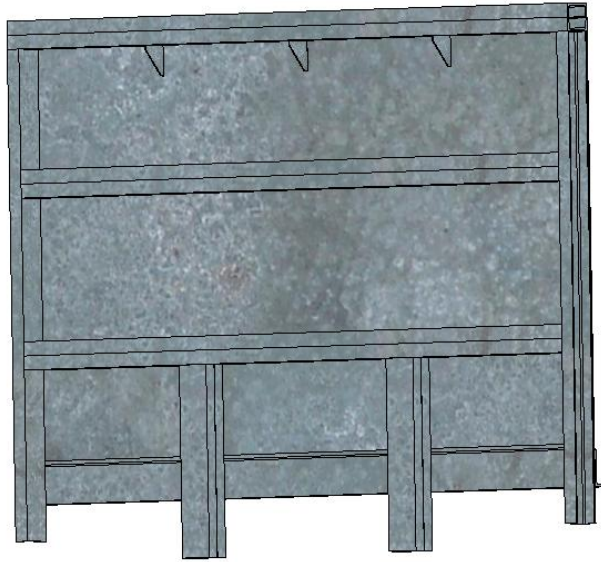


Рисунок 1.11 – Стіна торцева вантажного вагону моделі 12-4745. Існуюча конструктивна схема



Рисунок 1.12 – Стіна торцева вантажного вагону моделі 12-4745. Перспективна конструктивна схема

Визначення геометричних параметрів основних несучих елементів рами здійснювалося під час натурних досліджень.

Отримані результати дозволили зробити висновок, що проектний строк служби несучої конструкції вантажного вагону складає не менше 50 років.

Для дослідження динамічної навантаженості вантажного вагона проведено розрахунок. При цьому використано математичну модель, сформовану професором Богомазом Г. І. з урахуванням її адаптації до визначення динамічної навантаженості.

На початковому етапі досліджень до уваги прийнято повздовжню навантаженість несучої конструкції вантажного вагона при маневровому співударянні.

$$M'_B \cdot \ddot{x}_B + M' \cdot \ddot{\varphi}_B = P_l, \quad (1.26)$$

$$I_B \cdot \ddot{\varphi}_B + M' \cdot \ddot{x}_B - g \cdot \varphi_B \cdot M' = \\ = l \cdot F_{TP}(\text{sign}\dot{\Delta}_1 - \text{sign}\dot{\Delta}_2) + l(C_1 - C_2), \quad (1.27)$$

$$M_B \cdot \ddot{z}_B = C_1 + C_2 - F_{TP}(\text{sign}\dot{\Delta}_1 - \text{sign}\dot{\Delta}_2), \quad (1.28)$$

де

$$M'_B = M_B + 2 \cdot m_T + \frac{n \cdot I_{КП}}{r^2}; \quad M' = M_B \cdot h;$$

$$C_1 = k_1 \cdot \Delta_1; \quad C_2 = k_2 \cdot \Delta_2;$$

$$\Delta_1 = z_B - l \cdot \varphi_B; \quad \Delta_2 = z_B + l \cdot \varphi_B,$$

M_B – масова характеристика несівної конструктивної складової вантажного вагона; I_B – момент інерції вантажного вагона відносно повздовжньої осі; P_l – значення ударного навантаження в автозчеп вздовж осі; m_T – маса візка; $I_{КП}$ – момент інерції колісної пари; r – радіус середнє зношеного колеса; n – вісність екіпажної частини; l – половина бази вантажного вагона; F_{TP} – абсолютне значення сили сухого тертя у ресорному комплекті; k_1, k_2 – жорсткість пружин ресорного підвішування візків вагона-платформи; x_B, φ_B, z_B – відповідні

координати.

Враховано, що вантажний вагон завантажений умовним вантажем з урахуванням використання повної вантажопідйомності. Прийнято, що вантажний вагона спирається на візки моделі 18-100. Удар в автозчеп розглянутий як абсолютно жорсткий.

Розв'язання диференціальних рівнянь (1.26 – 1.28) здійснено в програмному комплексі MathCad. Початкові переміщення та швидкості прийняті нульовими [78-86]. Повздовжнє ударне навантаження, що діє на вертикальну поверхню заднього упору автозчепу задане на нульовому рівні 3,5 МН [72-88].

В результаті розрахунків з'ясовано, що прискорення, яке діє на несівну конструктивну систему вантажного вагона дорівнює 37,7 м/с².

Також досліджено вертикальну навантаженість несучої конструкції вантажного вагона. При проведенні дослідження застосовано математичну залежність, яку розроблено доктором технічних наук, професором Дьомінім Юрієм Васильовичем. Встановлено, що основні показники динаміки вантажного вагона не перевищують допустимі. При цьому прискорення несучої конструкції вантажного вагона в центрі мас склало 5,5 м/с². Розраховані прискорення не перевищують нормативних значень [64-66].

Зусилля розпору насипного вантажу на бокові стіни та торцеві двері кузова вантажного вагону, визначені за методикою, наведеною в [58-60, 72-88]. Згідно цієї методики приймається, що навантаження розпору насипного вантажу на бокові стіни кузова вагону розподілене за законом трикутника з максимумом у його основи, а на торцеву – за законом трапеції. Максимальні навантаження біля основ стійок бокової стіни визначаються:

$$q_1 = 0,5 \cdot p_a \cdot l_1, \quad (1.29)$$

$$q_2 = 0,5 \cdot p_a \cdot (l_1 + l_2), \quad (1.30)$$

$$q_3 = 0,5 \cdot p_a \cdot (l_2 + l_3), \quad (1.31)$$

$$q_4 = 0,5 \cdot p_a \cdot (l_3 + l_4), \quad (1.32)$$

де p_a – активний (статичний) тиск розпору насипного вантажу, який приходить на одиницю площі поверхні вертикальної стіни на рівні підлоги, кПа;

l_1 – відстань від кінцевої балки рами до геометричної вісі п'ятника вагона, м;

l_2 – відстань від геометричної вісі п'ятника вагона до другої стійки кузова, м;

l_3 – відстань від другої стійки кузова до третьої, м;

l_4 – відстань від третьої стійки кузова до вертикальної геометричної вісі кузова вагона, м.

Активний тиск розпору насипного вантажу визначається за формулою:

$$p_a = \gamma \cdot g \cdot H \cdot \operatorname{tg}^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right), \quad (1.33)$$

де γ – щільність насипного вантажу, т/м³;

H – висота бокової стіни, м;

φ – кут природнього відкосу вантажу, рад;

g – прискорення вільного падіння, м/с².

З урахуванням характеристик кам'яного вугілля активний тиск насипного вантажу на бокову стіну кузова вагона склав (кН/м²):

$$P_a^I = 0,9 \cdot 9,81 \cdot 2,315 \cdot \operatorname{tg}^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{0,52}{2} \right) = 6,86$$

$$P_a^{III} = 0,9 \cdot 9,81 \cdot (1 + 0,12) \cdot 2,315 \cdot \operatorname{tg}^2 \left(\frac{\pi}{4} \right) = 22,86$$

Розрахункові значення зусиль розпору насипного вантажу на бокові стіни кузова вантажного вагону наведені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Чисельне значення тиску розпору насипного вантажу на елементи бокової стіни кузову вантажного вагону

Стійка бокової стіни	Тиск насипного вантажу, кПа
кутова: I р.р.	6,104
III р.р.	22,5
перша з боку консолі: I р.р.	12,45
III р.р.	42,37
друга з боку консолі: I р.р.	10,987
III р.р.	38,75
третья з боку консолі: I р.р.	7,63
III р.р.	28,68

Тиск нерівномірно розподіленого навантаження, яке прикладене до стулки торцевої двері визначається за формулою:

$$p = p_a + p_n, \quad (1.34)$$

де p_n – пасивний тиск насипного вантажу, в якій квадрат тангенса різності двох кутів замінюється квадратом тангенса їх суми та з урахуванням коефіцієнту вертикальної динаміки, а також кута природного відкосу (кН/м²):

$$P_n^I = 0,9 \cdot 9,81 \cdot 2,315 \cdot tg^2 \left(\frac{\pi}{4} + \frac{0,52}{2} \right) = 60,7$$

$$P_n^{III} = 0,9 \cdot 9,81 \cdot 2,315 \cdot tg^2 \left(\frac{\pi}{4} \right) = 24,9$$

Інтенсивність трапецієподібного навантаження, що приходить на кутову стійку визначається:

$$q_{T1}^H = 0,5(p_a + p_n) \cdot b_1; \quad (1.35)$$

$$q_{T1}^e = 0,5 \cdot p_n \cdot b_1; \quad (1.36)$$

на проміжну стійку:

$$q_{T2}^H = 0,5(p_a + p_n) \cdot (b_1 + b_2); \quad (1.37)$$

$$q_{T2}^e = 0,5 \cdot p_n \cdot (b_1 + b_2); \quad (1.38)$$

на середню стійку:

$$q_{T3}^H = 0,5(p_a + p_n) \cdot b_2; \quad (1.39)$$

$$q_{T3}^e = 0,5 \cdot p_n \cdot b_2 \quad (1.40)$$

Розрахункові значення зусиль розпору насипного вантажу на торцеву стіну кузова вантажного вагону наведені в таблиці 1.2.

Крім того, в моделі враховані реакції у п'ятникових вузлах, викликані дією на несучу конструкцію бокових та повздожніх зусиль.

Отримані під час моделювання динамічної навантаженості прискорення використані при визначенні міцнісних характеристик несівної конструкційної системи вантажного вагона. Сказане зроблено шляхом застосування методу скінчених елементів, на програмно-обчислювальній базі інженерних програмних комплексів SolidWorks Simulation та CosmosWorks.

Таблиця 1.2 – Чисельне значення тиску розпору насипного вантажу на елементи торцевої стіни кузова вантажного вагону

Елемент торцевої двері	Тиск насипного вантажу, кПа
кутова стійка I р.р.	49,73
	43,55
III р.р.	34,81
	17,36
проміжна стійка: I р.р.	99,78
	88,76
III р.р.	69,88
	35,76
середня стійка: I р.р.	49,37
	43,88
III р.р.	34,53
	17,47

При визначенні кількості скінчених елементів застосовано графоаналітичний метод. В якості скінчених елементів застосовані тетраедри. Кількісно сітка включає: 922345 елементів, 301567 вузлів. Розмір максимального елемента склав 90 мм, мінімальний – 15 мм, боки мають максимально співвідносяться як – 5042,7, відсоткове співвідношення елементів зі боками менше 3 становить – 37,4, завбільш 10 – 10,2. Фіксація моделі відбувалася в зонах, які спираються на ходові модулі (візки). В якості конструкційного матеріалу використано – композит.

Для визначення профілю вертикальних стійок проведений розрахунок за методом перетинів. Результати розрахунків дозволили визначити можливий профіль виконання стійок Ω – подібний профіль зі значенням $W_x = 118,2 \text{ см}^3$ та $W_y = 119,3 \text{ см}^3$. Геометричні параметри обшивки кузова прийняті ідентичними до вагона-прототипу.

При складанні розрахункової схеми несучої конструкції вантажного вагона до уваги приймалися такі навантаження: вертикальні P_e та повздовжні N . При цьому враховано, що використовується повна вантажопідйомність вантажного вагона, завантаженої умовним вантажем. Розрахунок проводився для основних розрахункових режимів.

Максимальні значення еквівалентних напружень при цьому зафіксовані в місцях взаємодії балки хребтової зі шворневою та складають 333,4 МПа, і відповідно не перевищують граничнодопустимих, які дорівнюють межі плинності матеріалу (рис.1.13-1.15).

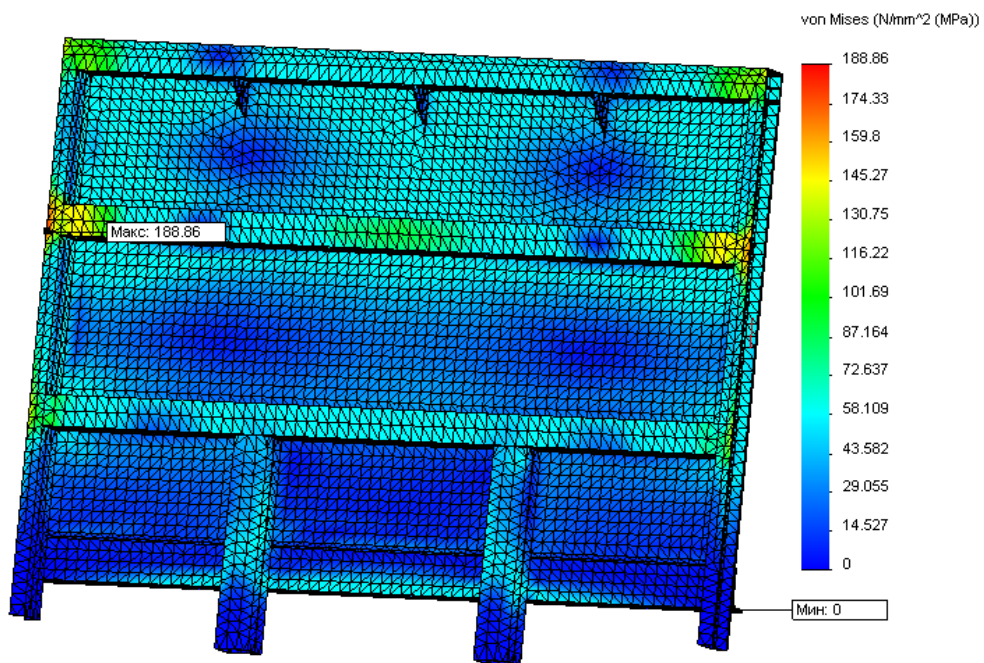


Рисунок 1.13 – Фрагмент (стіна торцева) результатів розрахунку на міцність.

Існуюча конструктивна схема

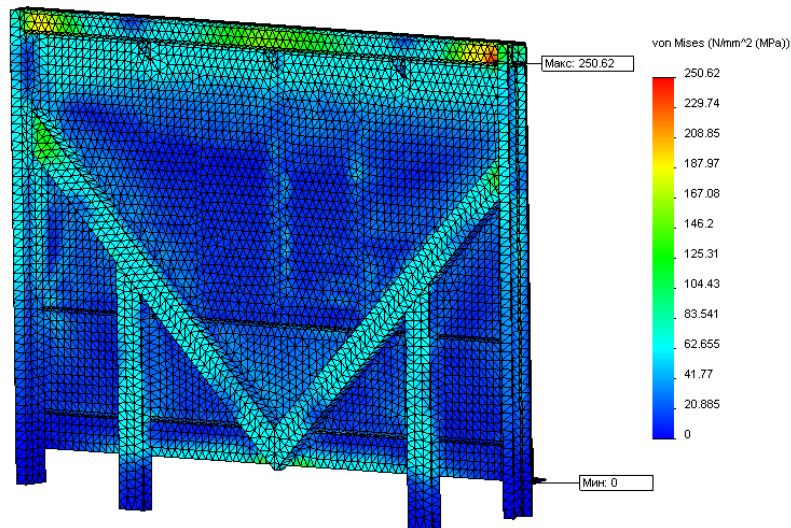


Рисунок 1.14 – Фрагмент (стіна торцева) результатів розрахунку на міцність.
Перспективна конструктивна схема

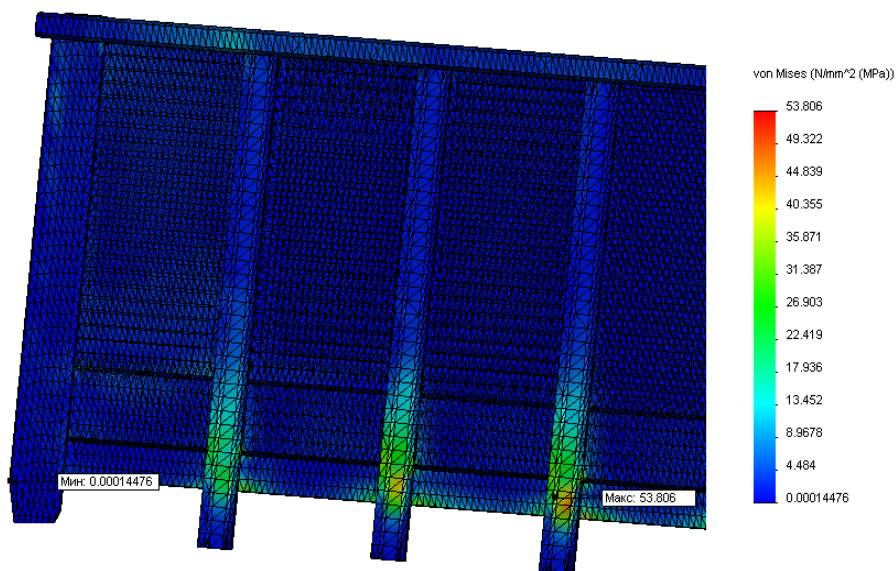


Рисунок 1.15 – Фрагмент (стіна бокова) результатів розрахунку на міцність.
Існуюча конструктивна схема

При інших схемах навантаження міцність несучої конструкції вантажного вагона також забезпечується.

Результати проведених розрахунків показали, що міцність удосконалених несучих конструкцій вантажних вагонів забезпечується. При цьому максимальні напруження зафіксовані в зонах взаємодії хребтової балки зі шворневими, однак ці напруження не перевищують допустимих.

Важливо сказати, що запропоноване удосконалення можливе і шляхом використання і інших композиційних складових в несучих конструкціях вагонів. Проведені авторським колективом попередні розрахунки показали, що таке рішення є ефективним. При цьому застосований композит з титановою матрицею, який армують волокнами бора, борсика, карбіду кремнію, берилію, молібдена. Такий композит має високу теплостійкість та значну межу міцності: в напрямку волокон вона складає 1100–1300 МПа, в поперечному напрямку – 650 МПа. Однак широке впровадження такого удосконалення стримується вартісною оцінкою матеріалу.

Проведено визначення динамічної навантаженості несучої конструкції вантажного вагона. При цьому розглянуто повздовжню та вертикальну навантаженість несучої конструкції вагона. Результати визначення повздовжньої навантаженості несучої конструкції вантажного вагона встановили, що прискорення, яке діє на несучу конструкцію складає $37,7 \text{ м/с}^2$, а при вертикальній – $5,5 \text{ м/с}^2$. Отримані величини прискорень не перевищують допустимі.

Проведено визначення напруженого стану несучої конструкції вантажного вагона. Максимальні показники еквівалентних напружень при цьому зафіксовані в місцях взаємодії балки хребтової зі шворневою балкою та складають 333,4 МПа, і відповідно не перевищують граничнодопустимих.

2 СТВОРЕННЯ КОНЦЕПТУАЛЬНИХ РІШЕНЬ З ВИГОТОВЛЕННЯ СКЛАДОВИХ НЕСІВНИХ СИСТЕМ УНІВЕРСАЛЬНИХ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ З КОМПОЗИТІВ

2.1 Ситуаційна адаптація вагонів-платформ, які вичерпали свій нормативний ресурс до експлуатації у міжнародному сполученні

Метою статті є висвітлення результатів щодо можливості ситуаційної адаптації експлуатованого парку вагонів-платформ шляхом використання композиційних складових в несучих конструкціях вагонів., а також тих, що вичерпали свій нормативний ресурс до використання у міжнародному сполученні.

Для досягнення зазначеної мети визначені такі завдання:

- провести визначення динамічної навантаженості несучої конструкції вагона-платформи, який вичерпав свій нормативний ресурс експлуатації;
- провести визначення напруженого стану несучої конструкції вагона-платформи;
- запропонувати заходи щодо ситуаційної адаптації вагона-платформи.

З метою визначення можливості подовження строку служби несучої конструкції вагона-платформи використано методику, наведену в працях Афанасьєва А. В.

У відповідності до методики визначається імовірність відмов P_i елементів несучої конструкції вагона в експлуатації за формулою

$$P_i = \frac{\sum_{R=1}^k \frac{R_H}{R}}{k}, \quad (2.1)$$

де k – кількість досліджених вагонів;

R_H – кількість несправних елементів одного типу у вагоні;

R – загальна кількість елементів одного типу.

Оцінка проектного строку служби визначалася за формулою:

$$T_k = \frac{\left(\frac{\sigma_{aiN}}{[n]} \right)^m \cdot N_0}{N_{cl} \cdot \sum_j (\sigma_{aj}^I)^m \cdot P_j^I + N_{cII} \cdot \sum_k (\sigma_{ak}^{II})^m \cdot P_k^{II}}, \quad (2.2)$$

де σ_{aiN} – середнє значення границі витривалості;

$[n]$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності;

N_0 – база випробувань;

N_{cl}, N_{cII} – кількість однойменних несправних елементів конструкції вагона, що досліджуються;

m – показник ступеня кривої втомленості;

$\sigma_{aj}^I, \sigma_{ak}^{II}$ – межа міцності матеріалу конструкції, що досліджується;

P_j^I, P_k^{II} – імовірність відмови елемента конструкції.

Дослідження проведені стосовно несучої конструкції вагона-платформи моделі 13-401 (рис. 2.1).



Рисунок 2.1 – Вагон-платформа моделі 13-401

Визначення геометричних параметрів основних несучих елементів рами здійснювалося під час натурних досліджень.

Отримані результати дозволили зробити висновок, що проектний строк служби несучої конструкції вагона-платформи з урахуванням продовження експлуатації складає не менше 18 років.

Для дослідження динамічної навантаженості вагона-платформи з фактичними розмірами проведено розрахунок. При цьому використано математичну модель, сформовану професором Богомазом Г. І. з урахуванням її адаптації до визначення динамічної навантаженості вагона-платформи моделі 13-401.

На початковому етапі досліджень до уваги прийнято повздовжню навантаженість несучої конструкції вагона-платформи при маневровому співударянні. Розрахункова схема вагона наведена на рис. 2.2.

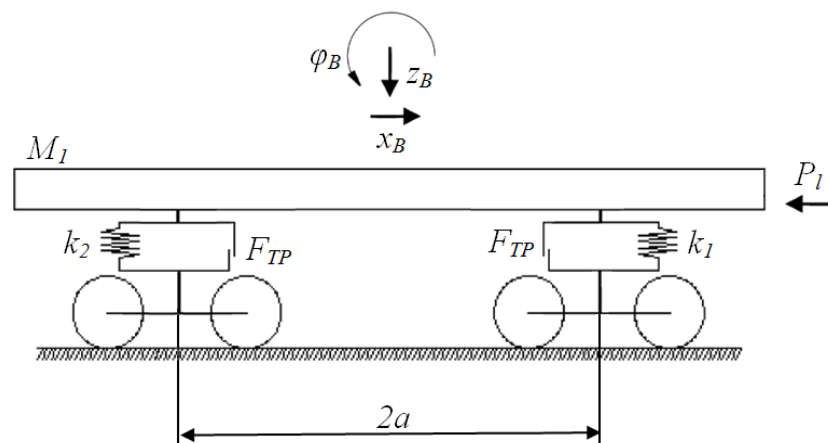


Рисунок 2.2 – Розрахункова схема вагона-платформи

Враховано, що вагон-платформа завантажений умовним вантажем з урахуванням використання повної вантажопідйомності. Прийнято, що вагон-платформа спирається на візки моделі 18-100. Удар в автозчеп розглянутий як абсолютно жорсткий.

Розв'язання диференціальних рівнянь (1.26 – 1.28) здійснено в програмному комплексі MathCad. Початкові переміщення та швидкості завдані рівними нулю.

Повздовжня сила удару, яка діє на вертикальну поверхню заднього упору автозчепу прийнята рівною 3,5 МН.

На підставі проведених розрахунків встановлено, що прискорення, яке діє на несучу конструкцію вагона-платформи складає $38,8 \text{ м/с}^2$ (рис. 2.3).

Також досліджено вертикальну навантаженість несучої конструкції вагона-платформи. При цьому використано математичну модель, сформовану професором Дьомінім Ю. В [89-91]. Встановлено, що основні показники динаміки вагона-платформи не перевищують допустимі. При цьому прискорення несучої конструкції вагона-платформи в центрі мас склало $5,7 \text{ м/с}^2$. Розраховані прискорення не перевищують нормативних значень.

Отримані під час моделювання динамічної навантаженості прискорення враховано при розрахунках на міцність несучої конструкції вагона-платформи. При цьому використаний метод скінчених елементів, який реалізовано в середовищі програмного комплексу SolidWorks Simulation (CosmosWorks).

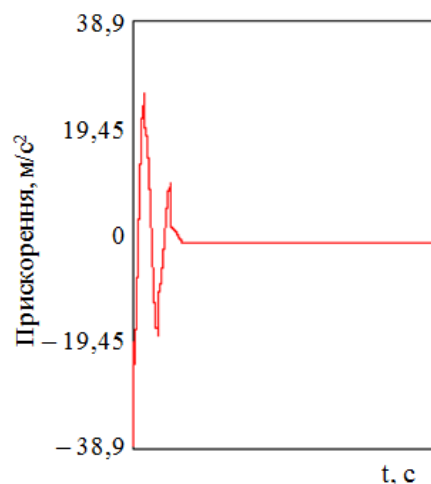


Рисунок 2.3 – Прискорення, які діють на несучу конструкцію вагона-платформи

При визначенні кількості скінчених елементів застосовано графоаналітичний метод. В якості скінчених елементів використані ізопараметричні тетраедри. Кількість елементів сітки склала 838084, вузлів – 274584. При цьому максимальний розмір елементу склав 100 мм, мінімальний – 20 мм, максимальне співвідношення боків – 4702,9, відсоток елементів зі співвідношенням боків менше 3 – 39,3, більше 10 – 10,2. Закріплення моделі

здійснювалося в зонах обпирання на візки. Матеріал конструкції – сталь марки 09Г2С, зі значенням межі міцності 490 МПа та межі плинності – 345 МПа.

При складанні розрахункової схеми несучої конструкції вагона-платформи (рис. 2.4) до уваги приймалися такі навантаження: вертикальні P_{σ} та повздовжні N . При цьому враховано, що використовується повна вантажопідйомність вагона-платформи, завантаженої умовним вантажем. Розрахунок проводився для основних розрахункових режимів.

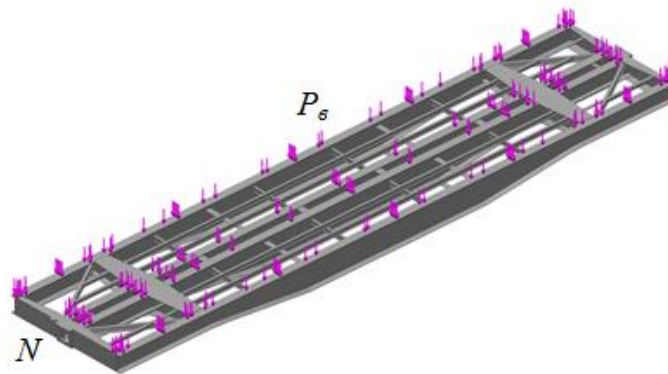


Рисунок 2.4 – Розрахункова схема несучої конструкції вагона-платформи при I розрахунковому режимі

Результати розрахунку на міцність несучої конструкції вагона-платформи при I розрахунковому режимі “удар” наведено на рис. 2.5.

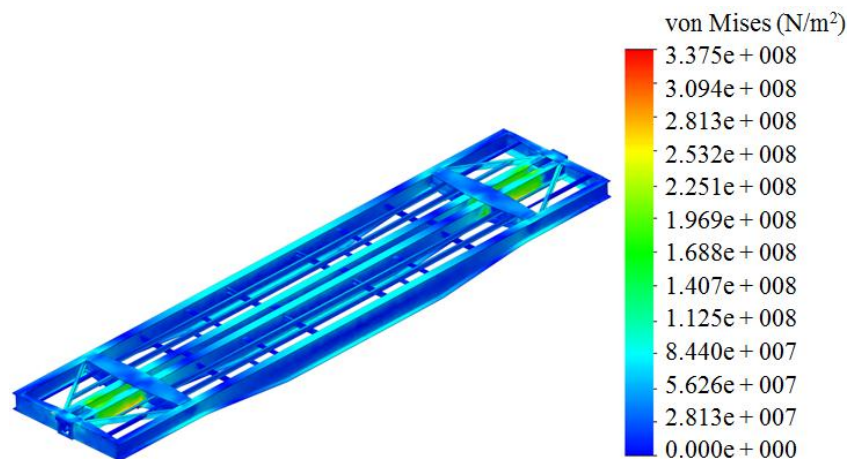


Рисунок 2.5 – Напружений стан несучої конструкції вагона-платформи

Максимальні еквівалентні напруження при цьому зафіксовані в зоні взаємодії хребтової балки зі шворневою та складають 337,5 МПа, тобто не перевищують допустимих, які дорівнюють межі плинності матеріалу.

При інших схемах навантаження міцність несучої конструкції вагона-платформи також забезпечується.

Для можливості перевезення на вагоні-платформі моделі 13-401 сталі в рулонах пропонується встановлення на його несучій конструкції ложементів для кріплення рулонів сталі (рис. 2.6).

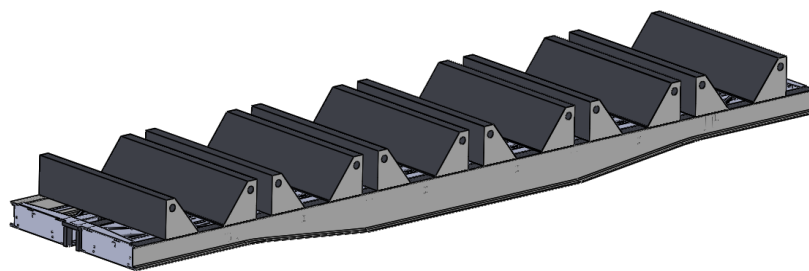


Рисунок 2.6 – Просторова модель удосконаленої несучої конструкції вагона-платформи для перевезення сталі в рулонах

Геометричні параметри ложементів обрані ідентичними до тих, що використовуються на вагонах-платформах для перевезення сталі в рулонах.

Для можливості перевезення на вагоні-платформі лісу у хлистах пропонується встановлення на його несучій конструкції поворотних опор для кріплення (рис. 2.7).

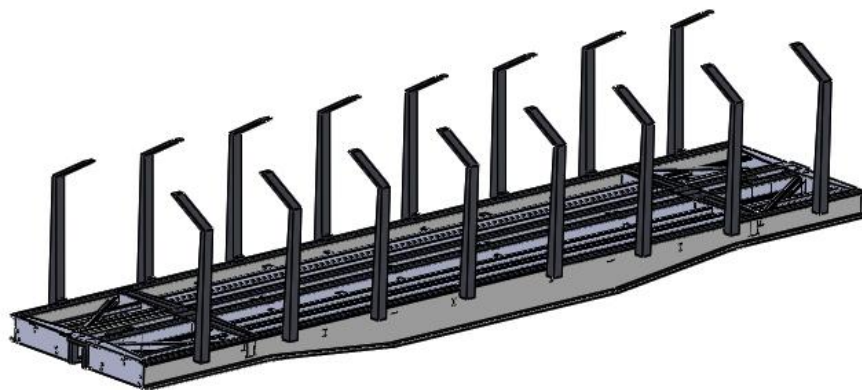


Рисунок 2.7 – Просторова модель удосконаленої несучої конструкції вагона-платформи для перевезення лісу у хлистах

Геометричні параметри опор обрані ідентичними до тих, що використовуються на вагонах-платформах для перевезення лісу у хлистах.

З метою можливості перевезення на вагоні-платформі моделі 13-401 технологічної щепи пропонується встановлення на його несучій конструкції металевого каркасу, обшитого сталевими листами (рис. 2.8).

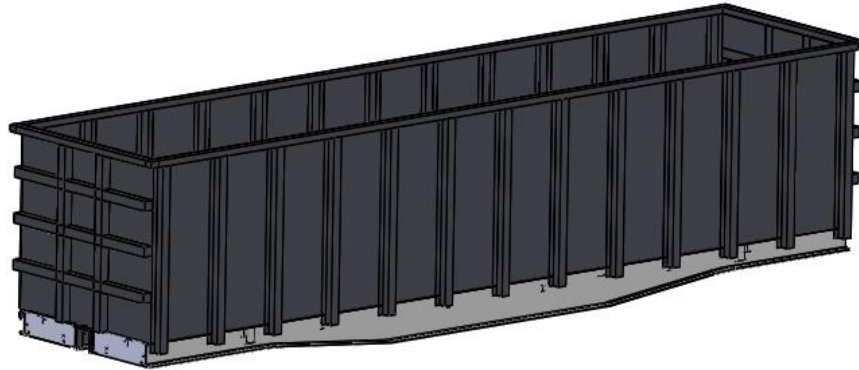


Рисунок 2.8 – Просторова модель удосконаленої несучої конструкції вагона-платформи для перевезення технологічної щепи

Для визначення профілю вертикальних стійок проведений розрахунок за методом перетинів. Результати розрахунків дозволили визначити можливий профіль виконання стійок Ω – подібний профіль зі значенням $W_x = 118,2 \text{ см}^3$ та $W_y = 119,3 \text{ см}^3$. Геометричні параметри обшивки кузова прийняті ідентичними до вагона-прототипу.

Всі варіанти удосконалених несучих конструкцій вагонів-платформ розраховані на міцність. Результати розрахунків наведені на рис. 2.9 – 2.11.

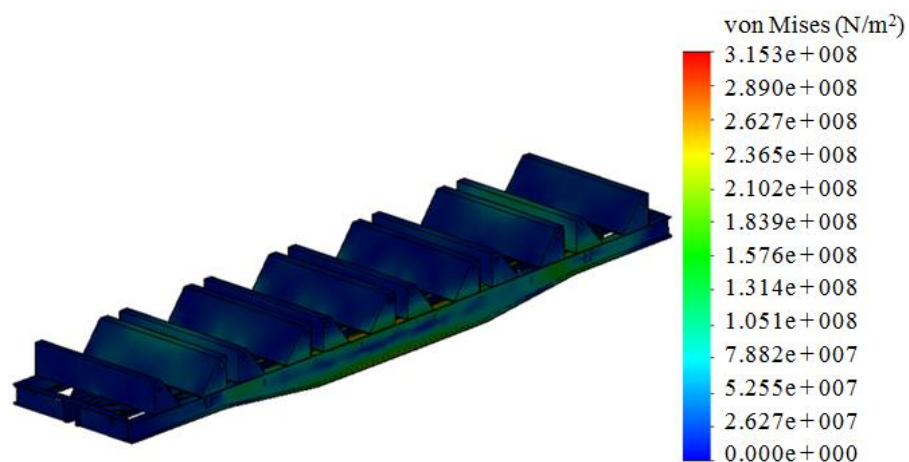


Рисунок 2.9 – Напружений стан удосконаленої несучої конструкції вагона-платформи для перевезення сталі в рулонах

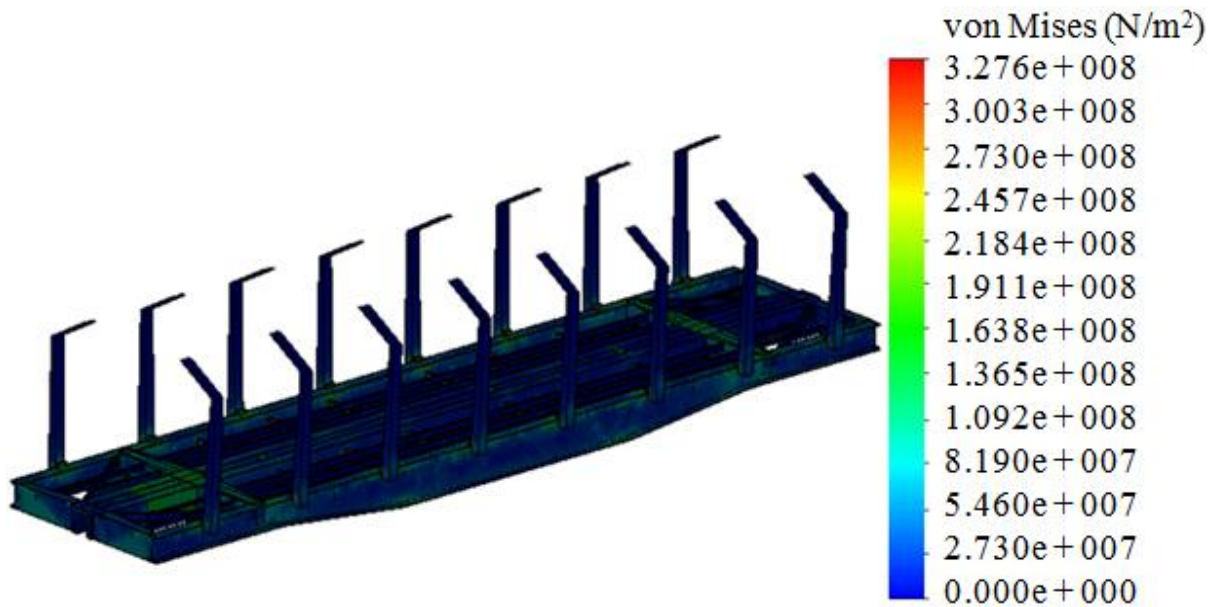


Рисунок 2.10 – Напружений стан удосконаленої несучої конструкції вагона-платформи для перевезення лісу у хлистах

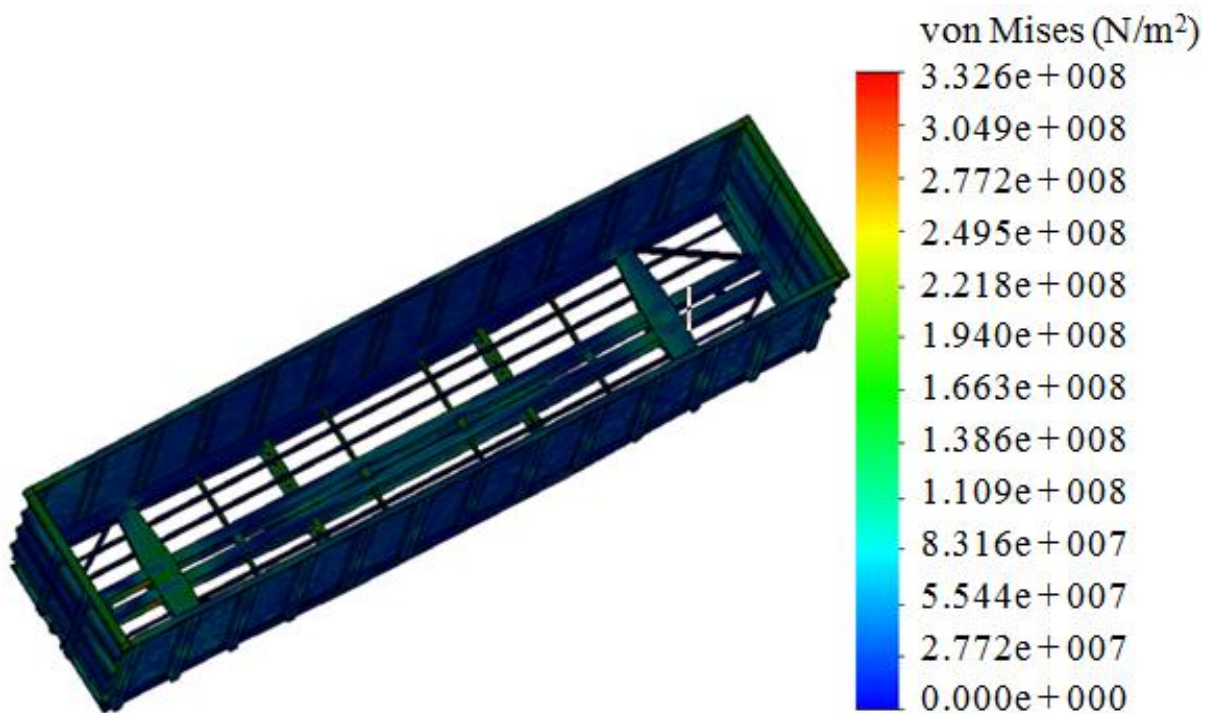


Рисунок 2.11 – Напружений стан удосконаленої несучої конструкції вагона-платформи для перевезення технологічної щепи

Результати проведених розрахунків показали, що міцність удосконалених несучих конструкцій вагонів-платформ забезпечується. При цьому максимальні напруження зафіксовані в зонах взаємодії хребтової балки зі шворневими, однак ці напруження не перевищують допустимих.

Важливо сказати, що запропоноване удосконалення можливе і шляхом використання композиційних складових в несучих конструкціях вагонів. Проведені авторським колективом попередні розрахунки показали, що таке рішення є ефективним. При цьому застосований композит з титановою матрицею, який армують волокнами бора, борсика, карбїду кремнію, берилію, молібдена. Такий композит має високу теплостійкість та значну межу міцності: в напрямку волокон вона складає 1100–1300 МПа, в поперечному напрямку – 650 МПа. Однак широке впровадження такого удосконалення стримується вартісною оцінкою матеріалу.

Проведено визначення динамічної навантаженості несучої конструкції вагона-платформи, який вичерпав свій нормативний ресурс експлуатації. При цьому розглянуто повздовжню та вертикальну навантаженість несучої конструкції вагона-платформи. Результати визначення повздовжньої навантаженості несучої конструкції вагона-платформи встановили, що прискорення, яке діє на несучу конструкцію складає $38,8 \text{ м/с}^2$, а при вертикальній – $5,7 \text{ м/с}^2$. Отримані величини прискорень не перевищують допустимі.

Проведено визначення напруженого стану несучої конструкції вагона-платформи. Максимальні еквівалентні напруження при цьому зафіксовані в зоні взаємодії хребтової балки зі шворневою та складають 337,5 МПа, тобто не перевищують допустимих.

2.2 Визначення показників міцності модернізованої несучої конструкції вагона-платформи з композитними стійками для перевезення лісу у хлистах

Метою розділу є визначення показників міцності модернізованої несучої конструкції вагона-платформи з композитними стійками для перевезення лісу у хлистах, що сприятиме підвищенню ефективності експлуатації залізничного транспорту.

Для підвищення ефективності використання універсальної конструкції вагона-платформи пропонується його модернізація для можливості перевезення лісу у хлистах. Дослідження проведені на прикладі несучої конструкції вагона-платформи моделі 13-401 (рис. 2.1).

Модернізація полягає у монтажі вертикальних стійок на основні повздовжні балки рами (рис. 2.12). Особливістю стійок є те, що вони виготовлені з композитного матеріалу. Встановлення стійок здійснюється у металеві стакани, розміщені на поворотних секторах, які мають можливість обертатися відносно вертикальної осі для зручності завантаження вагона-платформи.

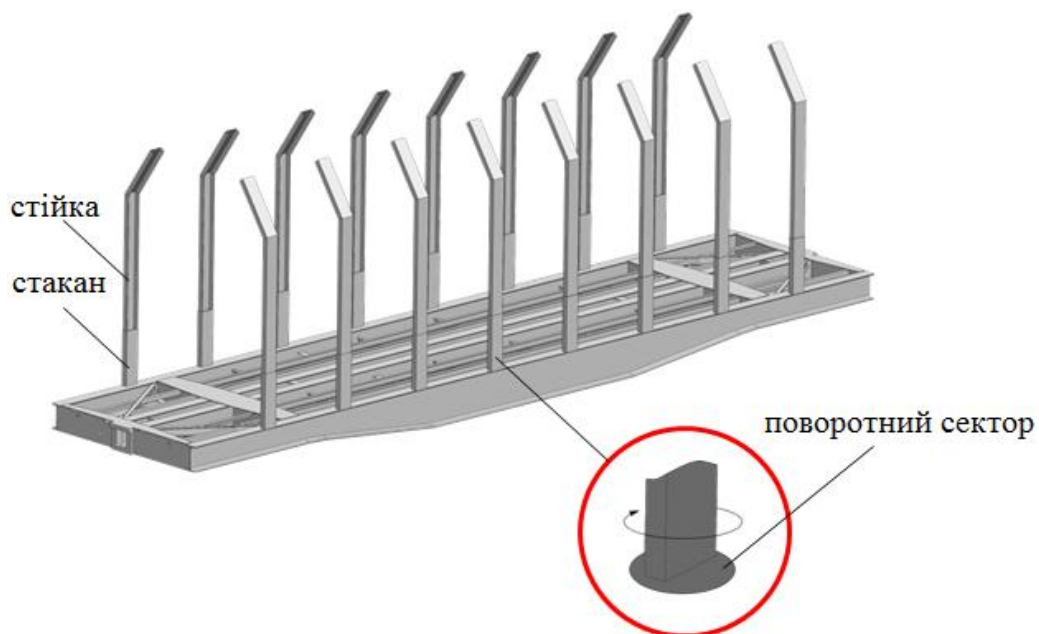


Рисунок 2.12 – Несуча конструкція вагона-платформи

З урахуванням запропонованих рішень стає можливим зменшити тару модернізованої конструкції вагона-платформи на 4,6% у порівнянні з використанням сталевих стійок.

Для визначення основних показників міцності модернізованої несучої конструкції вагона-платформи проведено розрахунок за методом скінчених елементів, який реалізовано в програмному комплексі SolidWorks Simulation.

При складанні скінчено-елементної моделі враховані ізопараметричні тетраедри. Оптимальна кількість елементів моделі визначена за графоаналітичним методом. Кількість вузлів моделі склала 263362, елементів – 768396. Максимальний розмір елементу склав 100 мм, а мінімальний – 20 мм. Відсоток елементів з співвідношенням боків більше десяти – 13,5, менше трьох – 13,5. Мінімальна кількість елементів в колі склала 9, співвідношення збільшення розміру елементів – 1,7. Закріплення моделі здійснювалося в зонах обпирання її на візки. Матеріал несучої конструкції вагона-платформи – сталь марки 09Г2С, а стійок – композит з межею міцності 1500 МПа та щільністю 2200 кг/м³.

Розрахункова схема несучої конструкції вагона-платформи наведена на рис. 2.13.

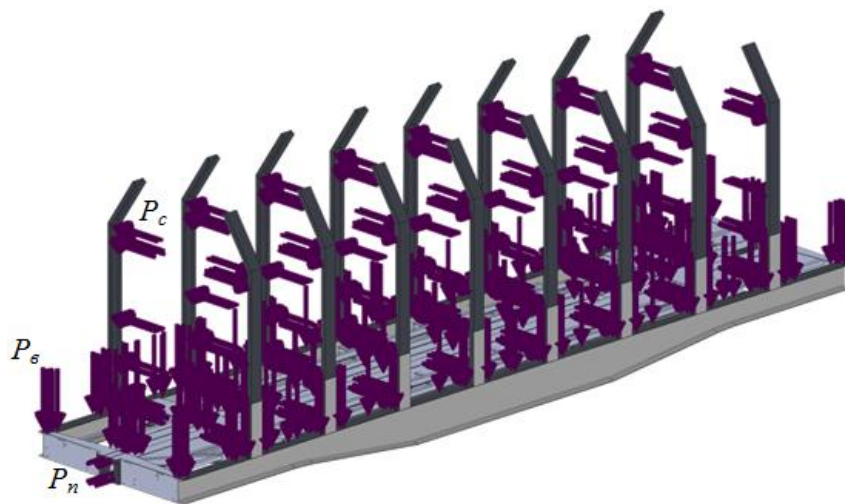


Рисунок 2.13 – Розрахункова схема несучої конструкції вагона-платформи

На першопочатковому етапі проведено розрахунок несучої конструкції вагона-платформи при I режимі. Враховано, що на несучу конструкцію вагона-платформи діє вертикальне навантаження P_v , яке розподілене за хребтовою та повздовжніми балками у пропорціях 5/8 та 3/8 відповідно. На несучу

конструкцію вагона-платформи діє повздовжнє навантаження P_n , яке прикладалося до задньому упору автозчепу та дорівнює 3,5 МН, а також поперечні навантаження на стійки P_c . При цьому прийнято, що висота стійок дорівнює 3,169 м.

Величина рівномірно-розподіленого за висотою стійки поперечного навантаження для кожного штабелю визначалася:

$$P_c = \frac{\Delta F_n}{L_{cm}}, \quad (2.3)$$

ΔF_n – поперечна інерційна сила від маси штабеля з урахуванням розміщення за довжиною вагона, кН.

При цьому:

$$\Delta F_n = n \cdot (F_n + W) - F_{mp}^n, \quad (2.4)$$

n – коефіцієнт, який розраховується при створенні ТУ на вагон-платформу; F_n – поперечне інерційне навантаження від маси штабеля вантажу з урахуванням розміщення його за довжиною вагона та дії відцентрової сили; W – вітрове навантаження, яке діє на вантаж; F_{mp}^n – сила тертя, що діє на штабель вантажу з урахуванням розміщення його за довжиною вагона у поперечному напрямку.

При проведенні розрахунків враховано, що вагон-платформа завантажений штабелем у 6 м. Оскільки сталь є ізотропним матеріалом, а композит – анізотропним, то розрахунок здійснений за двома критеріями – Мізеса та максимальних нормальних напружень.

Встановлено, що максимальні еквівалентні напруження в несучій конструкції вагона-платформи виникають в зонах взаємодії шворневих балок з хребтовою та складають близько 342 МПа і не перевищують допустимих (рис. 2.14).

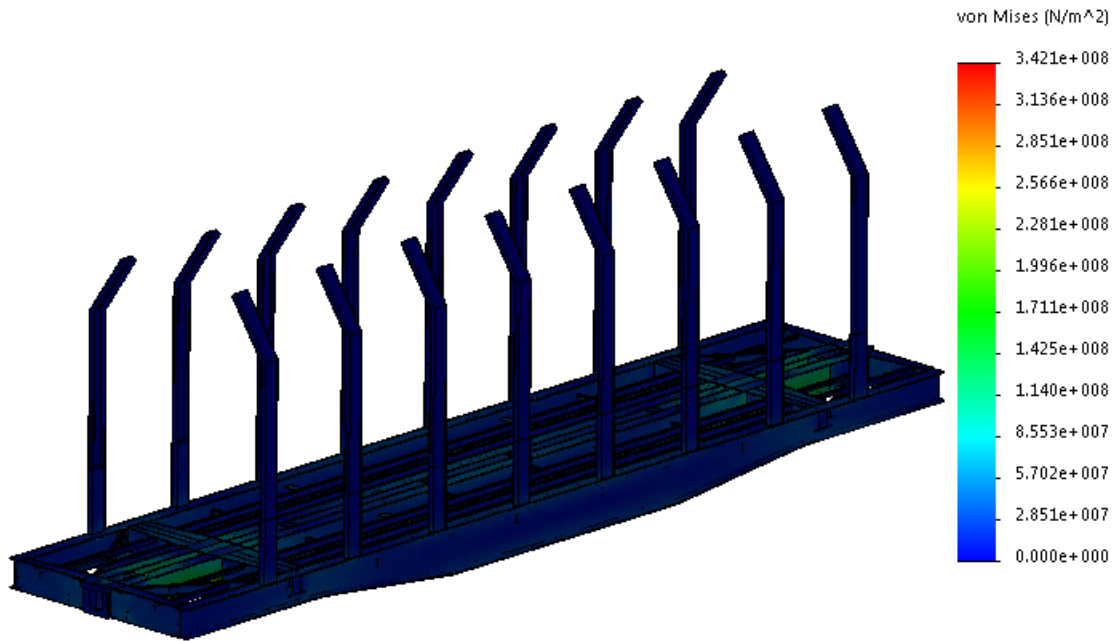


Рисунок 2.14 – Напружений стан несучої конструкції вагона-платформи

Розрахунок за критерієм максимальних нормальних напружень встановив, що максимальні нормальні напруження в повздовжньому напрямку складають 237,5 МПа, поперечному – 151,7 МПа та вертикальному – 174,8 МПа. Отже отримані значення напружень не перевищують допустимих.

Також проведено розрахунок на міцність модернізованої несучої конструкції вагона-платформи і стосовно інших розрахункових схем. Результати розрахунків показали, що міцність несучої конструкції забезпечується.

Проведено розрахунок на міцність модернізованої несучої конструкції вагона-платформи для перевезення лісу у хлистах. Максимальні еквівалентні напруження в несучій конструкції вагона-платформи за критерієм Мізеса виникають в зонах взаємодії шворневих балок з хребтовою та складають близько 342 МПа і не перевищують допустимих.

Розрахунок за критерієм максимальних нормальних напружень встановив, що максимальні нормальні напруження в повздовжньому напрямку складають 237,5 МПа, поперечному – 151,7 МПа та вертикальному – 174,8 МПа. Отже отримані значення напружень не перевищують допустимих.

2.3 Дослідження вертикальної навантаженості несучої конструкції вагона-платформи з композитними стійками для перевезення лісу в хлистах

Метою розділу є дослідження вертикальної навантаженості несучої конструкції вагона-платформи з композитними стійками для перевезення лісу в хлистах. Для досягнення зазначеної мети поставлені такі завдання:

- провести визначення основних показників динаміки модернізованої конструкції вагона-платформи при русі у порожньому стані;
- провести визначення основних показників динаміки модернізованої конструкції вагона-платформи при русі у завантаженому стані.

З метою ситуаційної адаптації універсальних конструкцій вагонів-платформ до перевезень лісу у хлистах пропонується їх модернізація, яка полягає у монтажі вертикальних стійок на основні повздовжні балки рами (рис. 1). Особливістю стійок є те, що вони виготовлені з композитного матеріалу та встановлені у металеві стакани, що розміщені на поворотних секторах. Дані сектори мають можливість обертатися відносно вертикальної осі для зручності завантаження вагона-платформи. З урахуванням запропонованої модернізації маса несучої конструкції вагона-платформи збільшується на 6,5% у порівнянні з прототипом. Однак при цьому стає можливим зменшити тару модернізованої конструкції вагона-платформи на 4,6% у порівнянні з використанням сталевих стійок.

Дослідження проведені на прикладі несучої конструкції вагона-платформи моделі 13-401 побудови Дніпродзержинського вагонобудівного заводу.

Для визначення основних показників динаміки несучої конструкції вагона-платформи з композитними стійками для перевезення лісу в хлистах проведено математичне моделювання. На першопочатковому етапі дослідження розглянуто рух вагона-платформи у порожньому стані стиковою нерівністю. Враховано, що колія має пружно-в'язкі властивості.



Рисунок 2.15 – Просторова модель модернізованого вагона-платформи

Вагон-платформа розглянутий як система з трьох твердих тіл: рами та двох візків моделі 18-100 з ресорними комплектами, які мають жорсткість і коефіцієнт відносного тертя (рис. 2).

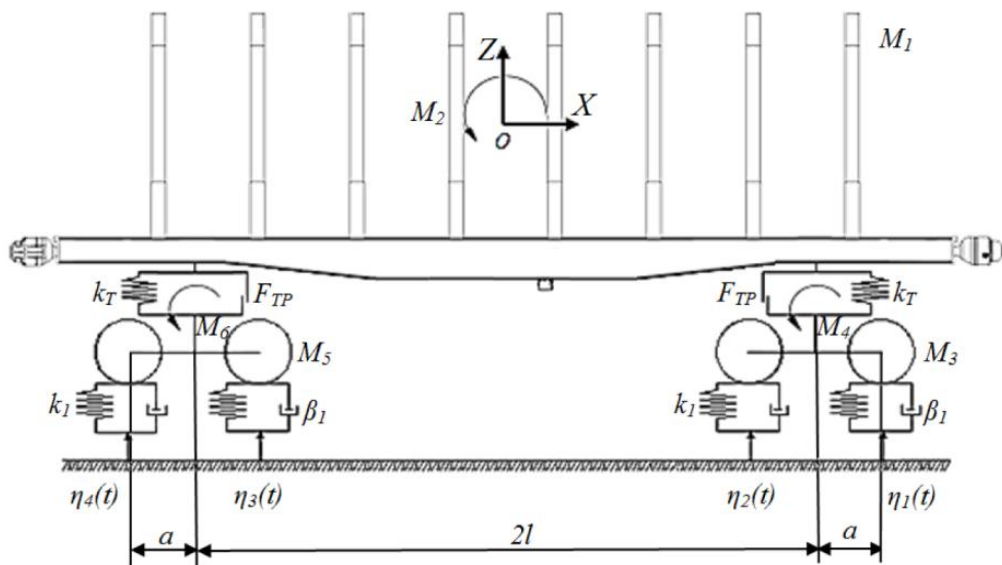


Рисунок 2.16 – Розрахункова схема вагона-платформи

Прийнято припущення, що на систему накладені такі зв'язки:

– переміщення рами і візків вагона-платформи уздовж осі колії однакові:

$$q_1 = q_2 = q_3$$

– колісні пари рухаються без проковзування:

$$\psi_{ij} = x_{ij}/R, \quad (i, j=1, 2),$$

де R – радіус колеса, 0,475 м;

– через відсутність пружних елементів в буксовому підвішуванні підстрибування візків визначаються підстрибуванням колісних пар.

Рівняння руху розрахункової моделі мають вигляд:

$$M_1 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_1 + C_{1,1} \cdot q_1 + C_{1,3} \cdot q_3 + C_{1,5} \cdot q_5 = -F_{TP} \cdot \Delta, \quad (2.5)$$

$$M_2 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_2 + C_{2,2} \cdot q_2 + C_{2,3} \cdot q_3 + C_{2,5} \cdot q_5 = F_{TP} \cdot l \cdot \Delta, \quad (2.6)$$

$$\begin{aligned} M_3 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_3 + C_{3,1} \cdot q_1 + C_{3,2} \cdot q_2 + C_{3,3} \cdot q_3 + B_{3,3} \cdot \frac{d}{dt} q_3 = \\ = F_{TP} \cdot \Delta_1 + k_1 (\eta_1 + \eta_2) + \beta_1 \left(\frac{d}{dt} \eta_1 + \frac{d}{dt} \eta_2 \right), \end{aligned} \quad (2.7)$$

$$M_4 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_4 + C_{4,4} \cdot q_4 + B_{4,4} \cdot \frac{d}{dt} q_4 = -k_1 (\eta_1 - \eta_2) - \beta_1 \cdot a \cdot \left(\frac{d}{dt} \eta_1 - \frac{d}{dt} \eta_2 \right), \quad (2.8)$$

$$\begin{aligned} M_5 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_5 + C_{5,1} \cdot q_1 + C_{5,2} \cdot q_2 + C_{5,5} \cdot q_5 + B_{5,5} \cdot \frac{d}{dt} q_5 = \\ = F_{TP} \cdot \Delta_2 + k_1 (\eta_3 + \eta_4) + \beta_1 \left(\frac{d}{dt} \eta_3 + \frac{d}{dt} \eta_4 \right), \end{aligned} \quad (2.9)$$

$$M_6 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_6 + C_{6,6} \cdot q_6 + B_{6,6} \cdot \frac{d}{dt} q_6 = -k_1 \cdot a \cdot (\eta_3 - \eta_4) - \beta_1 \cdot a \cdot \left(\frac{d}{dt} \eta_3 - \frac{d}{dt} \eta_4 \right), \quad (2.10)$$

$$\Delta = \Delta_1 + \Delta_2 = \left(\text{sign} \left(\frac{d}{dt} \delta_1 \right) + \text{sign} \left(\frac{d}{dt} \delta_2 \right) \right), \quad (2.11)$$

де M_1, M_2 – відповідно маса та момент інерції несучої конструкції вагона-платформи при коливаннях підскакування та галопування;

M_3, M_4 – відповідно маса та момент інерції першого за ходом руху візка при коливаннях підскакування та галопування;

M_5, M_6 – відповідно маса та момент інерції другого за ходом руху візка при коливаннях підскакування та галопування;

C_{ij} – характеристика пружності елементів коливальної системи;

V_{ij} – функція розсіювання;

a – половина бази візка;

q_i – узагальнені координати, що відповідають поступальному переміщенню відносно вертикальної осі та кутовому переміщенню навколо вертикальної осі;

k_i – жорсткість ресорного підвішування;

β_i – коефіцієнт демпфірування;

F_{TP} – сила абсолютного тертя у ресорному комплекті.

При визначенні інерційних коефіцієнтів, які входять до системи диференціальних рівнянь, враховані номінальні геометричні параметри несучої конструкції вагона-платформи. Дані коефіцієнти визначалися шляхом побудови просторової моделі несучої конструкції вагона-платформи в програмному комплексі SolidWorks з послідуєчим застосуванням опцій, які дозволяють їх отримати.

Розв'язок диференціальних рівнянь (2.5 – 2.11) здійснений в програмному комплексі MathCad з урахуванням початкових умов, рівних нулю. При цьому застосований метод Рунге-Кутта.

На рисунках 2.17 – 2.20 наведено основні показники динаміки вагона-платформи.

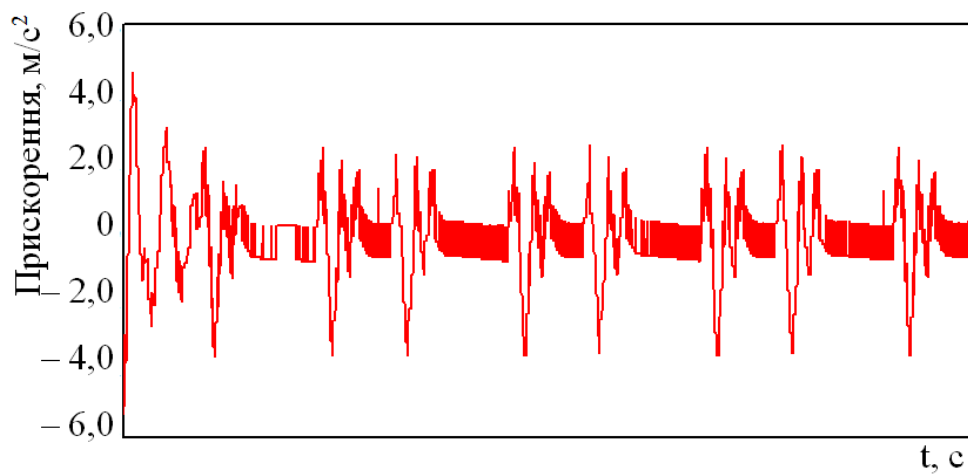


Рисунок 2.17 – Прискорення несучої конструкції вагона-платформи в центрі мас

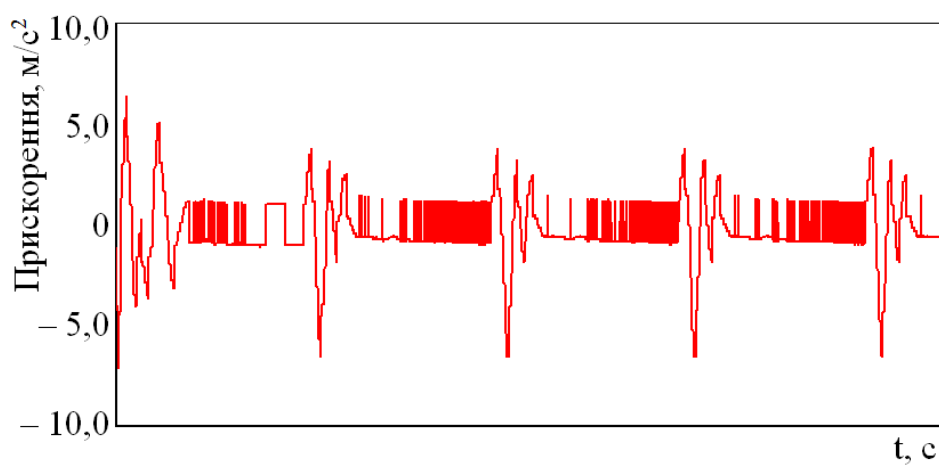


Рисунок 2.18 – Прискорення несучої конструкції вагона-платформи в зонах спірання на візки

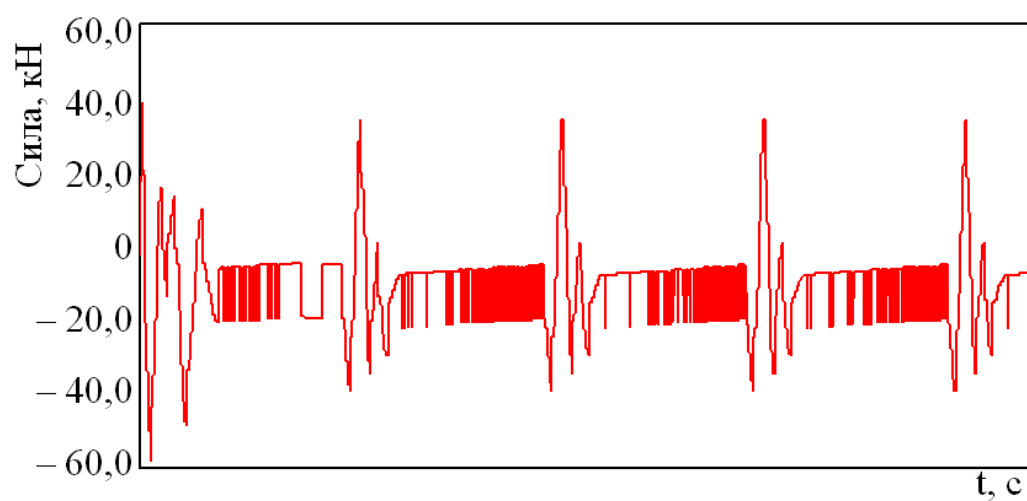


Рисунок 2.19 – Сили, що виникають в ресорному підвішуванні

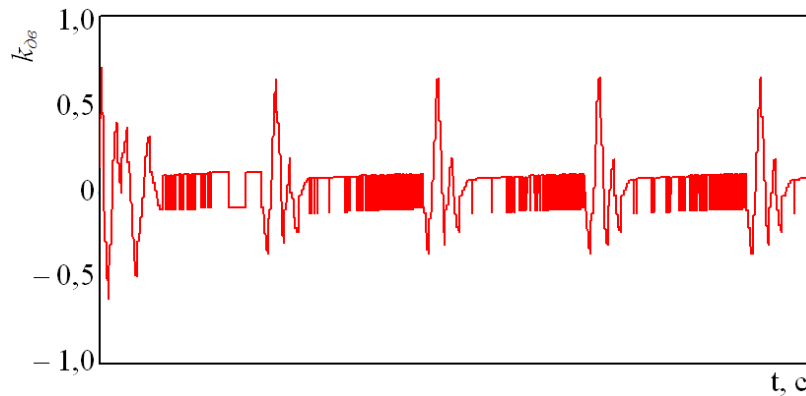


Рисунок 2.20 – Коефіцієнт вертикальної динаміки

Аналізуючи графічні залежності, наведені на рисунках 2.17 – 2.20 можна зробити висновок, що всі розглянуті показники динаміки знаходяться в межах допустимих, (рис. 2.21). Хід руху вагона оцінюється як “добрий”.

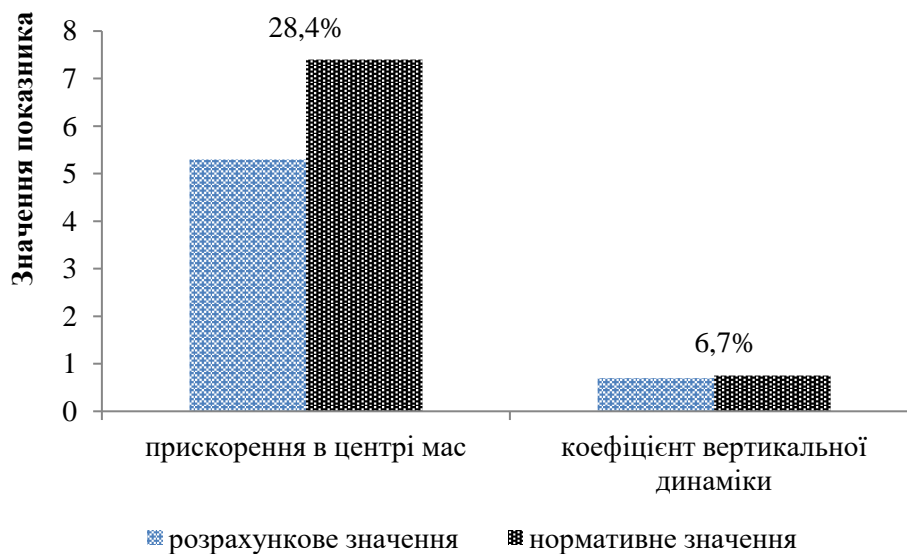


Рисунок 2.21 – Порівняльний аналіз показників динаміки вагона-платформи

На послідовному етапі проведено визначення показників динаміки вагона-платформи за умови руху у завантаженому стані. Враховано, що використовується повна вантажопідйомність вагона-платформи. Результати розрахунку зведені до таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Основні показники динаміки вагона-платформи при русі у завантаженому стані

Назва показника	Чисельне значення
Прискорення несучої конструкції вагона-платформи в центрі мас, m/s^2	1,7
Прискорення несучої конструкції вагона-платформи в зонах спирання на візки, m/s^2	1,9
Сили, що виникають в ресорному підвішуванні, кН	80,2
Коефіцієнт вертикальної динаміки	0,2

З урахуванням даних, наведених у таблиці 2.1, можна зробити висновок, що показники динаміки вагона-платформи при русі у завантаженому стані знаходяться в межах допустимих (рис. 2.22). Хід руху вагона оцінюється як “відмінний”.

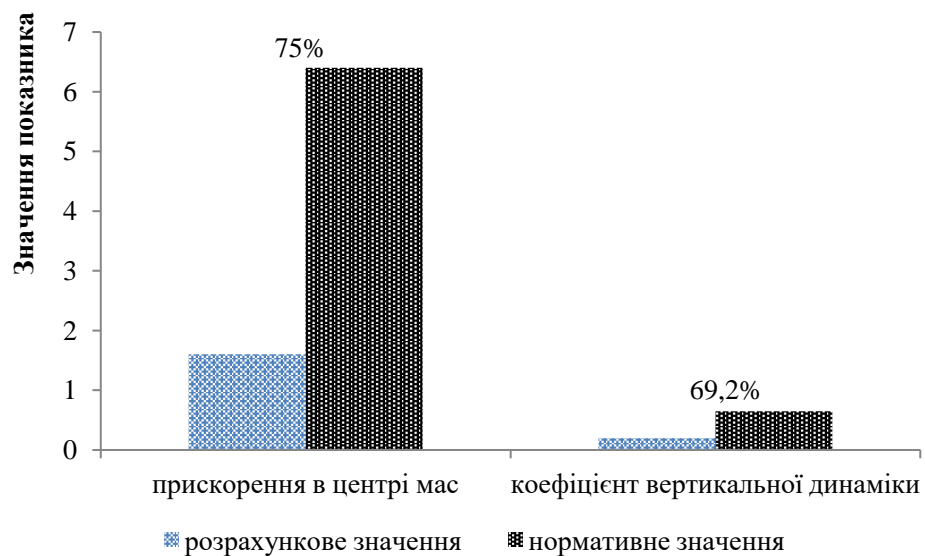


Рисунок 2.22 – Порівняльний аналіз показників динаміки вагона-платформи

Проведені дослідження сприятимуть створенню напрацювань щодо проектування інноваційних конструкцій рухомого складу та підвищенню ефективності його функціонування.

Проведено визначення основних показників динаміки модернізованої конструкції вагона-платформи при русі у порожньому стані. Встановлено, що всі розглянуті показники динаміки знаходяться в межах допустимих. Максимальні прискорення, які виникають в центрі мас несучої конструкції вагона-платформи склали $5,3 \text{ м/с}^2$ ($0,54g$), а коефіцієнт вертикальної динаміки – $0,6$. Отже хід руху вагона оцінюється як “добрий”.

Проведено визначення основних показників динаміки модернізованої конструкції вагона-платформи при русі у завантаженому стані. Результати розрахунків показали, що досліджувані показники динаміки знаходяться в межах допустимих. Максимальні прискорення, які виникають в центрі мас несучої конструкції вагона-платформи склали $1,7 \text{ м/с}^2$ ($0,17g$), а коефіцієнт вертикальної динаміки – $0,2$. Отже хід руху вагона оцінюється як “відмінний”.

2.4 Дослідження навантаженості вагона-платформи, адаптованого до перевезень наливних вантажів

Метою роздєлу є висвітлення результатів дослідження навантаженості несучої конструкції вагона-платформи, адаптованого до перевезень наливних вантажів.

Для досягнення поставленої мети визначені такі завдання:

- запропонувати заходи щодо адаптації вагона-платформи до перевезень наливних вантажів;
- провести визначення динамічної навантаженості удосконаленої конструкції вагона-платформи;

- провести визначення основних показників міцності удосконаленої конструкції вагона-платформи;
- провести модальний аналіз удосконаленої конструкції вагона-платформи.

З метою можливості використання несучої конструкції універсального вагона-платформи до перевезень наливних вантажів пропонується встановлення на нього модуля котла (рис. 2.23).

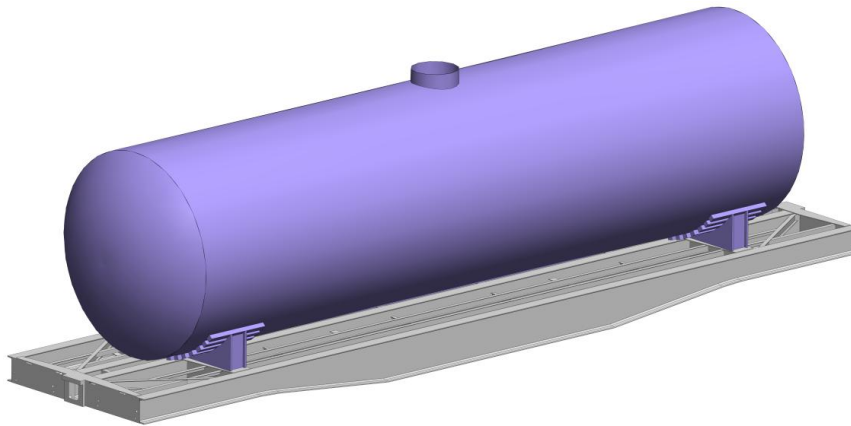


Рисунок 2.23 – Просторова модель вагона-платформи

Спирання котла на раму вагона-платформи здійснюється через дерев'яні бруски, встановлені на металевих опорах. Тобто використовується схема спирання, ідентична до тієї, що має місце в вагонах-цистернах. Для утримання котла є можливим використання стяжних хомутів або інших фіксуючих пристроїв. В якості матеріалу виготовлення котла пропонується використання композитів. Це дозволить зменшити загальну тару вагона у порівнянні з використанням металеві конструкції на 3,7%.

Таке рішення сприятиме можливості створення мультимодульних вагонів, які можуть здійснювати перевезення зйомних кузовів та інших транспортних засобів.

Важливо зазначити, що дана реалізація є доцільною стосовно існуючого вагонного парку та може бути впроваджена під час модернізацій або ремонтів. Також запропоноване рішення можливо використовувати при проектуванні нових конструкцій вагонів, що сприятиме створенню їх мультифункціональних конструкцій.

Для визначення навантаженості удосконаленої конструкції вагона-платформи проведено моделювання його динаміки при маневровому співударянні, як випадку найбільшої навантаженості конструкції у експлуатації.

Для цього використано математичну модель, сформовану професором Богомазом Г. І. Зазначена модель описує динамічну навантаженість несучої конструкції довгобазного вагона-платформи, завантаженого контейнерами-цистернами з урахуванням переміщень наливного вантажу у котлах. Тому дану модель було доопрацьовано шляхом урахування переміщень несучої конструкції вагона-платформи з композитним котлом. В якості прототипу обрано вагон-платформу моделі 13-401.

Враховано, що вагон-платформа має три ступені вільності: у повздовжній площині, зумовлену ударом та дві у вертикальній, обумовлені наявністю ресорного підвішування (візки моделі 18-100). При цьому прийнято, що удар є абсолютно жорстким. В моделі враховано сили тертя, які виникають між п'ятниками рами та підп'ятниками візків. На даному етапі досліджень переміщення наливного вантажу у котлі не враховано.

Вхідними параметрами математичної моделі (2.12) є технічні характеристики вагона-платформи, а також збурюючої дії – сили удару. Початкові переміщення та швидкості покладені рівними нулю.

$$\begin{cases} M_{\phi p} \cdot x'' + (M_B \cdot h) \cdot \varphi'' = P_n - 2P_{mp}, \\ I_B \cdot \varphi'' + (M_B \cdot h) \cdot x'' - g \cdot \varphi \cdot (M_B \cdot h) = \\ = l \cdot F_{TP} \left(\text{sign}(z - l \cdot \varphi_1)' - \text{sign}(z + l \cdot \varphi)' \right) + \\ + l \left(k_1 \cdot (z - l \cdot \varphi)' - k_2 \cdot (z + l \cdot \varphi)' \right), \\ M_B \cdot z'' = k_1 \cdot (z - l \cdot \varphi) + k_2 \cdot (z + l \cdot \varphi) - \\ - F_{TP} \left(\text{sign}(z - l \cdot \varphi)' - \text{sign}(z + l \cdot \varphi)' \right), \end{cases} \quad (2.11)$$

де $M_{\phi p}$ – маса бруто вагона-платформи; M_B – маса несучої конструкції вагона-платформи; I_B – момент інерції вагона-платформи; P_n – величина

повздовжньої сили на задній упор автозчепу; P_{mp} – сили тертя, які виникають між п'ятниками рами та підп'ятниками візків; l – половина бази вагона-платформи; F_{TP} – абсолютне значення сили сухого тертя у ресорному комплекті; k_1, k_2 – жорсткість пружин ресорного підвішування візків вагона-платформи; x, φ, z – координати, що відповідають, відповідно, повздовжньому, кутовому навколо поперечної осі та вертикальному переміщенню вагона-платформи.

Розв'язання системи диференціальних рівнянь (2.12) здійснено у програмному комплексі MathCad у вигляді:

$$Q(t, y) = \begin{bmatrix} y_2 \\ y_4 \\ y_6 \\ \frac{P_n - 2P_{mp} - (M_B \cdot h) \cdot \dot{y}_4}{M_{op}} \\ l \cdot F_{TP} \left(\text{sign}(y_5 - l \cdot y_3)' - \text{sign}(y_5 + l \cdot y_3)' \right) + \\ + l \left(k_1 \cdot (y_5 - l \cdot y_3)' - k_2 \cdot (y_5 + l \cdot y_3)' \right) - \\ \frac{-(M_B \cdot h) \cdot \dot{y}_2 + g \cdot y_3 \cdot (M_B \cdot h)}{I_B} \\ \frac{k_1 \cdot (y_5 - l \cdot y_3) + k_2 \cdot (y_5 + l \cdot y_3) -}{M_B} \\ - F_{TP} \left(\text{sign}(y_5 - l \cdot y_3)' - \text{sign}(y_5 + l \cdot y_3)' \right) \end{bmatrix}, \quad (2.13)$$

$$Z = rkfixed(Y0, tn, tk, n, F).$$

де $Y0$ – вектор, що включає початкові умови, tn, tk – величини, які визначають початкову та кінцеву змінну інтегрування, n' – фіксоване число кроків, Q – символічний вектор.

При цьому $y_1 = q_1, y_3 = q_3, y_5 = q_5, y_2 = \dot{y}_1, y_4 = \dot{y}_3, y_6 = \dot{y}_5$.

Початкові умови прийняті рівними нулю.

Результати розрахунку показали, що прискорення, яке діє на несучу конструкцію вагона-платформи складають 0,38g, тобто знаходиться в межах

допустимих. Отримана величина прискорення врахована при розрахунках на міцність несучої конструкції вагона-платформи.

Для визначення міцності несучої конструкції вагона-платформи проведено розрахунок за методом скінчених елементів, реалізований в програмі SolidWorks Simulation для випадку маневрового співударення. Скінчено-елементна модель несучої конструкції вагона-платформи наведена на рис. 2.24. При складанні моделі використані ізопараметричні тетраедри. Оптимальна чисельність скінчених елементів розрахована за графоаналітичним методом.

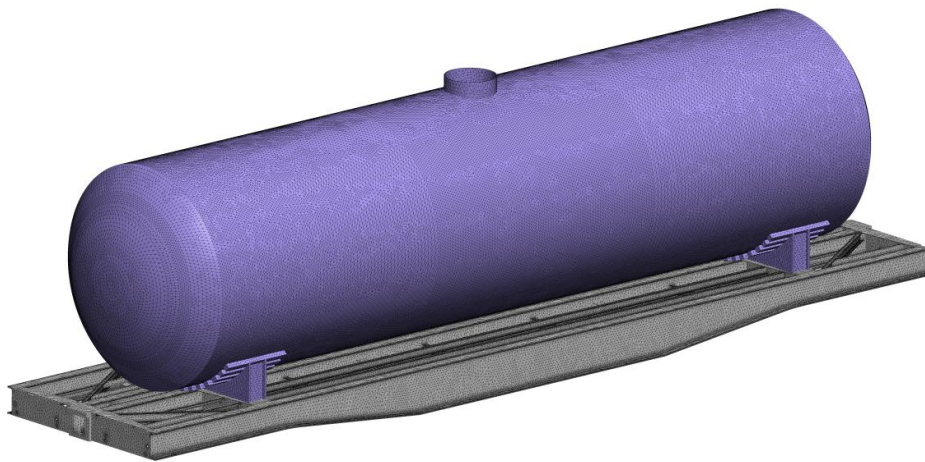


Рисунок 2.24 – Скінчено-елементна модель несучої конструкції вагона-платформи

Кількість елементів сітки склала 2521451, вузлів – 809251. Максимальний розмір елементу сітки дорівнює 45,0 мм, мінімальний – 9,0 мм, максимальне співвідношення боків елементів – 145,69, відсоток елементів з співвідношенням боків менше трьох – 52,1, більше десяти – 2,59. Мінімальна кількість елементів в колі – 13, співвідношення збільшення розміру елементу – 1,9.

При складанні розрахункової схеми враховано, що на удосконалену несучу конструкцію вагона-платформи діє вертикальне статичне навантаження P_g^{cm} , а також повздовжнє навантаження P_n (рис. 2.25). На котел діє надлишковий тиск парів P_n , тиск на днище, зумовлений переміщенням наливного вантажу (гідроудар) $P_{он}$, а також гідростатичний тиск P_2 .

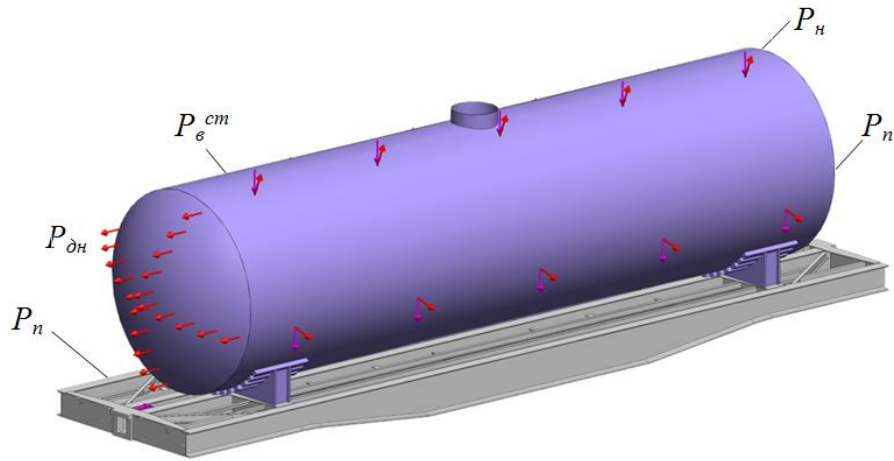


Рисунок 2.25 – Розрахункова схема несучої конструкції вагона-платформи

Величина максимального тиску від гідроудару визначена відношенням сили інерції вантажу до площі вертикальної проекції днища:

$$P_{г} = N \cdot \frac{m_{е}}{m_{бр}} \cdot \frac{1}{F}, \quad (2.14)$$

де N – сила удару в автозчеп; $m_{е}$ – маса вантажу в котлі; $m_{бр}$ – маса брутто модуля котла; T – площа внутрішнього поперечного перетину котла.

В якості наливного вантажу розглянутий бензин.

Гідростатичний тиск розрахований за формулою:

$$P_{гидр} = \rho \cdot g \cdot h, \quad (2.15)$$

де ρ – щільність наливного вантажу; h – висота розподілу вантажу відносно котла.

Закріплення моделі здійснювалося в зонах спирання несучої конструкції вагона-платформи на візки. Матеріал несучої конструкції вагона-платформи – сталь марки 09Г2С, а котла – композит, з титановою матрицею, який армують

волокнами бора, борсика, карбїду кремнїю, берилїю, молїбдена. Також в моделї враховано дерев'яні бруски з урахуванням відповідних характеристик матеріалу.

Результати розрахунку на міцність наведені на рис. 2.26, 2.27.

Максимальні еквівалентні напруження при цьому виникають в зоні взаємодії хребтової балки рами зі шворневою та складають близько 340 МПа, максимальні переміщення склали 8,6 мм. Тобто отримані напруження не перевищують межі плинності матеріалу конструкції..

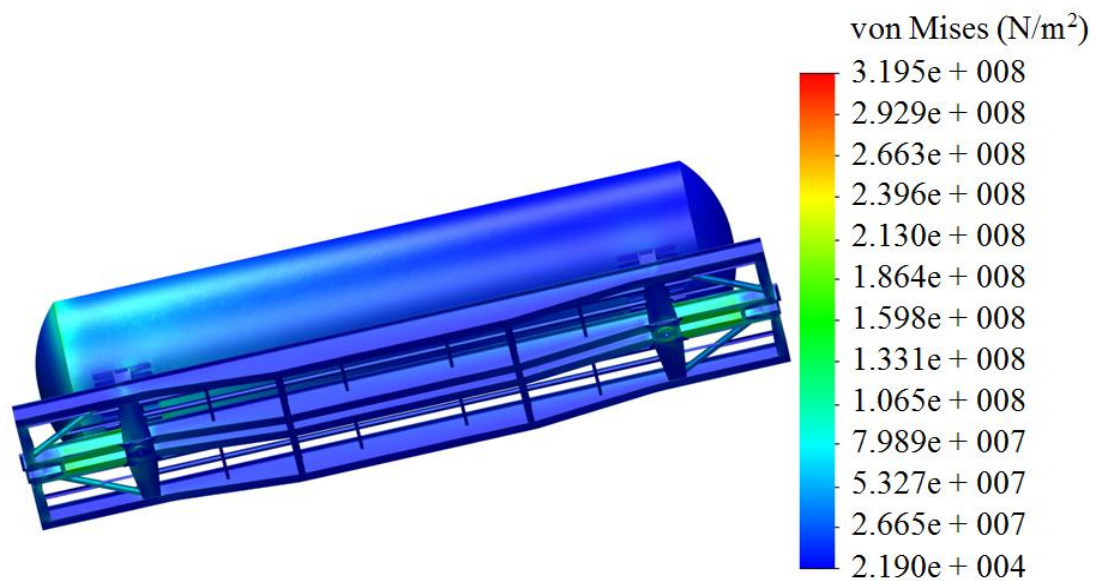


Рисунок 2.26 – Напружений стан несучої конструкції вагона-платформи

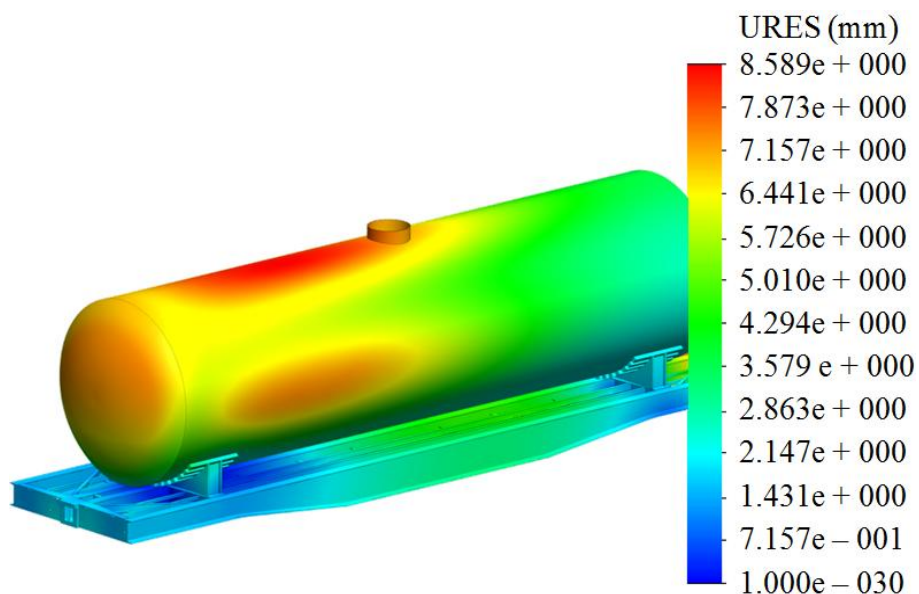
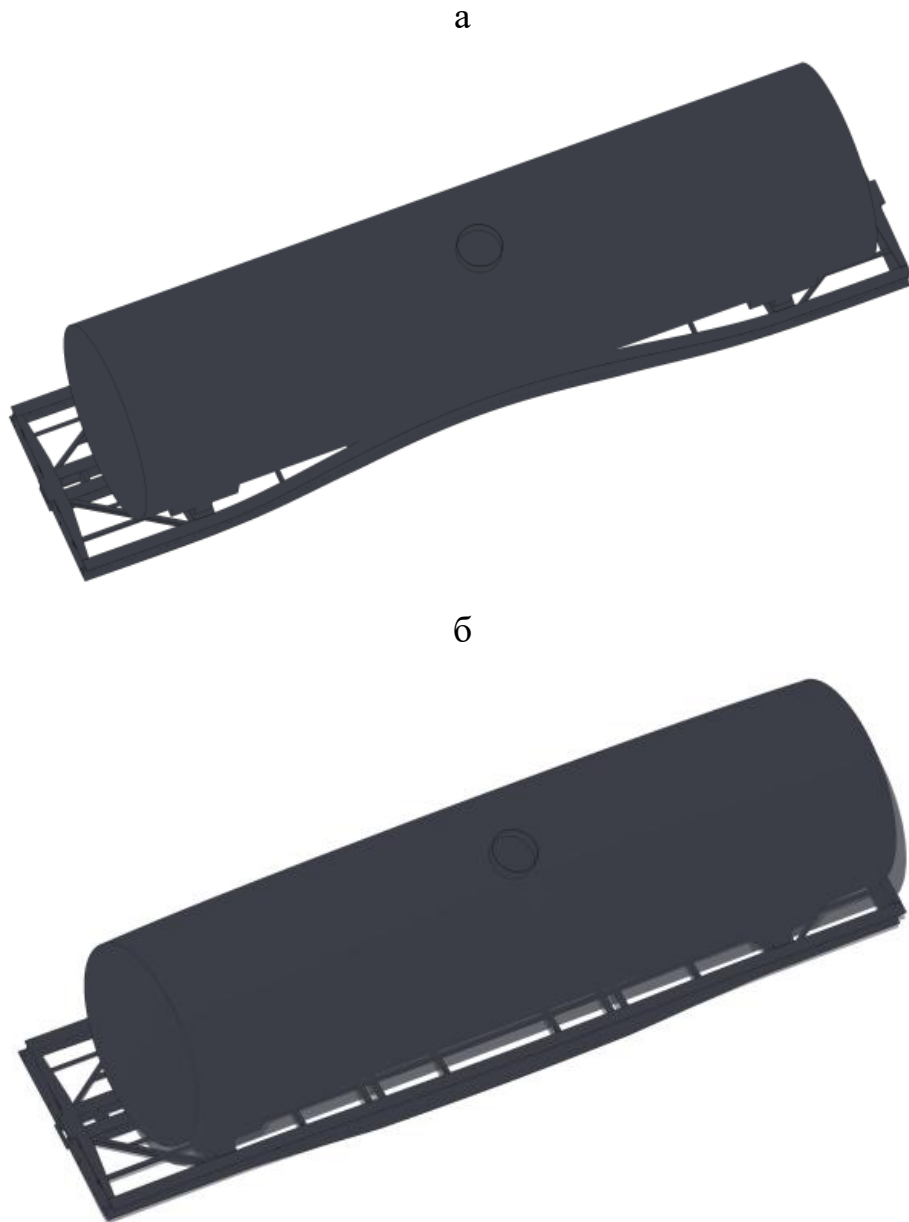


Рисунок 2.27 – Переміщення в вузлах несучої конструкції вагона-платформи

Для визначення частот та форм власних коливань несучої конструкції вагона-платформи проведено модальний аналіз. При цьому використано опції програмного комплексу SolidWorks Simulation. Розрахунок здійснений за розрахунковою схемою. Деякі форми коливань несучої конструкції вагона-платформи наведені на рис. 2.28.



а) перша мода; б) друга мода

Рисунок 2.28 – Деякі форми коливань несучої конструкції вагона-платформи (масштаб деформацій 20:1)

Чисельні значення власних частот коливань зведені до табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Власні частоти коливань несучої конструкції вагона-платформи

Форма коливань	Частота, Гц	Форма коливань	Частота, Гц
1	11,38	6	17,46
2	12,19	7	17,48
3	17,3	8	17,54
4	17,31	9	17,62
5	17,45	10	17,86

Відомо, що для забезпечення безпеки руху вагона перша власна частота згинальних коливань несучої конструкції у вертикальній площині повинна бути не нижча за 8 Гц. Результати розрахунку дозволили встановити, що значення власних частот коливань знаходяться в межах допустимих.

Проведено визначення динамічної навантаженості удосконаленої конструкції вагона-платформи при маневровому співударянні, як випадку найбільшої навантаженості конструкції у експлуатації. Результати розрахунку показали, що прискорення, яке діє на несучу конструкцію вагона-платформи складають 0,38g.

Проведено визначення основних показників міцності удосконаленої конструкції вагона-платформи. Максимальні еквівалентні напруження при цьому виникають в зоні взаємодії хребтової балки рами зі шворневою та складають близько 340 МПа і не перевищують допустимих. Максимальні переміщення склали 8,6 мм та зосереджені в зоні розміщення люка-лаза.

Проведено модальний аналіз удосконаленої конструкції вагона-платформи. Визначено форми та власні частоти коливань несучої конструкції удосконаленого вагона-платформи. Встановлено, що перша власна частота коливань має значення більше 8 Гц. Отже безпека руху вагона забезпечується.

2.5 Визначення вертикальної навантаженості критого вагона з дахом із композитного матеріалу

Забезпечення конкурентоспроможності залізничної галузі на ринку транспортних послуг зумовлює необхідність створення та впровадження в експлуатацію вагонів з покращеними техніко-економічними показниками. При проектуванні таких вагонів повинні також враховуватися принципи мультифункціональності, що сприятиме можливості розширення спектру використання вагонів під перевезення різної номенклатури вантажів.

Дослідження статистичних даних перевезень вантажів у міжнародному сполученні через територію євразійських держав дозволяють зробити висновок, що найбільш поширеними серед них є насипні, навалювальні та тарно-штучні. Останні потребують захисту від атмосферних опадів під час перевезень. Тому їх перевезення здійснюються у критих вагонах. Здебільшого дахи критих вагонів мають металеву конструкцію, що сприяє збільшенню тари вагона, а відповідно і його підресореної маси. Тому доцільним є проведення досліджень, щодо зменшення маси даху критого вагону з метою зменшення його тари та підвищення корисного навантаження.

Метою роздільно є висвітлення результатів визначення вертикальної навантаженості критого вагона з дахом із композитного матеріалу.

Для досягнення зазначеної мети поставлені такі задачі:

- запропонувати заходи щодо удосконалення даху критого вагона;
- провести математичне моделювання динамічної навантаженості критого вагона.

Для зменшення тари несучої конструкції критого вагона, а відповідно і підресореної маси пропонується удосконалення його даху шляхом використання композитної обшивки. В якості прототипу обрано критий вагон моделі 11-217 (рис. 2.29).



Рисунок 2.29 – Критий вагон моделі 11-217

Конструкція даху критого вагона наведена на рис. 2.30.

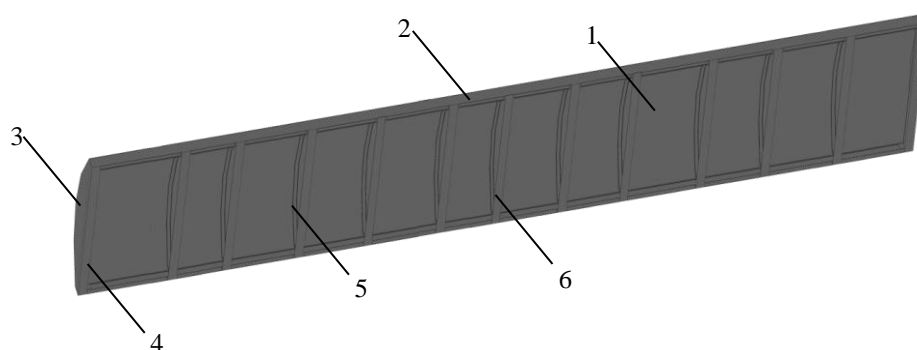


Рисунок 2.30 – Просторова модель даху

1 – обшивка; 2 – бічна повздожня балка; 3 – торцевий лист обшивки; 4 – торцева поперечна балка; 5 – дуга поперечна; 6 – проміжна поперечна балка

При цьому каркас даху пропонується виготовляти із труб прямокутного перерізу (рис. 2.31), а обшивку – із композитного матеріалу.

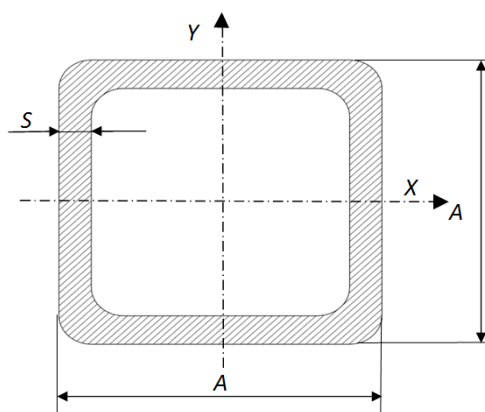


Рисунок 2.31 – Переріз каркасу даху

Таке рішення дозволяє зменшити масу даху на 4% у порівнянні з типовою конструкцією.

Для визначення вертикальної навантаженості несучої конструкції критого вагона з дахом із композитного матеріалу проведено математичне моделювання. При цьому використано раніше наведену математичну модель. Однак дана модель доопрацьована шляхом урахування додаткового ступеня вільності – у повздовжній площині, зумовленою дією повздовжнього навантаження на автозчеп при перехідних режимах руху.

Розрахункова схема вагона наведена на рис. 2.32. Розрахунок проведений для руху вагона у порожньому стані. Дослідження здійснені у плоскій системі координат – площині XZ. Враховано, що критий вагон переміщується стиковою нерівністю. Колія розглянута як пружно-в'язка.

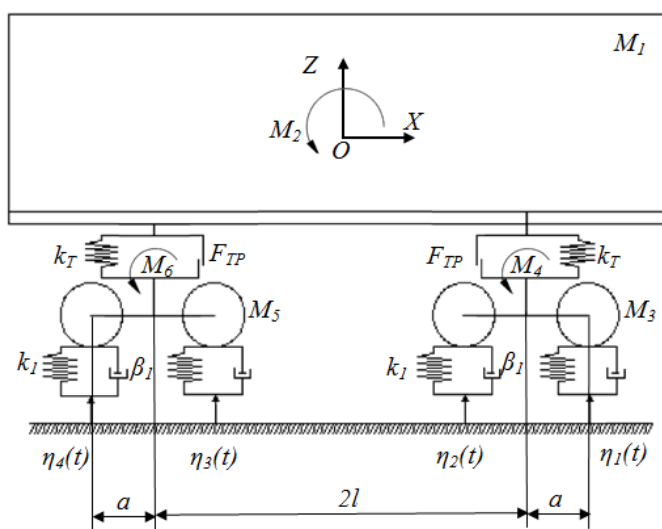


Рисунок 2.32 – Розрахункова схема критого вагона

Рівняння руху розрахункової моделі мають вигляд:

$$M'_1 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_1 + M_1 \cdot h \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_3 = P_1, \quad (2.16)$$

$$M_1 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_1 + C_{1,1} \cdot q_1 + C_{1,3} \cdot q_3 + C_{1,5} \cdot q_5 = -F_{TP} \cdot \left(\text{sign} \left(\frac{d}{dt} \delta_1 \right) + \text{sign} \left(\frac{d}{dt} \delta_2 \right) \right), \quad (2.17)$$

$$M_2 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_2 + C_{2,2} \cdot q_2 + C_{2,3} \cdot q_3 + C_{2,5} \cdot q_5 = F_{TP} \cdot l \cdot \left(\text{sign} \left(\frac{d}{dt} \delta_1 \right) + \text{sign} \left(\frac{d}{dt} \delta_2 \right) \right), \quad (2.18)$$

$$M_3 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_1 = H_1, \quad (2.19)$$

$$M_3 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_3 + C_{3,1} \cdot q_1 + C_{3,2} \cdot q_2 + C_{3,3} \cdot q_3 + B_{3,3} \cdot \frac{d}{dt} q_3 = F_{TP} \cdot \text{sign} \left(\frac{d}{dt} \delta_1 \right) + k_1 (\eta_1 + \eta_2) + \beta_1 \left(\frac{d}{dt} \eta_1 + \frac{d}{dt} \eta_2 \right), \quad (2.20)$$

$$M_4 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_1 = H_2, \quad (2.21)$$

$$M_4 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_4 + C_{4,4} \cdot q_4 + B_{4,4} \cdot \frac{d}{dt} q_4 = -k_1 (\eta_1 - \eta_2) - \beta_1 \cdot a \cdot \left(\frac{d}{dt} \eta_1 - \frac{d}{dt} \eta_2 \right), \quad (2.22)$$

$$M_5 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_5 + C_{5,1} \cdot q_1 + C_{5,2} \cdot q_2 + C_{5,5} \cdot q_5 + B_{5,5} \cdot \frac{d}{dt} q_5 = F_{TP} \cdot \text{sign} \left(\frac{d}{dt} \delta_2 \right) + k_1 (\eta_3 + \eta_4) + \beta_1 \left(\frac{d}{dt} \eta_3 + \frac{d}{dt} \eta_4 \right), \quad (2.23)$$

$$M_6 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_6 + C_{6,6} \cdot q_6 + B_{6,6} \cdot \frac{d}{dt} q_6 = -k_1 \cdot a \cdot (\eta_3 - \eta_4) - \beta_1 \cdot a \cdot \left(\frac{d}{dt} \eta_3 - \frac{d}{dt} \eta_4 \right), \quad (2.24)$$

де M_1, M_2 – маса та момент інерції несучої конструкції критого вагона;
 M_3, M_4 – маса та момент інерції першого візка за ходом руху;
 M_5, M_6 – маса та момент інерції другого візка за ходом руху;
 C_{ij} – характеристики пружності елементів коливальної системи, які визначаються значеннями коефіцієнтів жорсткості пружин k_b ;

B_{ij} – функція розсіювання;

a – половина бази візка;

k – жорсткість колії;

β – коефіцієнт демпфування;

$\eta_i(x)$ – функція, яка описує нерівність колії;

δ_i – деформація пружних елементів ресорного підвішування;

F_{TP} – абсолютна сила тертя в ресорному комплекті;

H_1, H_2 – величини горизонтальних сил, що прикладені до п'ятників першого та другого візків;

h – висота центру мас несучої конструкції критого вагона.

$$M'_1 = M_1 + (M_3 + M_5) + \frac{nI}{r^2}, \quad (2.25)$$

де n – осність візка;

I – момент інерції колісної пари;

r – радіус колеса.

Величина горизонтальної сили, що прикладена до п'ятника візка визначається:

$$H_{1,2} = \frac{P_l}{1 - \frac{P_l}{P_k}} \left[\frac{\delta L}{l^2} \left(1 + \frac{L}{a} \right) \pm \alpha \frac{L_c}{R} \right], \quad (2.26)$$

де P_k – величина критичної сили (для чотиривісного вагона прийнята 4,0 МН);

δ – вільні переміщення шворневих перетинів вагона;

L – напівдовжина рами між упорними плитами автозчепів;

l – напівбаза вагона;

a – довжина корпусу автозчепу;

L_c – напівдовжина вагона за осями зчеплення автозчепів;

R – радіус кривої.

$$\alpha = \frac{1 - \frac{P_l}{P_k}}{1 - \frac{P_l}{P_b}}, \quad (2.27)$$

$$P_b = a \cdot c, \tag{2.28}$$

де c – жорсткість ресорного підвішування.

Розв’язок математичної моделі здійснений в програмному комплексі MathCad за методом Рунге – Кутта.

Початкове переміщення та швидкості прийняті рівними нулю. При проведенні розрахунків враховувалися параметри ресорного підвішування візка моделі 18-100. При моделюванні динамічної навантаженості критого вагона враховані номінальні параметри складових його несучої конструкції.

Результати розрахунків наведені на рис. 5, 6.

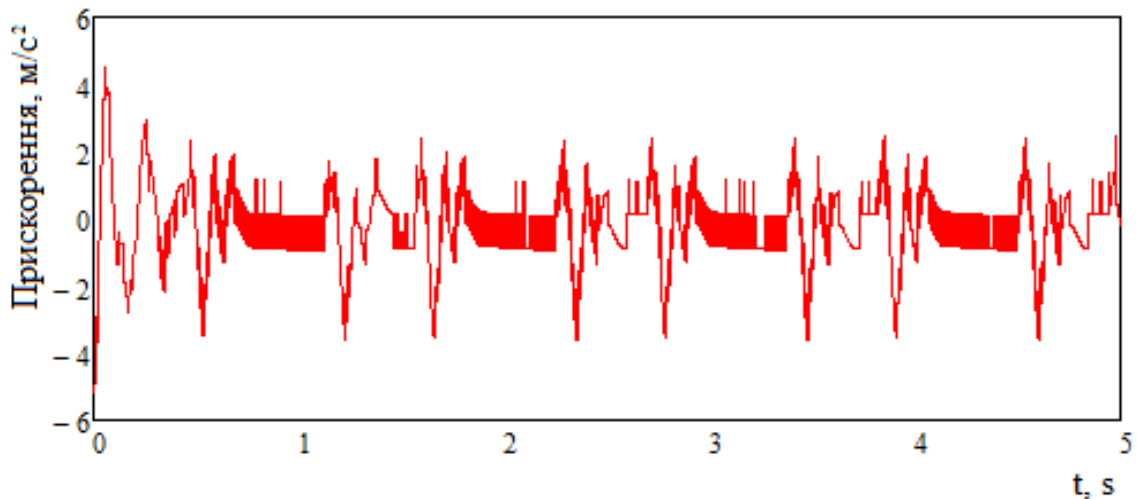


Рисунок 2.33 – Прискорення несучої конструкції критого вагона в центрі мас

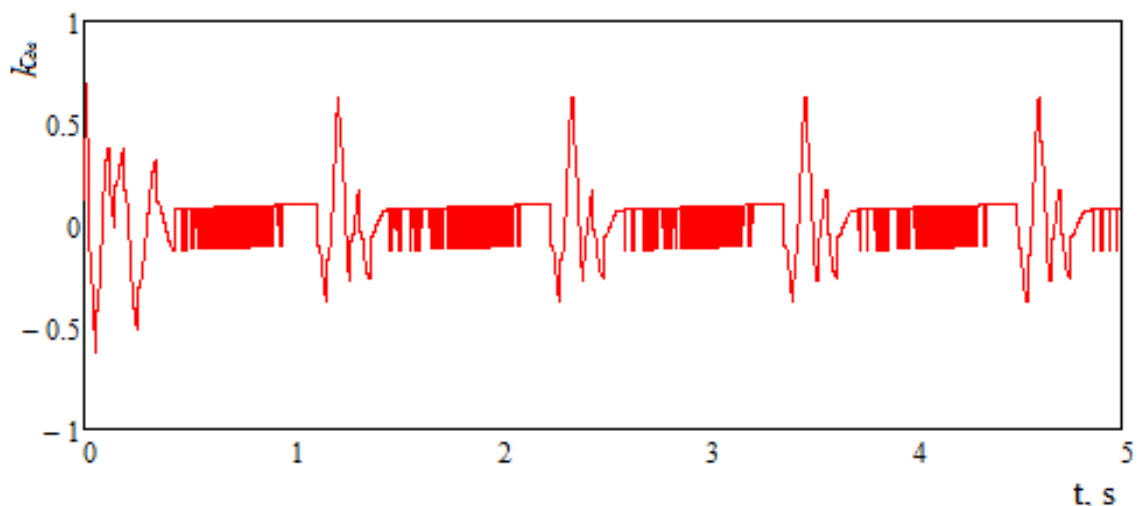


Рисунок 2.34 – Коефіцієнт вертикальної динаміки несучої конструкції критого вагона

Максимальні прискорення, які діють на несучу конструкцію критого вагона в центрі мас склали $5,5 \text{ м/с}^2$ (рис. 2.33). Коефіцієнт вертикальної динаміки несучої конструкції критого вагона склав близько $0,7 \text{ м/с}^2$ (рис. 2.34). На підставі проведених розрахунків можна зробити висновок, що хід руху вагона оцінюється як “добрий”.

Отримані показники динаміки вище за ті, що виникають в несучій конструкції вагона-прототипу, оскільки його маса зменшилася. Однак це дозволяє підвищити корисний об’єм кузова критого вагона, що сприятиме і підвищенню ефективності його експлуатації.

Проведено математичне моделювання динамічної навантаженості критого вагона. Максимальні прискорення, які діють на несучу конструкцію критого вагона в центрі мас дорівнюють $5,2 \text{ м/с}^2$. Коефіцієнт вертикальної динаміки несучої конструкції критого вагона склав близько $0,7 \text{ м/с}^2$. Хід руху вагона оцінюється як “добрий”.

2.6 Дослідження навантаженості напіввагона зі зйомним дахом із композиту

Метою роздєлу є висвітлення результатів дослідження навантаженості напіввагона зі зйомним дахом із композиту, що дозволить підвищити ефективність використання напіввагонів шляхом адаптації до перевезень вантажів, що потребують захисту від атмосферних опадів.

Для досягнення зазначеної мети визначені такі завдання:

- провести математичне моделювання динамічної навантаженості напіввагона зі зйомним дахом із композиту;
- провести визначення міцності несучої конструкції напіввагона зі зйомним дахом із композиту;
- провести модальний аналіз несучої конструкції напіввагона зі зйомним дахом із композиту.

Для розширення функціональних можливостей напіввагонів шляхом їх адаптації до перевезень вантажів, що потребують захисту від атмосферних впливів застосовують зйомні дахи. Найбільш поширені конструкції дахів, які знайшли використання на вантажних вагонах широкої колії, наведені на рис. 2.35.

При цьому на напіввагонах останніх років побудови частіш за все використовується 1 варіант даху. Він складається з металевого каркасу та обшивки.

Важливо сказати, що використання зйомного даху збільшує тару вагона у порівнянні з прототипом на 2 – 3%. Це сприяє збільшенню підресореної маси вагона, а відповідно і зміні показників динаміки його руху. У зв'язку з цим доцільним є використання зйомного даху з матеріалу, який має меншу у порівнянні зі сталлю масу з урахуванням забезпечення умов міцності при експлуатаційних навантаженнях. В якості такого матеріалу можливим є

використання композиту. Одним з перспективних серед яких є композит з титановою матрицею, який армують волокнами бора, борсика, карбіду кремнію, берилію, молібдена. Це сприяє зменшенню тари даху на 17% у порівнянні з типовою конструкцією.

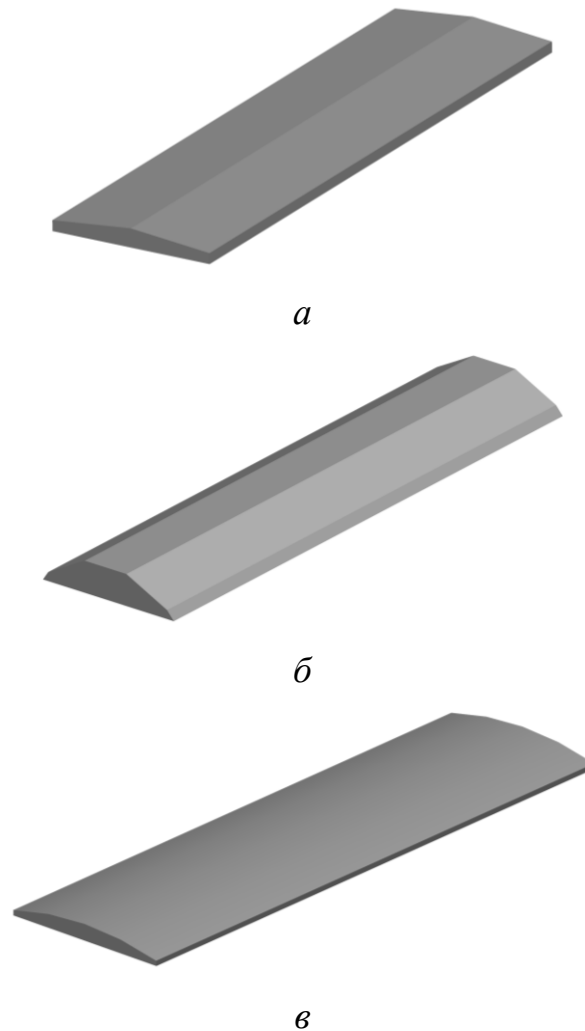


Рисунок 2.35 – Дахи вантажних вагонів

а) варіант 1; б) варіант 2; в) варіант 3

Для обґрунтування запропонованого рішення проведено визначення динамічної навантаженості несучої конструкції напіввагона зі зйомним дахом із композиту.

Розрахункова схема наведена на рис. 2.36 При цьому використано математичну модель, створену професором Дьоміним Ю. В. та доцентом Черняк Г. Ю. Однак в рамках даного дослідження модель доопрацьовано

шляхом урахуванням додаткового ступеня вільності вагона, а саме у повздовжній площині.

Дослідження проведені у плоскій системі координат. Враховано, що вагон переміщується стиковою нерівністю у порожньому стані, оскільки при цьому простежується його найбільша динамічна навантаженість. Колія при цьому розглянута як пружно-в'язка.

Дослідження проведені стосовно напіввагона моделі 12-757.

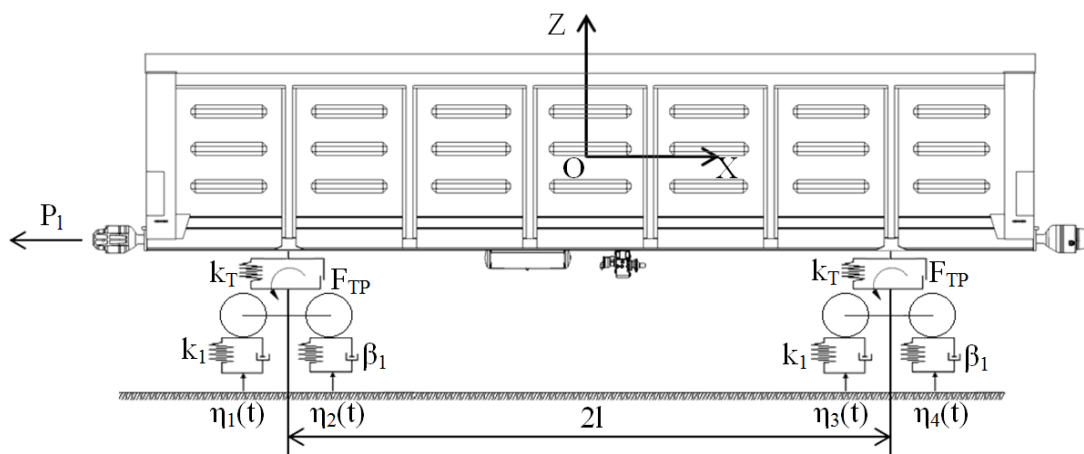


Рисунок 2.36 – Розрахункова схема напіввагона

Величина повздовжньої сили, яка діє на автозчеп напіввагона, прийнята рівною 2,5 МН.

Розв’язок диференціальних рівнянь руху здійснений за методом Рунге-Кутта в програмному комплексі MathCad. Початкові переміщення та швидкості прийняті рівними нулю.

Результати розрахунків показали, що показники динаміки не перевищують допустимих значень. При цьому прискорення несучої конструкції напіввагона в центрі мас склало близько $4,5 \text{ м/с}^2$ (рис. 2.37).

Коефіцієнт вертикальної динаміки дорівнює 0,53 (рис. 2.38). Хід руху напіввагона оцінюється як “відмінний”.

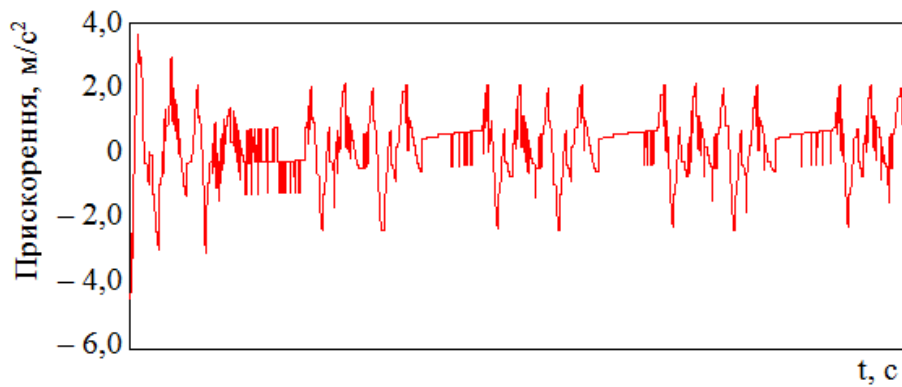


Рисунок 2.37 – Прискорення несучої конструкції напіввагона в центрі мас

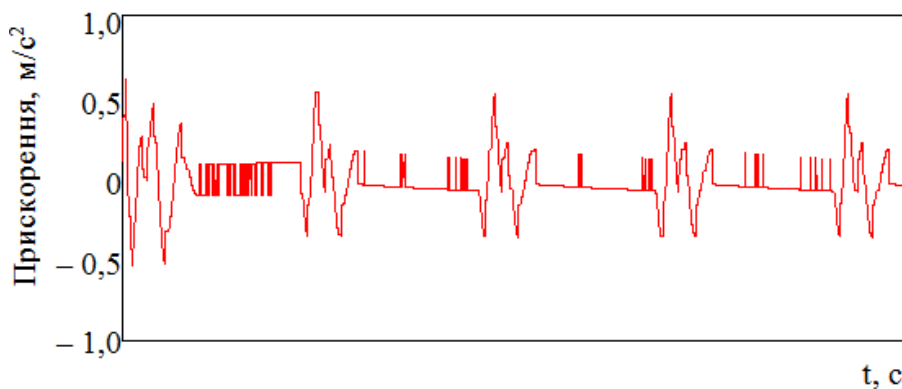


Рисунок 2.38 – Коефіцієнт вертикальної динаміки несучої конструкції напіввагона

Отримані показники динаміки враховані при розрахунках на міцність зйомного даху. Комп'ютерна модель несучої конструкції напіввагона зі зйомним дахом наведена на рис. 5. Графічні роботи щодо створення просторової моделі напіввагона зі зйомним дахом здійснювалися в програмному комплексі SolidWorks .



Рисунок 2.39 – Просторова модель несучої конструкції напіввагона зі зйомним дахом

Розрахунок на міцність реалізований за методом скінчених елементів в програмному комплексі SolidWorks Simulation.

При складанні скінчено-елементної моделі враховані ізопараметричні тетраедри. Оптимальна кількість елементів моделі визначена за графоаналітичним методом. Кількість вузлів моделі склала 178845, елементів – 550106. Максимальний розмір елемента склав 80 мм, а мінімальний – 16 мм. Відсоток елементів з співвідношенням боків менше трьох – 24,9, більше десяти – 36. Мінімальна кількість елементів в колі склала 9, співвідношення збільшення розміру елементів – 1,7.

Закріплення моделі відбувалося в зонах обпирання несучої конструкції на ходові частини. Матеріал несучої конструкції – сталь марки 09Г2С, даху – композит. Тобто модель розраховувалася як збірка.

Згідно з нормативними документами дах розраховується на міцність при дії двох сил по 1 кН кожна, розподілених на майданчику 0,25 x 0,25 м та доданих на відстані 0,5 м одна від одної в будь-якій частині даху. Дах додатково розраховується при III розрахунковому режимі (як найбільш небезпечному) і режимі підняття краном.

При розрахунку за III розрахунковим режимом приймається наступне поєднання навантажень, які діють на дах:

- сила ваги даху;
- вертикальна динамічна сила, яка визначається множенням сили ваги даху на коефіцієнт вертикальної динаміки.

Також до уваги необхідно приймати оцінку міцності даху від дії снігового навантаження.

Розрахунки проведені стосовно основних режимів навантажень даху. На рис. 2.40 та 2.41 наведено напружений стан даху при найбільш навантажених режимах.

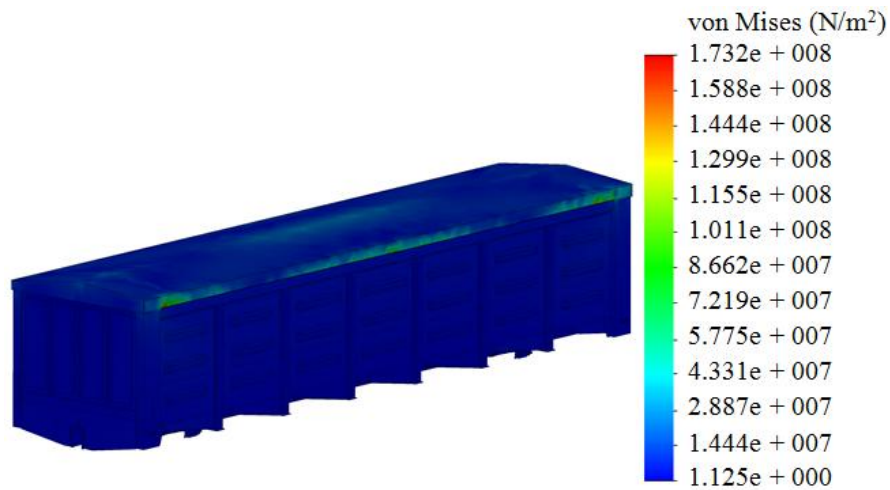


Рисунок 2.40 – Напружений стан несучої конструкції напіввагона зі зйомним дахом при дії вертикального навантаження на нього

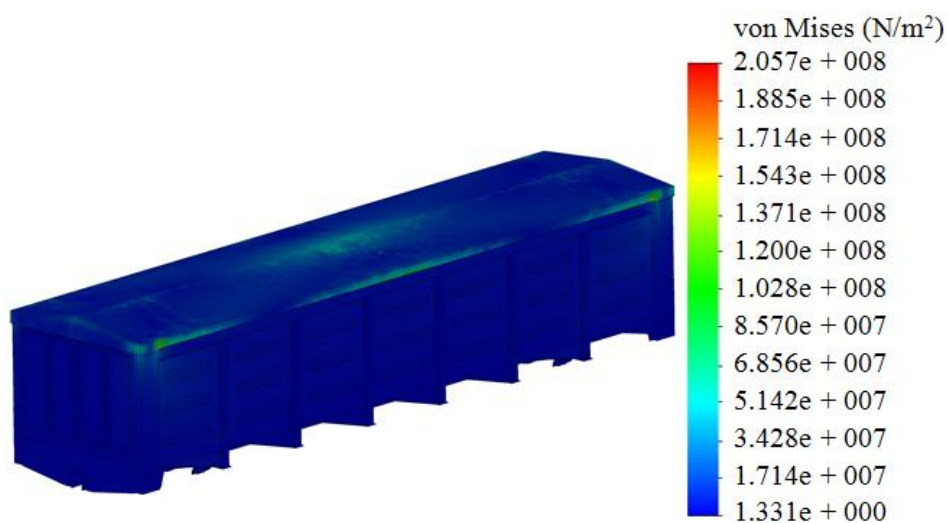


Рисунок 2.41 – Напружений стан несучої конструкції напіввагона зі зйомним дахом при дії зосередженого навантаження на нього

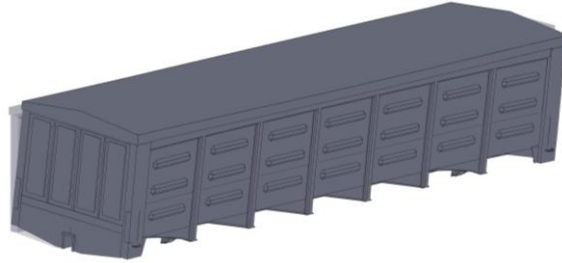
Проведені розрахунки показали, що міцність даху при всіх розглянутих розрахункових схемах забезпечується.

При дії вертикального навантаження на зйомний дах максимальні еквівалентні напруження, які виникають в ньому склала близько 175 МПа.

При дії зосередженого навантаження на зйомний дах максимальні еквівалентні напруження, зосереджені в зонах його взаємодії з верхнім обв'язуванням кузова та складають близько 205 МПа.

Також в рамках дослідження проведено визначення власних частот та форм коливань несучої конструкції напіввагона зі зйомним дахом. Розрахунок

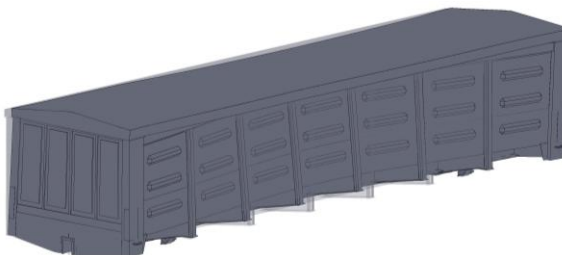
проведений у програмному комплексі SolidWorks Simulation за розрахунковою схемою, складеною для визначення напружень в несучій конструкції напіввагона від дії вертикального навантаження на дах. На рис. 2.42 наведені деякі форми власних коливань несучої конструкції напіввагона зі зйомним дахом.



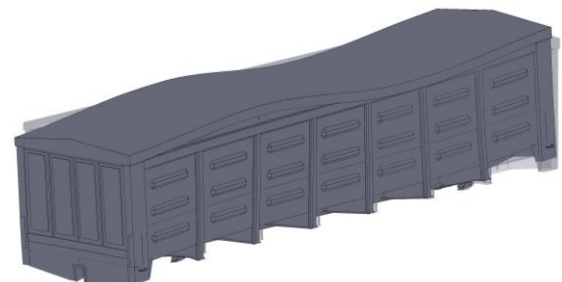
а



б



в



2

Рисунок 2.42 – Деякі форми коливань несучої конструкції напіввагона зі зйомним дахом (масштаб деформацій 20:1)

а) друга мода; б) четверта мода; в) п'ята мода; г) шоста мода

Встановлено, що перша власна частота коливань несучої конструкції напіввагона зі зйомним дахом має значення 9,6 Гц, що вище допустимого значення – 8 Гц. Отже безпека руху напіввагона забезпечується.

Проведено математичне моделювання динамічної навантаженості напіввагона зі зйомним дахом із композиту. Результати розрахунків показали, що розраховані показники динаміки не перевищують допустимих значень. При цьому прискорення несучої конструкції напіввагона в центрі мас склало близько $4,5 \text{ м/с}^2$. Коефіцієнт вертикальної динаміки дорівнює 0,53. Хід руху вагона оцінюється як “відмінний”.

При дії вертикального навантаження на зйомний дах максимальні еквівалентні напруження, які виникають в ньому склали близько 175 МПа. При дії зосередженого навантаження на зйомний дах максимальні еквівалентні напруження, зосереджені в зонах його взаємодії з верхнім обв'язуванням кузова та складають близько 205 МПа.

Проведено модальний аналіз несучої конструкції напіввагона зі зйомним дахом із композиту. Встановлено, що перша власна частота коливань несучої конструкції напіввагона має значення 9,6 Гц, що вище допустимого значення – 8 Гц. Отже безпека руху напіввагона забезпечується.

2.7 Комп'ютерне моделювання міцності кришки люка напіввагона із полімерного композиційного матеріалу

Значну частку від загального вантажооберту вантажів, які перевозяться залізницею складають насипні та навалювальні. Перевезення таких вантажів здійснюється здебільшого у напіввагонах. При цьому одним з найбільш пошкоджуваних елементів несучих конструкцій напіввагонів є кришки люків (рис. 2.43).

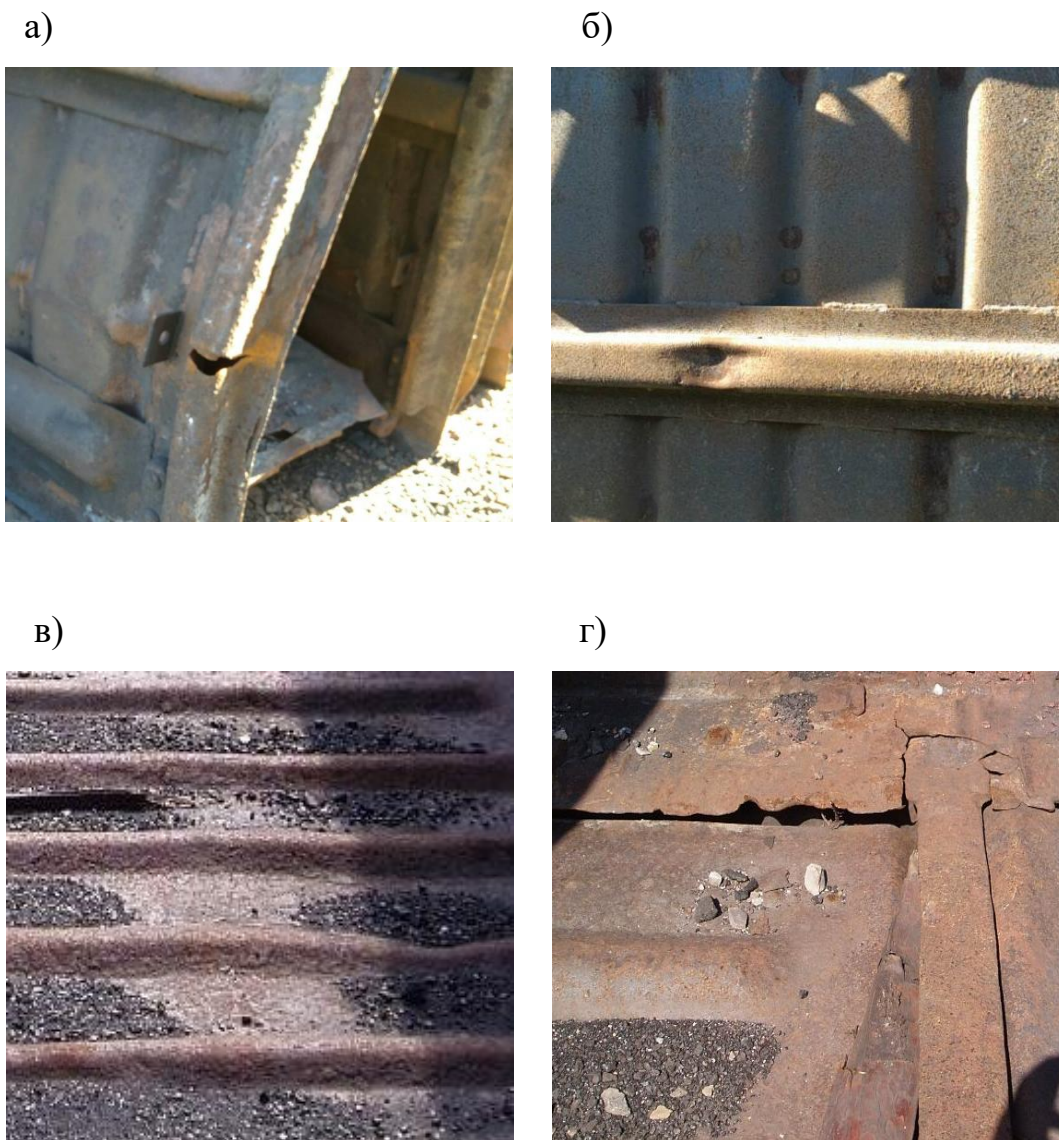


Рисунок 2.43 – Пошкодження кришок люків напіввагонів

а) тріщина в обв'язуванні ; б) деформація обв'язування;

в) деформація листа; г) корозійні пошкодження

Метою розділу є висвітлення результатів комп'ютерного моделювання міцності удосконаленої конструкції кришки люка [94] напіввагона із полімерного композиційного матеріалу. Для досягнення зазначеної мети визначені такі задачі:

- запропонувати заходи щодо удосконалення конструкції кришки люка напіввагона;
- провести розрахунок на міцність кришки люка напіввагона при основних експлуатаційних режимах навантаження.

Типова конструкція кришки люка напіввагона складається з листа 1, до якого кріпиться обв'язування 2, запірні кронштейни 3 та петлі 4 (рис. 2.44).

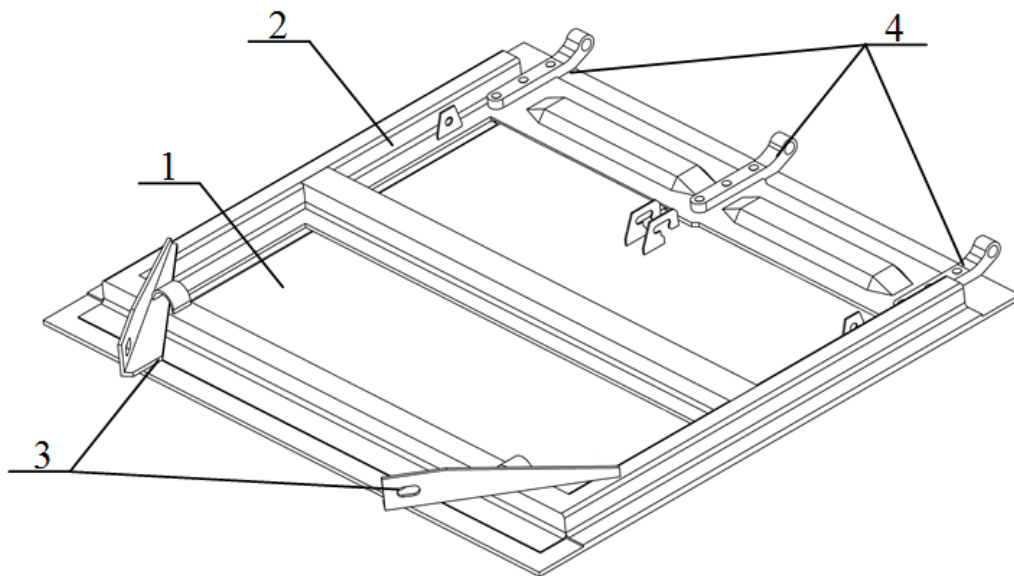


Рисунок 2.44 – Кришка люка напіввагона

Для забезпечення міцності кришки люка при експлуатаційних режимах навантаження пропонується виготовлення листа із полімерного композиційного матеріалу, а обв'язування – із П-подібного профілю, перекритого горизонтальним листом (рис. 2.45). В зонах взаємодії П-подібного профілю з горизонтальним листом є можливим створення округлення для зменшення концентрації напружень.



Рисунок 2.45 – Переріз обв’язування кришки люка

а) типове; б) удосконалене

При цьому момент опору перерізу удосконаленої конструкції обв’язування відносно осі Y (рис. 2.46) збільшується на 17,5% у порівнянні з типовим перерізом. Важливо сказати, що запропонована кришка люка має масу на 12% меншу за типову конструкцію.

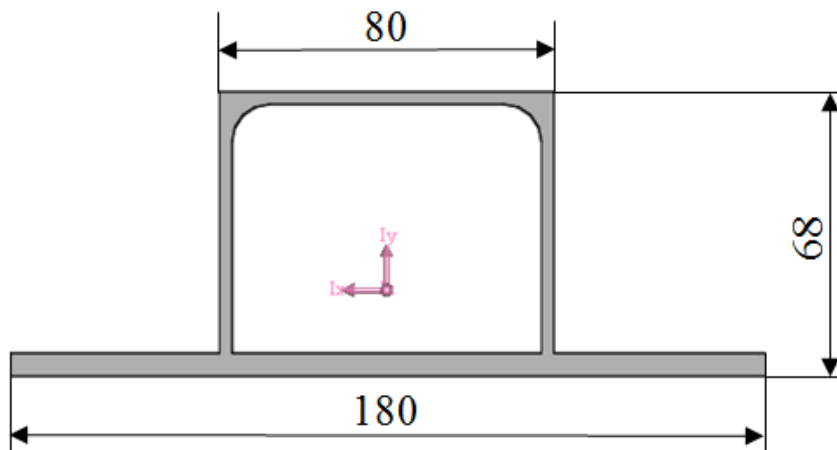


Рисунок 2.46 – Основні геометричні розміри перетину обв’язування

Для визначення міцності кришки люка проведено розрахунок в програмному комплексі SolidWorks Simulation, який реалізує метод скінчених елементів. Графічні роботи здійснені в програмному комплексі SolidWorks. Просторову модель кришки люка наведено на рис. 2.47.

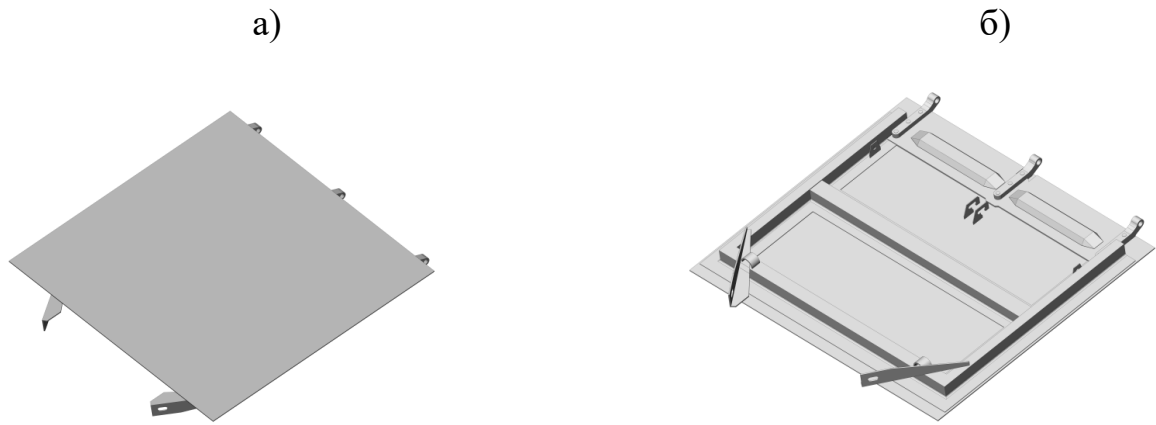


Рисунок 2.47 – Удосконалена кришка люка напіввагона

а) вид зверху; б) вид знизу

В рамках даної статті проведено визначення міцності кришки люка при таких режимах навантаження:

- дія розподіленого в центрі кришки люка за площею 25x25 см навантаження у 50 кН (I схема);

- дія за площею кришки люка рівномірнорозподіленого навантаження у 69,9 кН, яке складається з сили ваги бруто кришки люка та динамічного навантаження (II схема).

Оскільки каркас кришки люка є металевим, а лист – із полімерного композиційного матеріалу, то вони розраховувалися окремо.

Основні міцнісні характеристики матеріалу листа зведені до табл. 2.3. Враховано, що він має лінійні пружні ортотропні властивості.

Таблиця 2.3 – Основні міцнісні характеристики матеріалу листа

Назва параметру	Значення
Модуль пружності, МПа	$2,42 \cdot 10^5$
Коефіцієнт Пуасона	0,394
Модуль зсуву, МПа	318,9
Межа міцності в напрямку волокон, МПа	1100 – 1300
Межа міцності в поперечному напрямку волокон, МПа	650

В якості розрахункового використаний критерій максимальних напружень. Закріплення листа здійснювалося в зонах його взаємодії з каркасом. При цьому використовувалося жорстке заземлення. Лист розглядався у вигляді одношарової оболонки. Для прикладення навантаження за центром листа на ньому встановлювалася накладка, яка імітувала зону дії навантаження на нього.

При складанні скінчено-елементної моделі використані ізопараметричні тетраедри. Кількість елементів сітки дорівнює 127876, вузлів – 63940. Максимальний розмір елемента сітки дорівнює 120 мм, мінімальний – 10 мм.

При складанні розрахункової схеми кришки люка за її центром прикладалося навантаження P_{σ} у 50 кН (рис. 2.48).

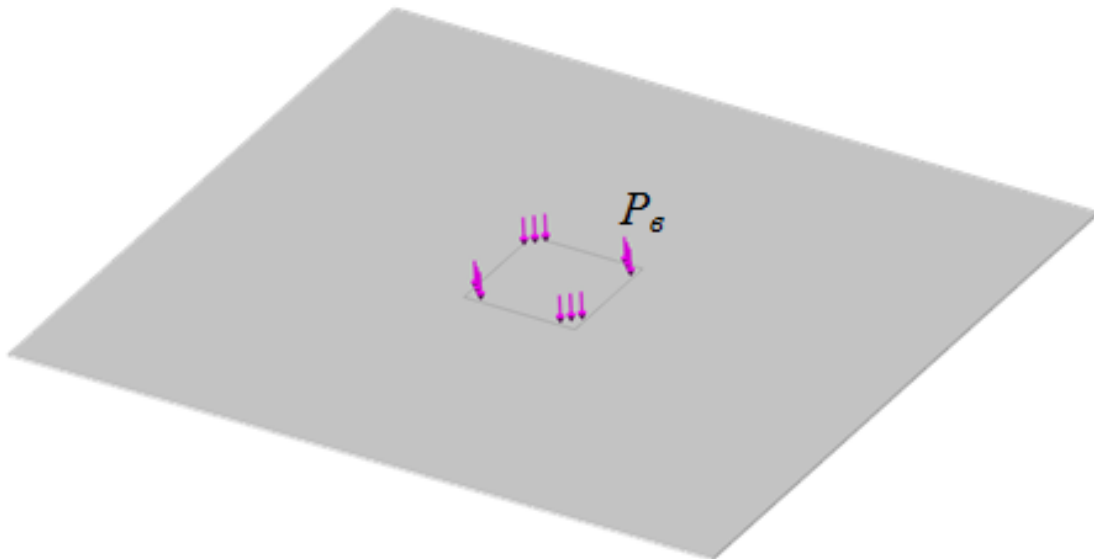


Рисунок 2.48 – Розрахункова схема листа кришки люка

Результати розрахунків показали, що максимальні напруження виникають в середній частині кришки люка та складають 102,3 МПа, тобто не перевищують допустимих значень (рис. 2.49, 2.50). Отримані напруження на 25% нижчі ніж у типовій конструкції кришки люка.

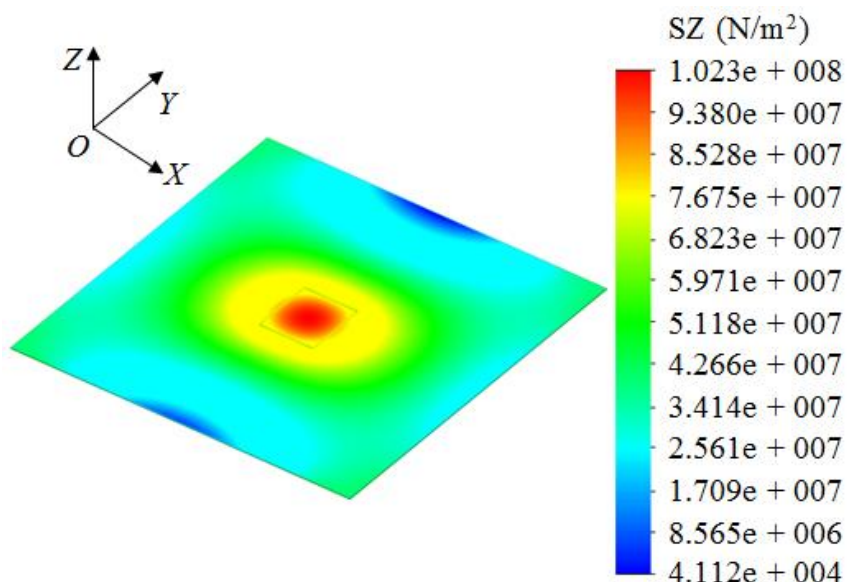


Рисунок 2.49 – Напружений стан листа кришки люка

Максимальні переміщення зафіксовані в середній частині листа і дорівнюють близько 6,0 мм (рис. 2.50).

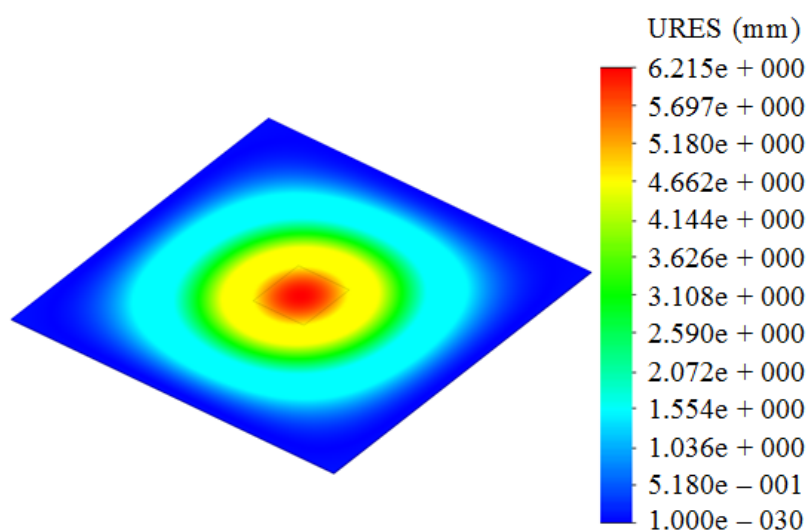


Рисунок 2.50 – Переміщення в вузлах листа кришки люка

Для визначення міцності каркаса кришки люка проведено розрахунок на міцність. Розрахункова схема каркаса наведена на рис. 9. Вона включає вертикальне навантаження P_v , а також реакції P_p на дію вертикального навантаження. Закріплення моделі відбувалося за петлі. Матеріал конструкції – сталь з лінійними ізотропними властивостями.

При складанні скінчено-елементної моделі використані ізопараметричні тетраедри. Кількість елементів сітки дорівнює 217640, вузлів – 67421. Максимальний розмір елементу сітки дорівнює 100 мм, мінімальний – 20 мм. Кількість елементів в колі дорівнює 9, а співвідношення збільшення розміру елементів – 1,8.

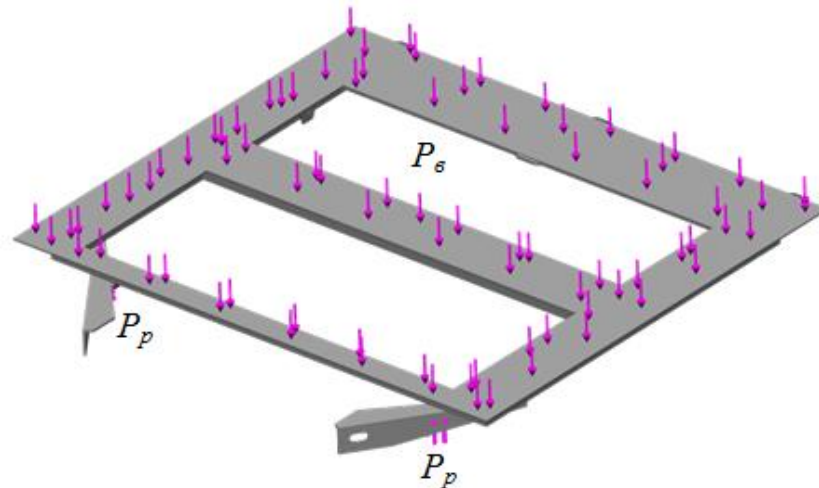


Рисунок 2.51 – Розрахункова схема каркаса кришки люка

Розрахунок проведений за критерієм Мізеса. Результати розрахунків наведено на рис. 2.52, 2.53.

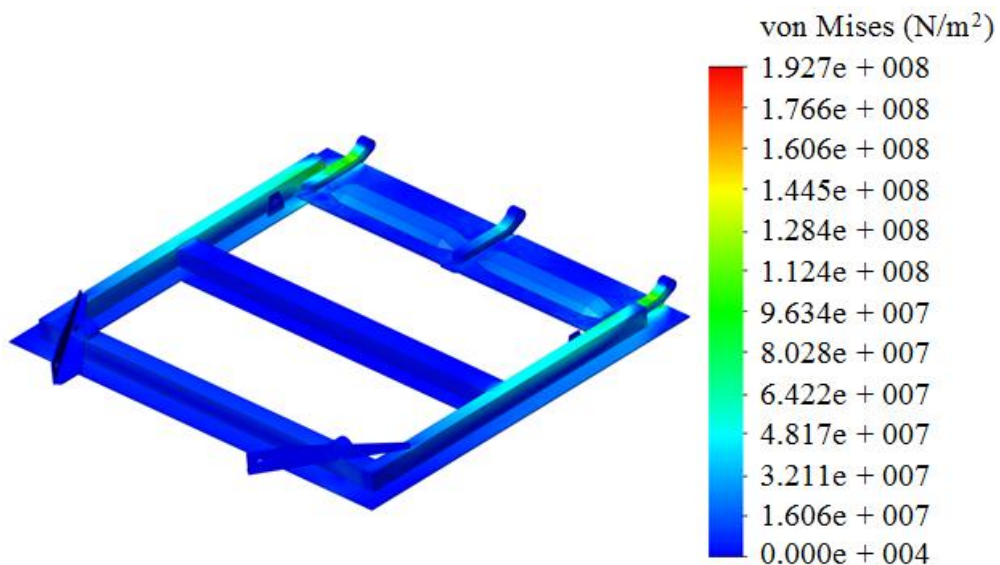


Рисунок 2.52 – Напружений стан каркасу кришки люка

Результати розрахунків показали, що максимальні еквівалентні напруження зосереджені в середньому поясі каркаса та складають 192,7 МПа, а отже не перевищують допустимі значення. Отримана величина напружень на 10% нижча за напруження в типовій конструкції кришки люка.

Максимальні переміщення зафіксовані в запірних кронштейнах і дорівнюють 8,4 мм.

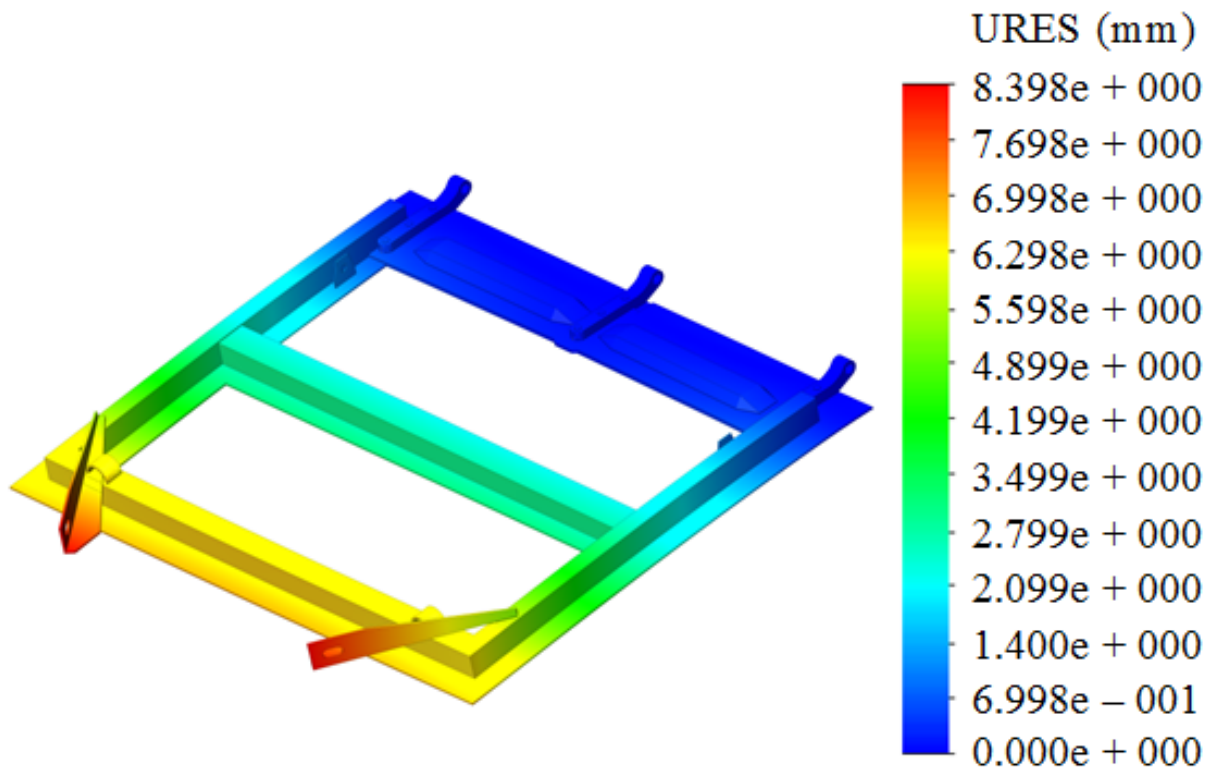


Рисунок 2.53 – Переміщення в вузлах каркаса кришки люка

Також розрахунок проведений і стосовно II схеми навантаження кришки люка. При цьому максимальні еквівалентні напруження в листі склали 97,4 МПа, а обв'язуванні – 176,1 МПа. Отже міцність запропонованої кришки люка при розглянутих схемах її навантаження забезпечується.

Наступним кроком в рамках даних досліджень є визначення міцності кришки люка при динамічних та наднормованих навантаженнях, які мають місце у експлуатації.

Проведено розрахунок на міцність кришки люка напіввагона при основних експлуатаційних режимах навантаження. Максимальні напруження в листі кришки люка при I схемі навантаження виникають в його середній частині та складають 102,3 МПа, тобто не перевищують допустимих значень, що на 25% нижчі ніж у типовій конструкції кришки люка.

Максимальні еквівалентні напруження в обв'язуванні зосереджені в середньому поясі каркаса та складають 192,7 МПа, а отже не перевищують допустимі. Отримана величина напружень на 10% нижча за напруження в типовій конструкції кришки люка.

Максимальні еквівалентні напруження в листі при II схемі навантаження склали 97,4 МПа, а в обв'язуванні – 176,1 МПа. Отже міцність запропонованої кришки люка при розглянутих схемах її навантаження забезпечується.

Проведені дослідження сприятимуть зменшенню пошкоджень кришок люків в експлуатації та витрат на утримання напіввагонів, а також будуть корисними напрацюваннями при проектуванні їх сучасних конструкцій.

3 СТВОРЕННЯ КОНЦЕПТУАЛЬНИХ РІШЕНЬ З ВИГОТОВЛЕННЯ СКЛАДОВИХ НЕСІВНИХ СИСТЕМ СПЕЦІАЛІЗОВАНИХ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ З КОМПОЗИТІВ

3.1 Дослідження навантаженості несучої конструкції вагона-хопера з дахом із композитного матеріалу

Метою розділу є дослідження навантаженості несучої конструкції вагона-хопера з дахом із композитного матеріалу. Це дозволить зменшити тару вагона-хопера та сприятиме можливості збільшення його вантажопідйомності. Для досягнення зазначеної мети визначені такі задачі:

- провести математичне моделювання динамічної навантаженості несучої конструкції вагона-хопера з дахом із композитного матеріалу;
- провести розрахунок на міцність даху при основних режимах навантаження.

Дослідження проведені стосовно вагона-хопера для перевезення зерна моделі 19-6869 (рис. 3.1).



Рисунок 3.1 – Вагон-хопер моделі 19-6869

Дах вагона, складається з обшивки, виконаної з листового прокату, товщиною 3 мм. Матеріал даху – сталь марки 09Г2С. Дах приварюється до внутрішніх діафрагм кузова, торцевим стінам та через верхні обв'язування до бокових стін.

В середній частині даху вздовж повздовжньої осі вагона розміщені п'ять завантажувальних люків. Дах обладнаний трапами, які призначені для безпечної роботи обслуговуючого персоналу.

Для зменшення навантаженості несучої конструкції вагона-хопера пропонується використання даху з композитною обшивкою. Використання композитного матеріалу сприяє зменшенню маси даху майже на 40% у порівнянні з металевою конструкцією. При цьому пропонується використання композиту з титановою матрицею, який має щільність 4180 кг/м^3 та межу міцності вздовж волокон – $1100 \dots 1300 \text{ МПа}$ в залежності від виду волокон та їх кількості, а в поперечному – 650 МПа .

З метою визначення вертикальної навантаженості несучої конструкції вагона-хопера з дахом із композитного матеріалу проведено математичне моделювання. Для цього використано математичну модель, наведену вище. В рамках дослідження модель доопрацьовано шляхом урахування додаткового ступеня вільності – у повздовжній площині.

Розрахункова схема вагона-хопера наведена на рис. 3.2.

При проведенні розрахунків враховано, що вагон переміщується у порожньому стані стиковою нерівністю. При цьому колія має пружно-в'язкі властивості.

Розв'язок диференціальних рівнянь проведено за методом Рунге – Кутта в програмному комплексі MathCad.

Початкові умови прийняті рівними нулю. При проведенні розрахунків враховувалися параметри ресорного підвішування візка моделі 18-100.

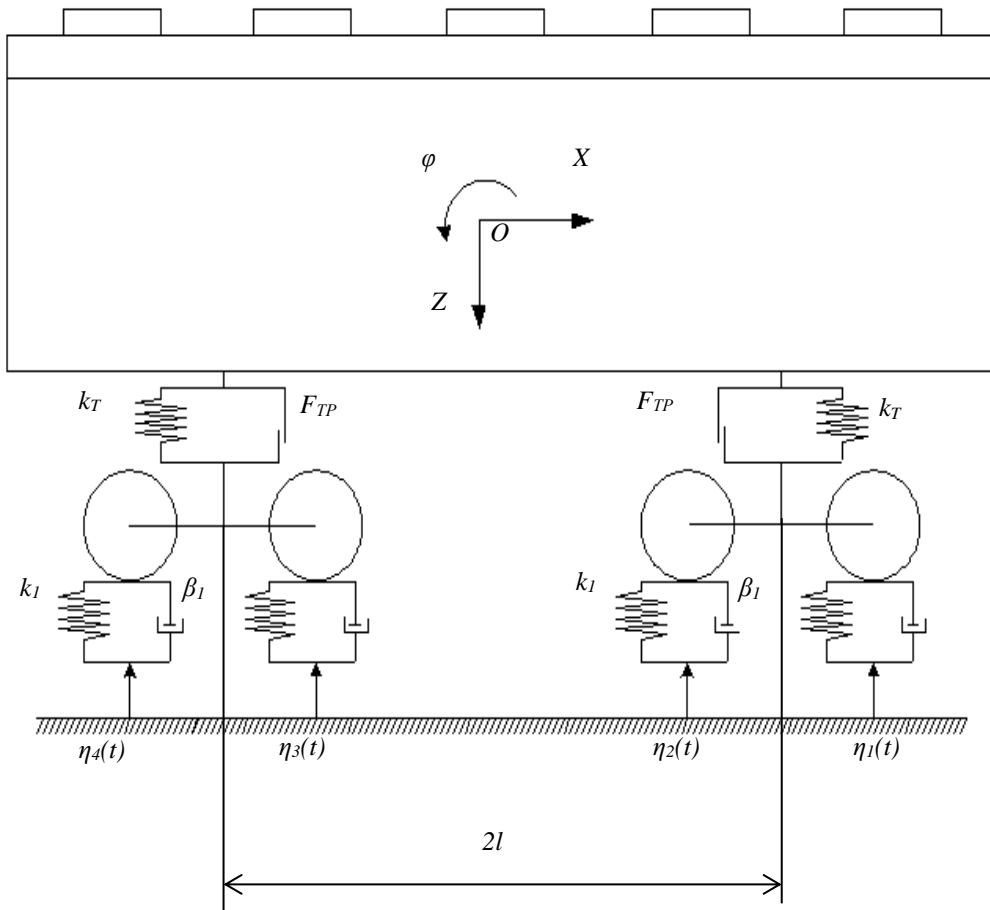


Рисунок 3.2 – Розрахункова схема вагона-хопера

Результати розрахунків наведені на рис. 3.3, 3.4.

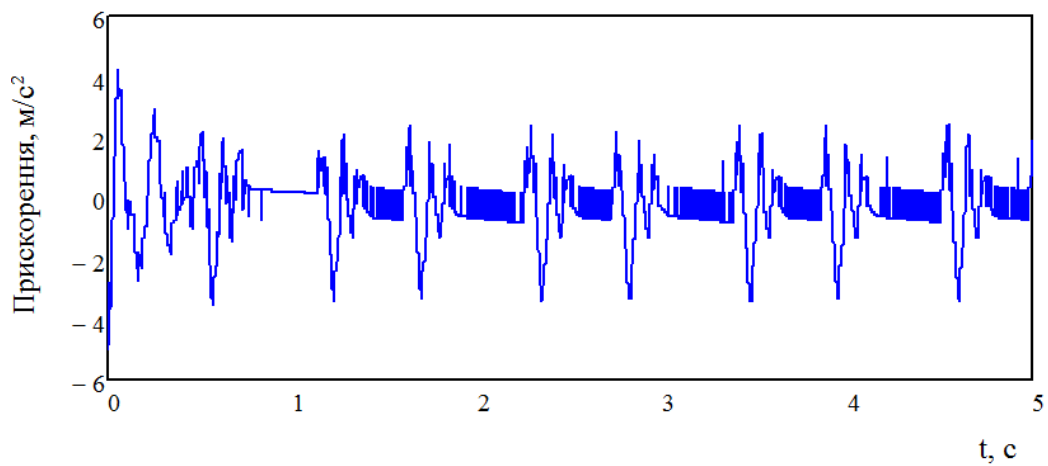


Рисунок 3.3 – Прискорення несучої конструкції вагона-хопера в центрі мас

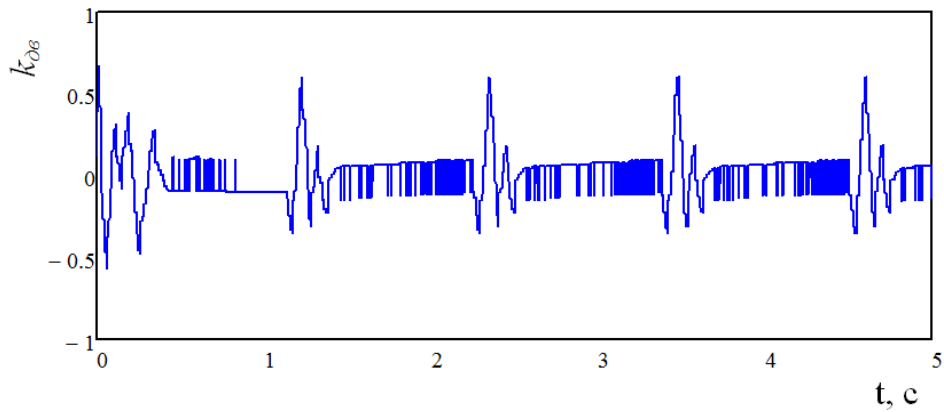


Рисунок 3.4 – Коефіцієнт вертикальної динаміки несучої конструкції вагона-хопера

Прискорення несучої конструкції вагона-хопера в центрі мас склало $5,0 \text{ м/с}^2$, що на 6% вище ніж у типовій конструкції. Коефіцієнт вертикальної динаміки дорівнює 0,67 та є вищим на 4,5% ніж у конструкції вагона-хопера з металевим дахом. Отримані показники динаміки вище за ті, що виникають в несучій конструкції вагона-прототипу, оскільки його тара зменшилася. Разом з цим це дозволяє підвищити корисний об'єм кузова вагона-хопера, що сприятиме і підвищенню ефективності його експлуатації.

Отримані результати розрахунків враховано при визначенні основних показників міцності даху. Просторову модель даху вагона-хопера створено в програмному комплексі SolidWorks (рис. 3.5).

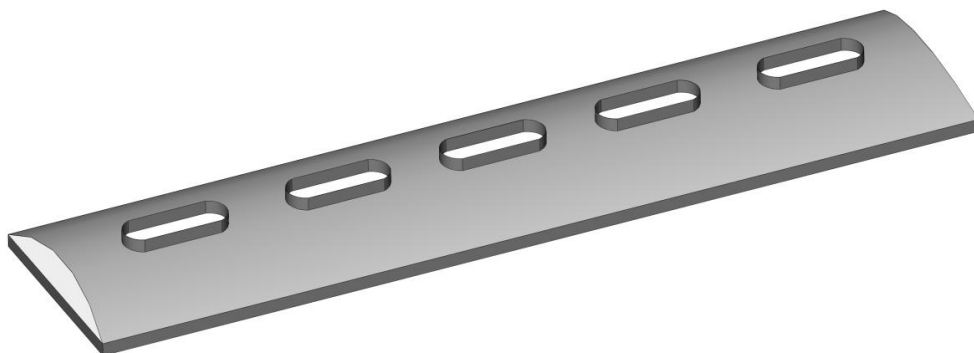


Рисунок 3.5 – Просторова модель даху вагона-хопера

Розрахунок проведений за методом скінчених елементів в програмному комплексі SolidWorks Simulation.

При складанні скінчено-елементної моделі враховані ізопараметричні тетраедри. Оптимальна кількість елементів моделі визначена за графоаналітичним методом. Кількість вузлів моделі склала 85545, елементів – 253872. Максимальний розмір елемента склав 40 мм, а мінімальний – 12 мм. Відсоток елементів з співвідношенням боків більше десяти – 60,6. Мінімальна кількість елементів в колі склала 9, співвідношення збільшення розміру елементів – 1,6.

Закріплення моделі відбувалося за периметром даху в зоні взаємодії з верхнім обв'язуванням кузова вагона.

Розрахунок проведений для I та III режиму навантаження даху. Однак при цьому не проводилося розрахунку на міцність при дії двох сил по 1 кН кожна, розподілених на майданчику 0,25 x 0,25 м та доданих на відстані 0,5 м одна від одної в будь-якій частині даху, оскільки дах обладнано трапом для обслуговуючого персоналу.

На рис. 6. наведено напружений стан даху при дії на нього вертикального динамічного навантаження.

При цьому максимальні еквівалентні напруження виникають у зонах розміщення завантажувальних люків та складають близько 70 МПа (рис. 3.3), тобто не перевищують допустимі.

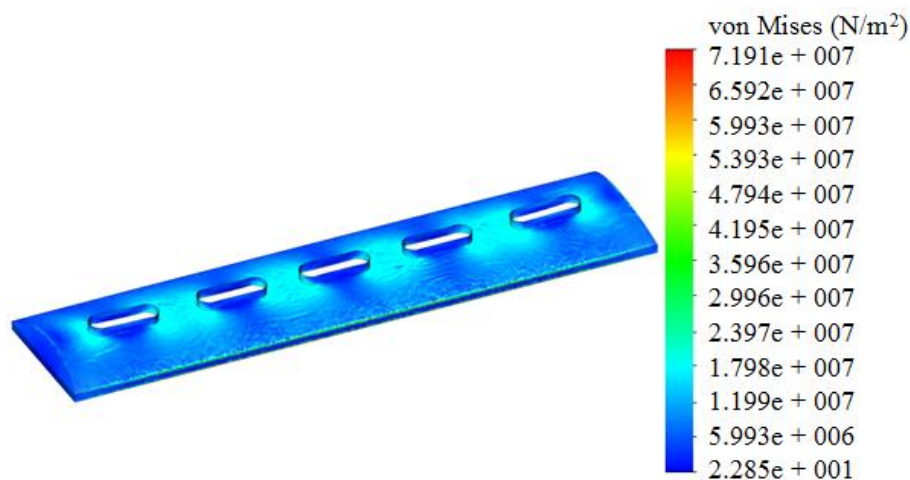


Рисунок 3.6 – Напружений стан даху

При інших розрахункових схемах міцність даху також забезпечується.

Проведено математичне моделювання динамічної навантаженості несучої конструкції вагона-хопера з дахом із композиту. Визначено уточнені величини прискорень, як складові динамічного навантаження, що діють на нього в експлуатації, а також коефіцієнт вертикальної динаміки.

Визначено основні показники міцності даху із композиту при основних експлуатаційних режимах навантаження.

Проведені дослідження сприятимуть створенню напрацювань щодо проектування інноваційних конструкцій рухомого складу, а також підвищенню ефективності його експлуатації.

Проведено математичне моделювання динамічної навантаженості несучої конструкції вагона-хопера з дахом із композитного матеріалу.

Прискорення несучої конструкції вагона-хопера в центрі мас склало $5,0 \text{ м/с}^2$, що на 6% вище ніж у типовій конструкції. Коефіцієнт вертикальної динаміки дорівнює 0,67 та є вищим на 4,5% ніж у конструкції вагона-хопера з металевим дахом.

Отримані показники динаміки вище за ті, що виникають в несучій конструкції вагона-прототипу, оскільки його тара зменшилася. Разом з цим це дозволяє підвищити корисний об'єм кузова вагона-хопера, що сприятиме і підвищенню ефективності його експлуатації.

Проведено розрахунок на міцність даху при основних режимах навантаження. Встановлено, що максимальні еквівалентні напруження в даху при всіх розглянутих схемах навантаження не перевищують допустимих значень, тобто міцність даху забезпечується.

3.2 Дослідження міцності контейнера-цистерни з композитним котлом та каркасом із круглих труб при перевезенні автотранспортом

Метою розділу є висвітлення результатів щодо удосконалення конструкції контейнера-цистерни та дослідження його міцності при перевезенні автотранспортом. Для досягнення зазначеної мети поставлені такі задачі:

- запропонувати удосконалену конструкцію контейнера-цистерни;
- дослідити міцність контейнера-цистерни при перевезенні автотранспортом.

Для підвищення ефективності експлуатації контейнера-цистерни запропоновано проведення удосконалення його конструкції. В якості прототипу обрано контейнер-цистерну моделі ТК25. Просторову модель контейнера-цистерни наведено на рис. 3.7.

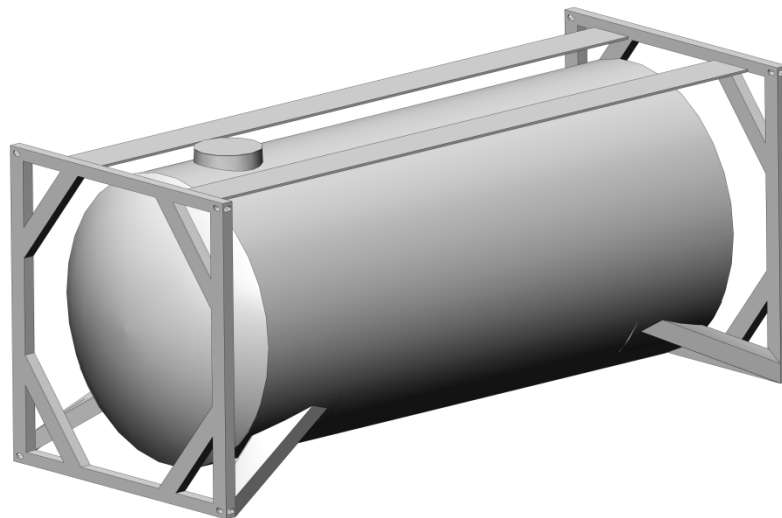


Рисунок 3.7 Просторова модель контейнера-цистерни

Він складається з каркасу та котла. При цьому каркас виготовлений з труб прямокутного перерізу та включає вертикальні стійки, укоси та лапи з підкладними листами. Всі елементи каркасу взаємодіють між собою посередництвом зварювання. Для кріплення контейнера-цистерни на транспортному засобі, а також його переміщення за допомогою підйомно-

транспортного устаткування він оснащений кутовими фітінгами зі стандартними геометричними параметрами. Взаємодія котла з каркасом здійснюється через чотири лапи на яких розміщуються підкладні листи. Завантаження контейнера-цистерни відбувається через люк-лаз, розміщений у верхній частині котла. Розвантаження котла здійснюється через зливний пристрій, який знаходиться під котлом. Для технічного обслуговування контейнера-цистерни він оснащений трапами.

З метою зменшення матеріалоемності контейнера-цистерни пропонується впровадження труб круглого перерізу у якості елементів каркасу та створення котла з композитного матеріалу.

При виборі діаметру труб з яких пропонується виготовлення каркасу контейнера-цистерни враховано геометричні розміри фітінгів. Тому в якості базового елемента обрано труби з зовнішнім діаметром 152 мм. З метою отримання оптимальної конструкції каркасу проведені оптимізаційні дослідження.

При складанні узагальнених математичних моделей, використана методика, наведена в роботі.

Отримані узагальнені математичні моделі мають вигляд:

$$m = -(7,013E+04)+(9,243E+02)D+542,416S-3D^2+2,048S^2-3,6DS; \quad (3.1)$$

$$l = -0,4537+0,00591D+0,0038S-1,916D^2-(2,3E-05)S^2-(2E-05)DS; \quad (3.2)$$

$$\sigma = 22383,3-286,18D-181,77S+0,928858D^2+1,1853S^2+1,1146DS, \quad (3.3)$$

де D – зовнішній діаметр труби, мм; S – товщина стінки труби, мм; m – маса конструкції, кг; l – деформації в конструкції; σ – напруження в конструкції, МПа.

На підставі проведених досліджень зроблений висновок, що оптимальною з точки зору мінімальної маси є труба з зовнішнім діаметром 152 мм та товщиною стінки 3 мм.

Для забезпечення міцності каркаса контейнера-цистерни в зоні взаємодію лапи з вертикальною стійкою, остання встановлюється на опорному елементі (рис. 3.8). Цей елемент має вид плоскої труби з округленими кутами (рис. 3.9).

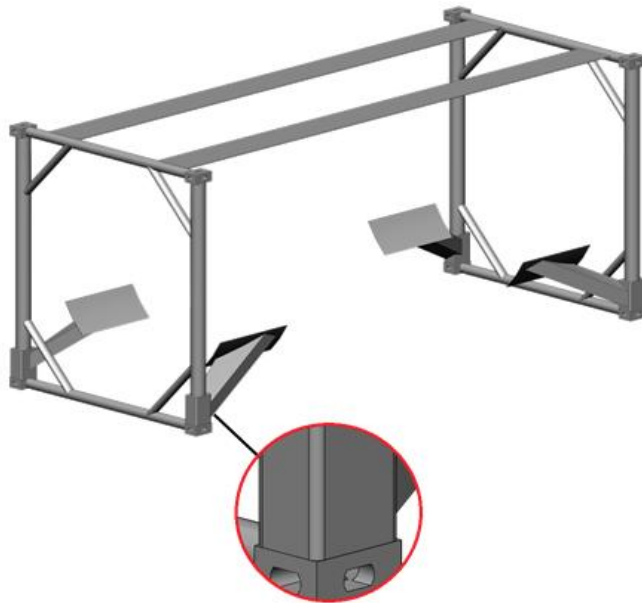


Рисунок 3.8 Каркас контейнера-цистерни

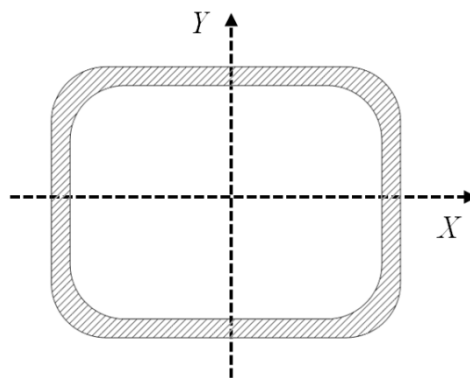


Рисунок 3.9 Переріз опорного елемента для розміщення вертикальної стійки

З урахуванням запропонованого удосконалення каркасу його маса буде на 349 кг легшою за прототип.

Для можливості безпечного перевезення контейнера-цистерни автотранспортом проведено його розрахунок на міцність. Оскільки каркас виготовляється зі сталі, яка є ізотропним матеріалом, а котел із композиту – ортотропний матеріал, то було проведено їх окремий розрахунок на міцність.

На першопочатковому етапі дослідження проведено визначення міцності контейнера-цистерни при завантаженні на автотранспорт. Розрахунок здійснений за методом скінчених елементів в програмному комплексі SolidWorks Simulation. В якості розрахункового використаний критерій Мізеса. При переміщенні контейнера-цистерни підйомно-транспортним устаткуванням навантаження каркаса здійснюється через верхні кутові фітинги. Тому при складанні його розрахункової схеми до верхніх кутових фітингів прикладалося вертикальне P_3^B та повздовжнє $P_3^П$ навантаження від закріплювального стропа. Враховано, що він розміщується під кутом 45° по відношенню до кутових фітингів. Також до підкладних листів прикладалося вертикальне навантаження від котла P_B^K (рис. 3.10).

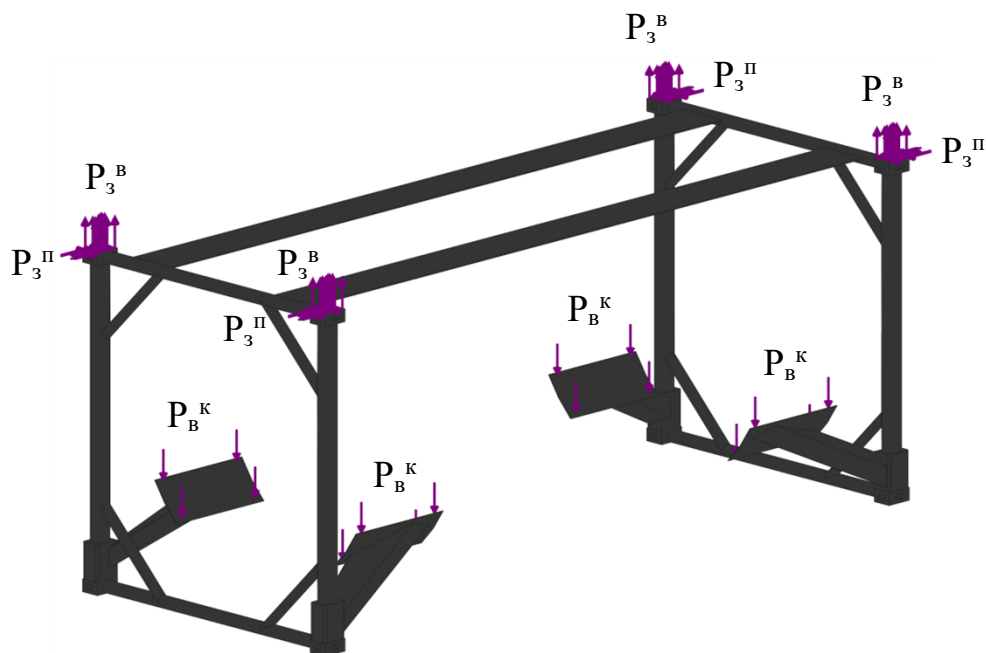


Рисунок 3.10 – Розрахункова схема каркаса

Для визначення оптимальної кількості елементів скінчено-елементної моделі використано графоаналітичний метод. В якості елементів сітки застосовані

тетраедри. Кількість елементів сітки склала 1499228, вузлів – 462071. Максимальний розмір елемента сітки дорівнює 10 мм, мінімальний – 2 мм. Матеріал конструкції сталь марки 09Г2С зі значенням межі міцності 490 МПа та межі плинності 345 МПа. Результати розрахунку показали, що максимальні еквівалентні напруження виникають в вертикальних стійках і дорівнюють 133,6 МПа, що нижче за допустимі (рис. 3.11).

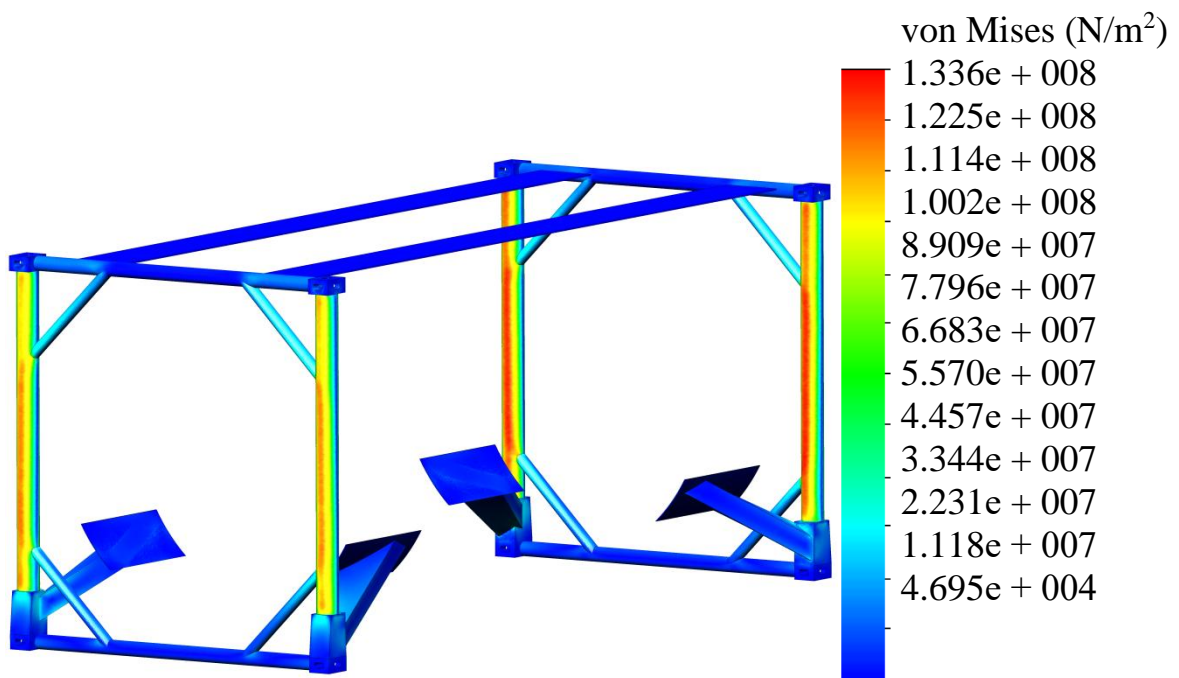


Рисунок 3.11 – Напружений стан каркаса контейнера-цистерни

При визначенні міцності котла враховано, що він навантажений внутрішнім тиском від перевозимого вантажу P_p , а також вертикальним навантаженням P_v (рис. 3.10). При проведенні розрахунків враховано максимально допустиму завантаженість котла умовним вантажем. Величина тиску вантажу на внутрішню поверхню котла прийнята рівною допустимій і склала 560 кПа.

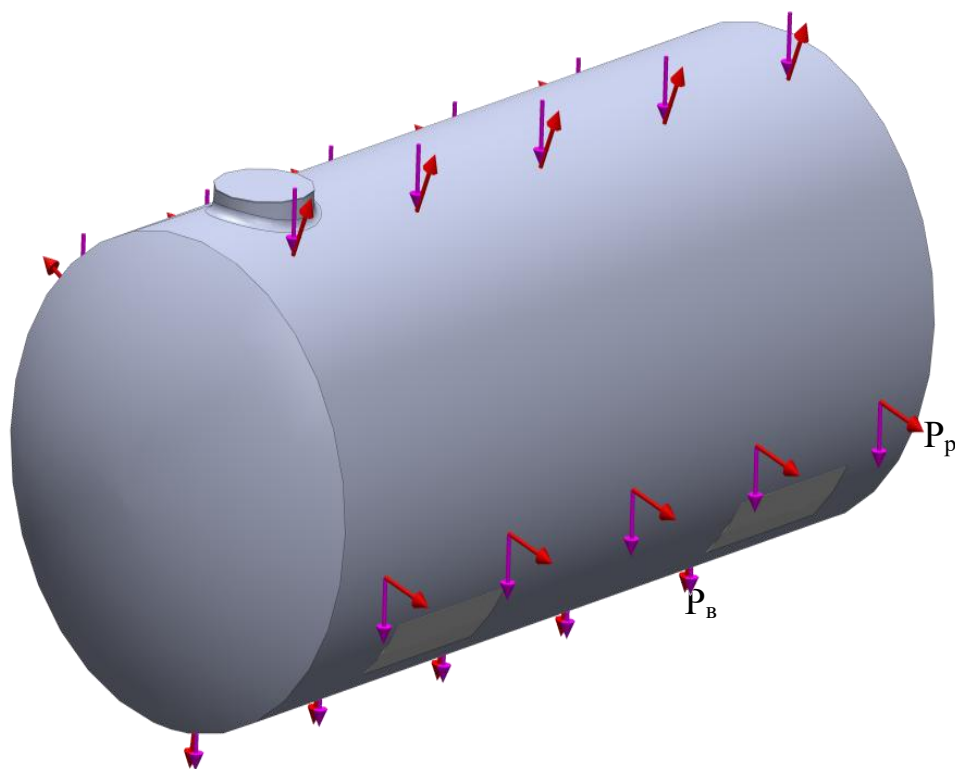


Рисунок 3.12 – Розрахункова схема котла контейнера-цистерни

При визначенні міцності котла використано критерій максимальних напружень. Враховано, що котел виготовлений із композитного матеріалу, який має лінійні пружні ортотропні властивості. Межа міцності в напрямку волокон складає 1100 – 1300 МПа, а в поперечному напрямку – 650 МПа. При складанні скінчено-елементної моделі використані тетраедри. Кількість елементів сітки склала 38714, вузлів – 13065. Максимальний розмір елемента сітки дорівнює 100 мм, мінімальний – 20 мм. Результати розрахунку показали, що максимальні напруження в котлі виникають відносно осі Y та складають 121,5 МПа, що нижче за допустимі (рис. 3.13).

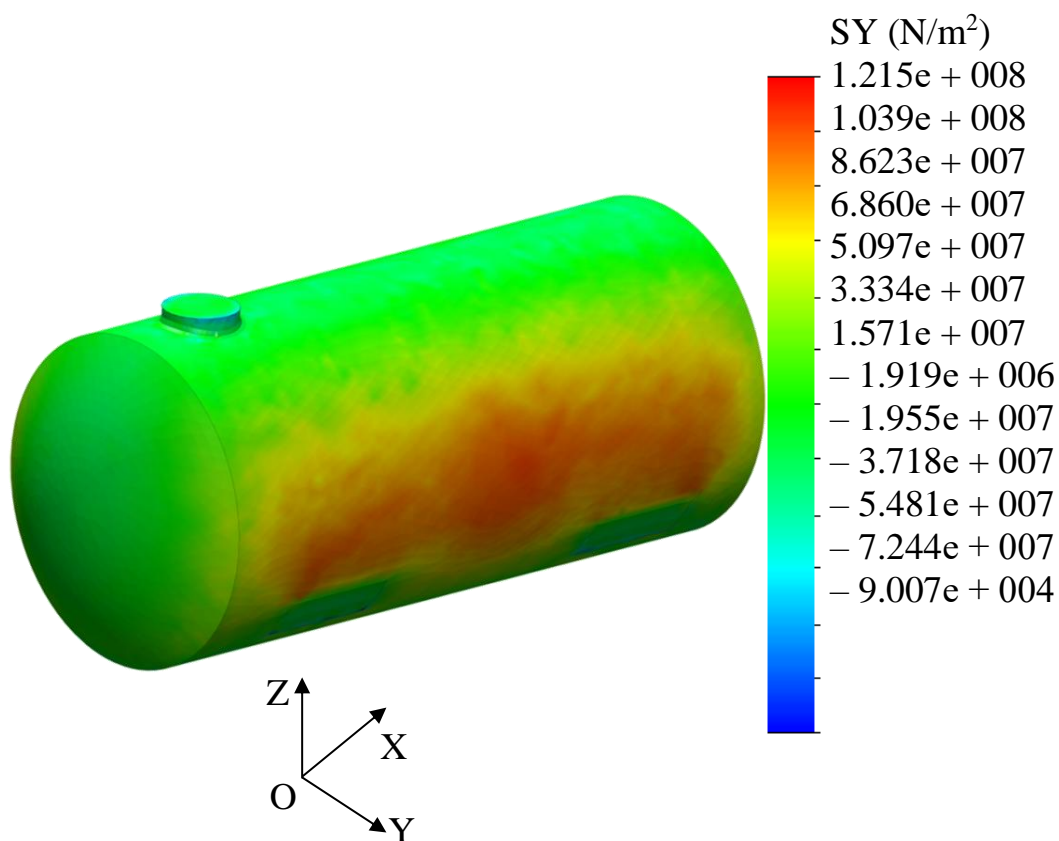


Рисунок 3.13 – Напружений стан котла контейнера-цистерни

При визначенні міцності контейнера-цистерни з урахуванням перевезення його на автотранспорті враховується, що прискорення, яке діє на контейнер у повздовжньому напрямку за ходом рухом складає 1,2g, проти ходу руху – 0,8g, у поперечному напрямку – 0,5g. При проведенні розрахунків на міцність контейнера-цистерни не враховано переміщень наливного вантажу у котлі.

Для визначення міцності каркасу контейнера-цистерни з урахуванням його навантаженості за ходом руху транспортного засобу складено розрахункову схему, наведену на рис. 3.14. При цьому враховано, що на нижні кутові фітинги діє навантаження P_n , обумовлене прискоренням 1,2g, а на підкладні листи – вертикальне навантаження P_B^k .

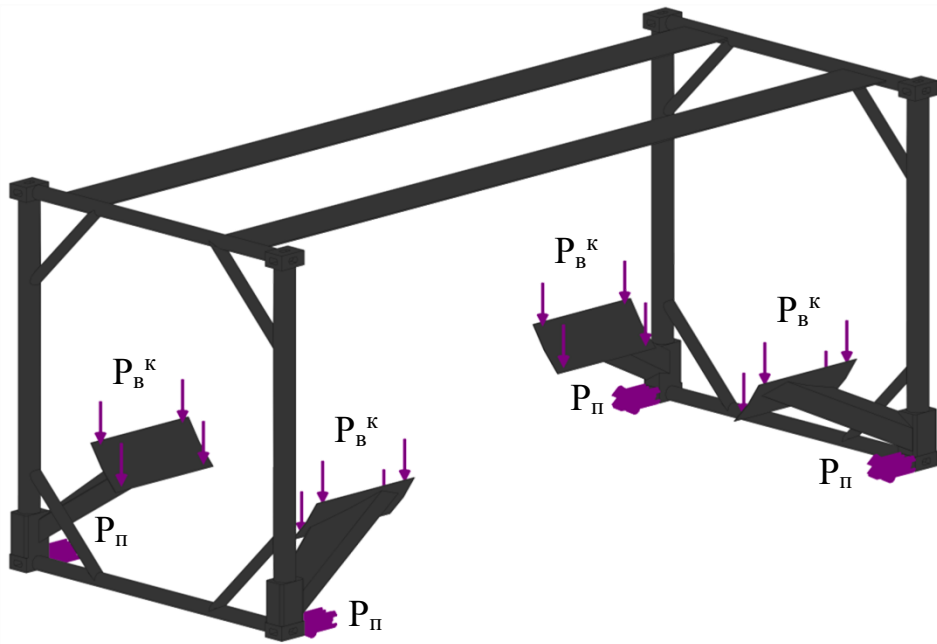


Рисунок 3.14 – Розрахункова схема каркаса контейнера-цистерни

З урахуванням цього максимальні еквівалентні напруження в каркасі склали 202,4 МПа, тобто не перевищують допустиме значення (рис. 3.15).

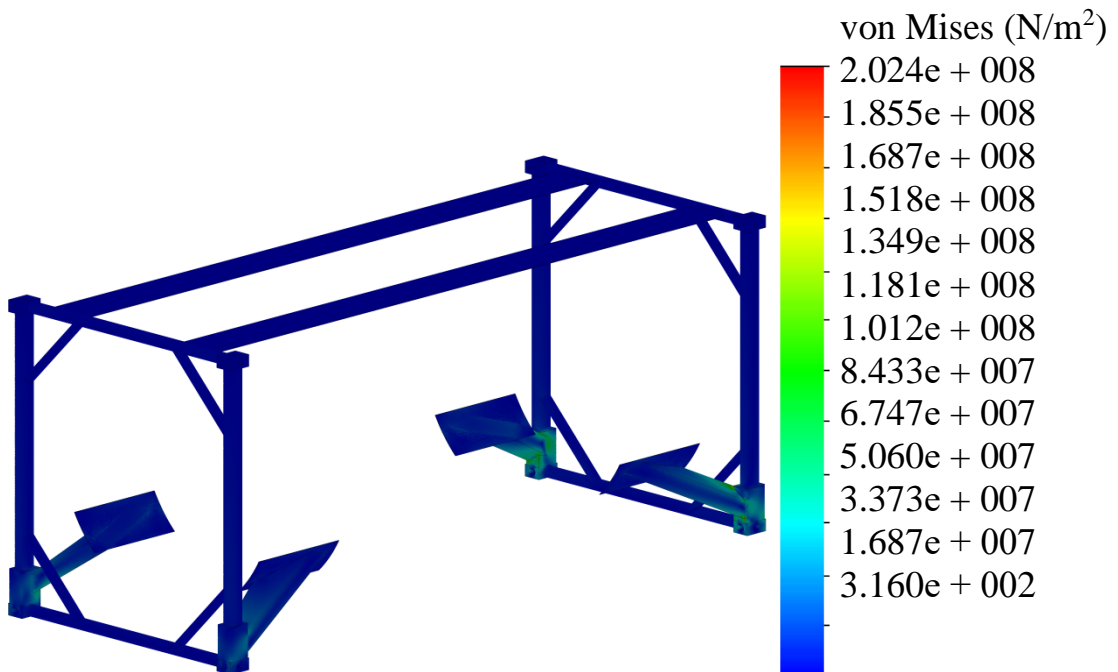


Рисунок 3.15 – Напружений стан каркаса контейнера-цистерни

При розрахунку на міцність котла враховано, що він навантажений внутрішнім тиском від перевозимого вантажу P_p , вертикальним навантаженням P_v , а також повздовжнім P_{π} (рис. 3.16).

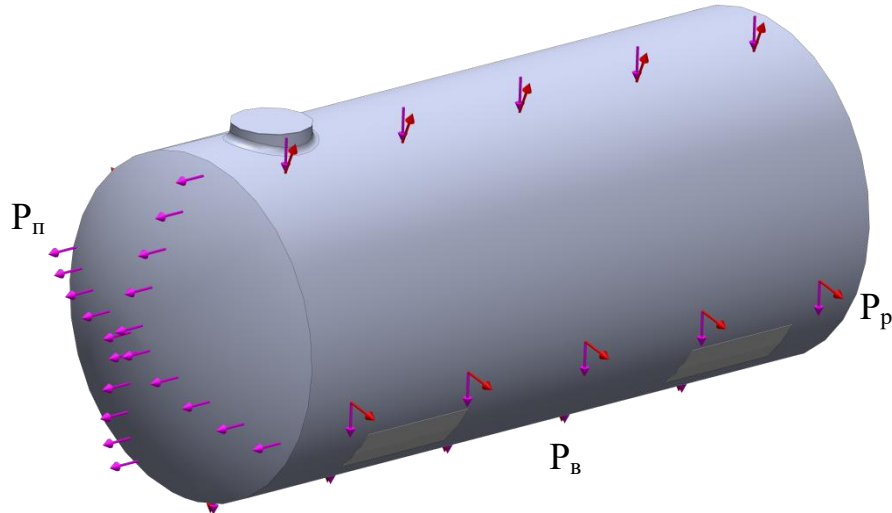


Рисунок 3.16 – Розрахункова схема котла контейнера-цистерни

Встановлено, що максимальні напруження в котлі виникають відносно осі X та дорівнюють 122,2 МПа, що нижче за допустимі (рис. 3.17).

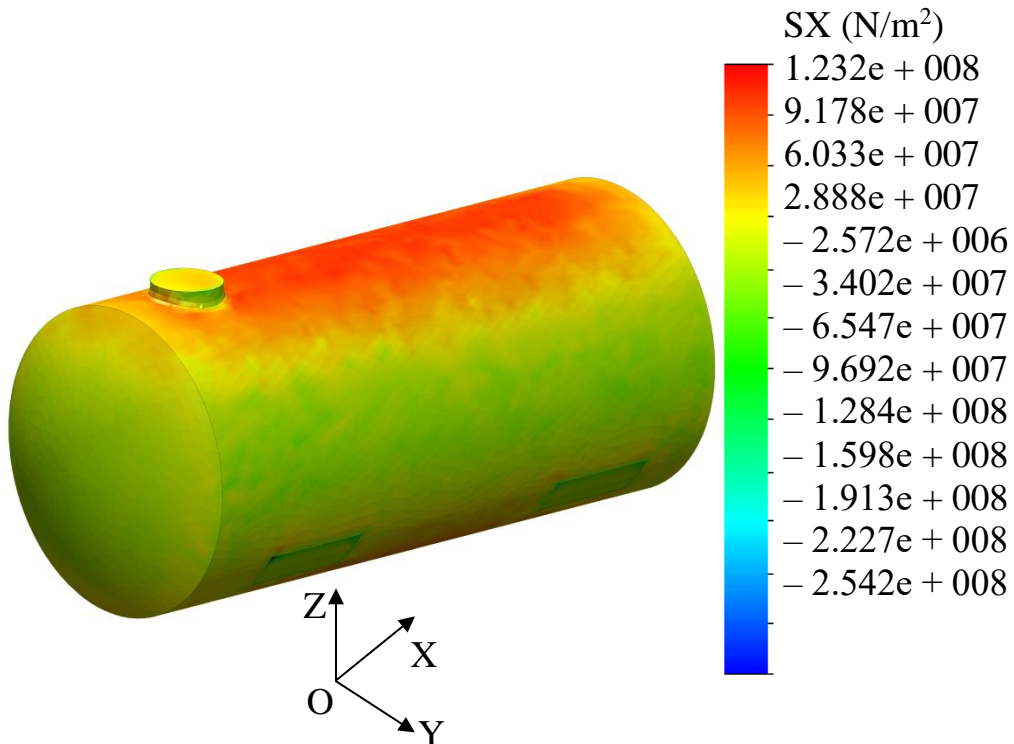


Рисунок 3.17 – Напружений стан котла контейнера-цистерни

Також розрахунок проведений і за умови навантаження котла в повздовжньому проти ходу руху напрямку, а також поперечному. При цьому максимальні напруження при навантаженні контейнера-цистерни в повздовжньому проти ходу руху транспортного засобу напрямку склали: каркас – 167,4 МПа, котел – 108,3 МПа; в поперечному напрямку: каркас – 187,6 МПа, котел – 115,4 МПа. Отже міцність контейнера-цистерни при перевезенні автотранспортом забезпечується.

Досліджено міцність контейнера-цистерни при перевезенні автотранспортом. Встановлено, що при підйомі контейнера за верхні кутові фітинги максимальні еквівалентні напруження, що виникають у вертикальних стійках каркаса дорівнюють 133,6 МПа, а в котлі – 121,5 МПа, тобто є нижчими за допустимі.

При перевезенні контейнера-цистерни автотранспортом максимальні напруження в його конструкції зафіксовані при дії на нього прискорення 1,2g у повздовжньому напрямку за ходом руху. Максимальні еквівалентні напруження в каркасі склали 202,4 МПа, а в котлі – 122,2 МПа, тобто не перевищують допустимих значень..

Проведені дослідження сприятимуть створенню напрацювань щодо проектування сучасних конструкцій контейнерів-цистерн та підвищенню ефективності експлуатації транспортної галузі.

3.3. Виявлення особливостей температурного впливу на несучу конструкцію вагона-хопера з композитною обшивкою

Метою розділу є виявлення особливостей температурного впливу на несучу конструкцію вагона-хопера з композитною обшивкою. Для досягнення поставленої мети визначені такі завдання:

- запропонувати заходи щодо удосконалення несучої конструкції вагона-хопера;
- провести визначення динамічної навантаженості удосконаленої конструкції вагона-хопера;
- провести визначення основних показників міцності удосконаленої конструкції вагона-хопера;
- провести модальний аналіз та визначити коефіцієнт опору втомі несучої конструкції вагона-хопера.

З метою визначення динамічної навантаженості удосконаленої несучої конструкції вагона-хопера проведено математичне моделювання. Розрахунок здійснений за умови руху вагона у порожньому стані, оскільки при цьому простежується найбільша навантаженість несучої конструкції. Враховано, що вагон рухається колією, що має пружно-в'язкі властивості. Нерівність колії описувалася періодичною функцією. Розв'язок математичної моделі здійснений в програмному комплексі MathCad за методом Рунге-Кутта. Початкові переміщення та швидкості покладені рівними нулю. Обмеженням розрахункової моделі є відсутність сил тертя між п'ятниками кузова та підп'ятниками візків.

Для визначення температурного впливу на міцність несучої конструкції вагона-хопера проведено розрахунок в програмному комплексі SolidWorks Simulation. При цьому застосовано метод скінчених елементів. Сітка створювалася на твердому тілі з урахуванням кривизни. При проведенні розрахунків застосовані ізопараметричні тетраедри, оптимальна чисельність

яких визначена графоаналітичним методом. Кількість елементів сітки склала 373185, вузлів – 125608. Максимальний розмір елементу сітки дорівнює 60,0 мм, мінімальний – 12,0 мм, максимальне співвідношення боків елементів – 543,59, відсоток елементів з співвідношенням боків менше трьох – 7,64, більше десяти – 32,6. Мінімальна кількість елементів в колі – 12, співвідношення збільшення розміру елементу – 1,8. Закріплення моделі здійснювалося за горизонтальні частини п'ятників, тобто в зонах обпирання на ходові частини. Матеріал металоконструкції кузова – сталь марки 09Г2С, а обшивки – композит.

Визначення власних частот та форм коливань несучої конструкції вагона-хопера здійснено шляхом модального аналізу, реалізованого в програмному комплексі SolidWorks Simulation. Для розрахунку коефіцієнту опору втомі несучої конструкції вагона-хопера використано методика, зазначену у нормативних

У типового вагона-хопера для перевезення окатишів та гарячого агломерату несуча конструкція складається з металевого каркасу (рис. 3.18). На відміну від інших типів вагонів обшивка з'єднується з каркасом не жорстко, а навішується на нього. Таке рішення виключає короблення кузова під дією високих температур та забезпечує легку заміну при пошкодженні.

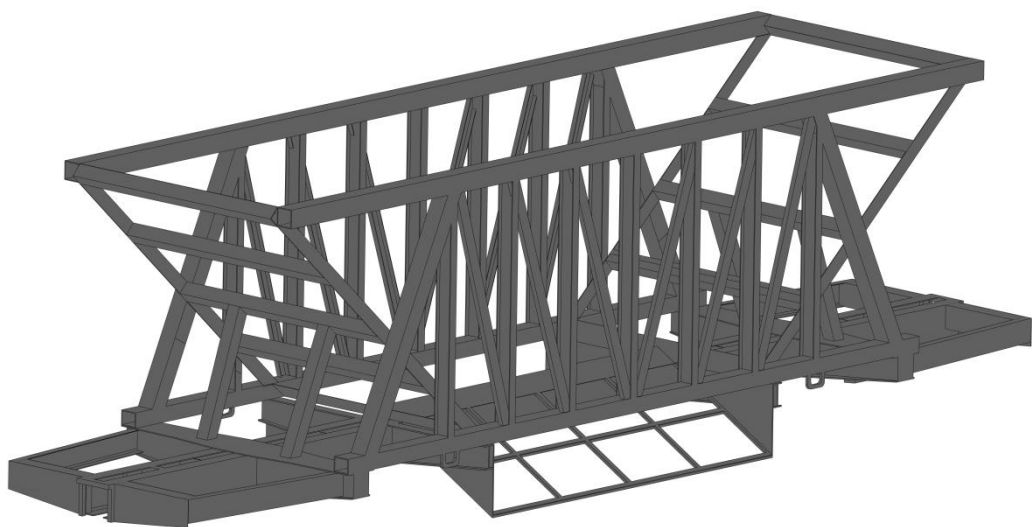


Рисунок 3.18 – Несуча конструкція вагона-хопера

З метою покращення показників міцності несучої конструкції вагона-хопера пропонується його удосконалення шляхом використання обшивки з композитного матеріалу (рис. 3.19). Наприклад, композиту з титановою матрицею, який армують волокнами бора, борсика, карбїду кремнію, берилію, молібдена. Такий композит має високу теплостійкість та значну межу міцності: в напрямку волокон вона складає 1100 – 1300 МПа, в поперечному напрямку – 650 МПа.

Крім того, використання композитної обшивки сприяє зменшенню тари вагона на 5% у порівнянні з прототипом.

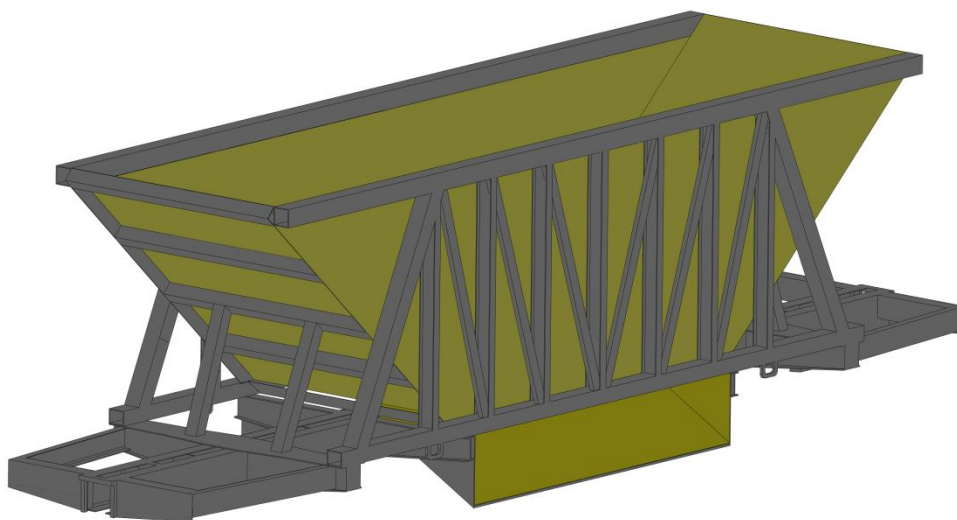


Рисунок 3.19 – Удосконалена несуча конструкція вагона-хопера

При цьому запропоноване удосконалення є можливим реалізувати під час виготовлення нових конструкцій вагонів, а також їх модернізацій в умовах вагоноремонтних підприємств.

У зв'язку з тим, що запропонована реалізація сприяє зменшенню тари вагона, то проведено визначення основних показників його динаміки. Розрахункова схема наведена на рис. 3.20. В якості прототипу обрано вагон-хопер моделі 20-9749.

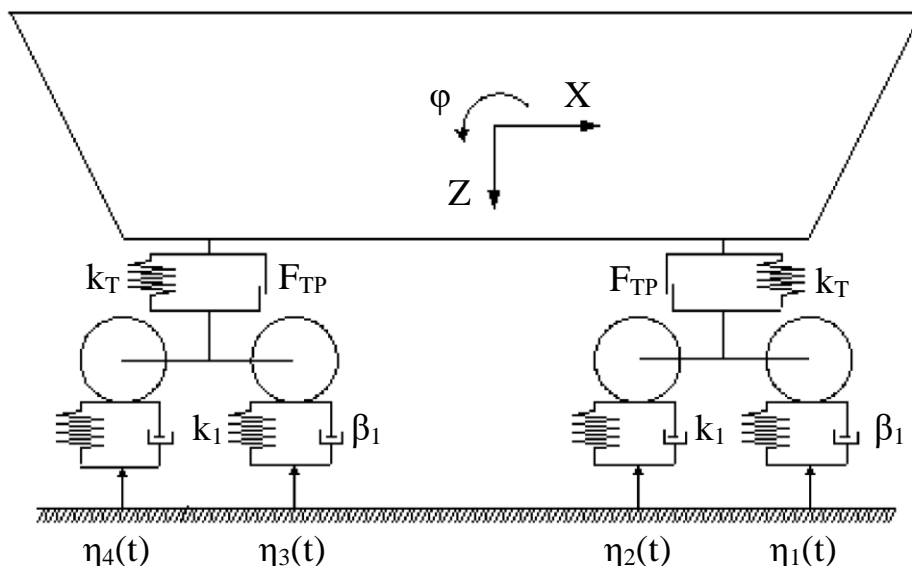


Рисунок 3.20 – Розрахункова схема вагона-хопера

До уваги прийнято коливання підскакування та галопування, як найбільш поширені типи коливань вагона в експлуатації. В моделі враховано технічні характеристики візків моделі 18-100.

$$M_1 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_1 + C_{1,1} \cdot q_1 + C_{1,3} \cdot q_3 + C_{1,5} \cdot q_5 = -F_{TP} \cdot \left(\text{sign} \left(\frac{d}{dt} \delta_1 \right) + \text{sign} \left(\frac{d}{dt} \delta_2 \right) \right), \quad (3.4)$$

$$M_2 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_2 + C_{2,2} \cdot q_2 + C_{2,3} \cdot q_3 + C_{2,5} \cdot q_5 = F_{TP} \cdot l \cdot \left(\text{sign} \left(\frac{d}{dt} \delta_1 \right) + \text{sign} \left(\frac{d}{dt} \delta_2 \right) \right), \quad (3.5)$$

$$\begin{aligned} M_3 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_3 + C_{3,1} \cdot q_1 + C_{3,2} \cdot q_2 + C_{3,3} \cdot q_3 + B_{3,3} \cdot \frac{d}{dt} q_3 = \\ = F_{TP} \cdot \text{sign} \left(\frac{d}{dt} \delta_1 \right) + k_1 (\eta_1 + \eta_2) + \beta_1 \left(\frac{d}{dt} \eta_1 + \frac{d}{dt} \eta_2 \right), \end{aligned} \quad (3.6)$$

$$M_4 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_4 + C_{4,4} \cdot q_4 + B_{4,4} \cdot \frac{d}{dt} q_4 = -k_1 (\eta_1 - \eta_2) - \beta_1 \cdot a \cdot \left(\frac{d}{dt} \eta_1 - \frac{d}{dt} \eta_2 \right), \quad (3.7)$$

$$\begin{aligned} M_5 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_5 + C_{5,1} \cdot q_1 + C_{5,2} \cdot q_2 + C_{5,5} \cdot q_5 + B_{5,5} \cdot \frac{d}{dt} q_5 = \\ = F_{TP} \cdot \text{sign} \left(\frac{d}{dt} \delta_2 \right) + k_1 (\eta_3 + \eta_4) + \beta_1 \left(\frac{d}{dt} \eta_3 + \frac{d}{dt} \eta_4 \right), \end{aligned} \quad (3.8)$$

$$M_6 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_6 + C_{6,6} \cdot q_6 + B_{6,6} \cdot \frac{d}{dt} q_6 = -k_1 \cdot a \cdot (\eta_3 - \eta_4) - \beta_1 \cdot a \cdot \left(\frac{d}{dt} \eta_3 - \frac{d}{dt} \eta_4 \right), \quad (3.9)$$

де M_1, M_2 – відповідно, маса та момент інерції несучої конструкції вагона-хопера; M_3, M_4 – відповідно, маса та момент інерції першого за ходом руху візка; M_5, M_6 – відповідно, маса та момент інерції другого за ходом руху візка; C_{ij} – характеристика пружності складових коливальної системи; B_{ij} – функція розсіювання; a – напівбаза візка; q_i – узагальнені координати, що відповідають поступальному та кутовому переміщенням навколо вертикальної вісі, відповідно, кузова вагона-хопера, першого та другого візка; k_i – жорсткість ресорного підвішування візків; β_i – коефіцієнт демпфірування; $F_{\text{ТР}}$ – сила тертя, що виникає у ресорному комплекті.

Проведені розрахунки дозволили визначити основні показники динаміки вагона-хопера: прискорення в центрі мас, прискорення в зонах спирання на візки та коефіцієнт вертикальної динаміки (рис. 3.21 – 3.23).

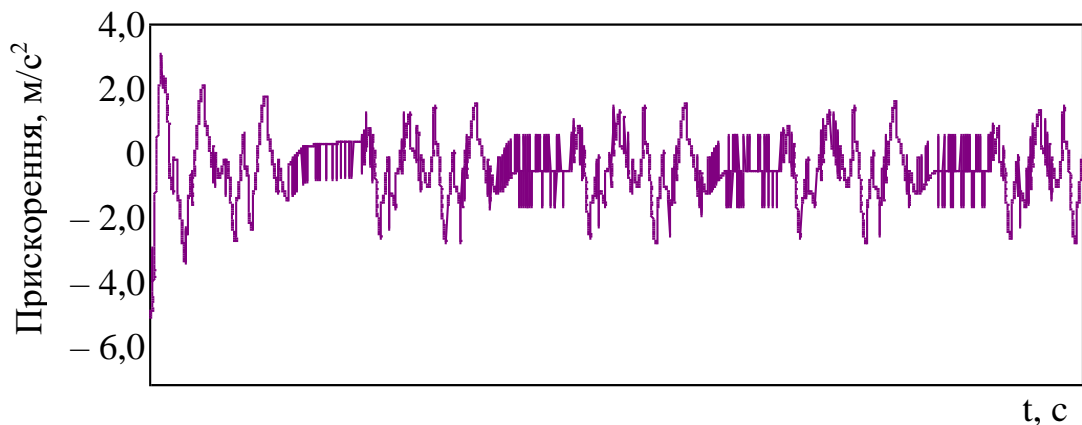


Рисунок 3.21 – Прискорення несучої конструкції вагона-хопера в центрі мас

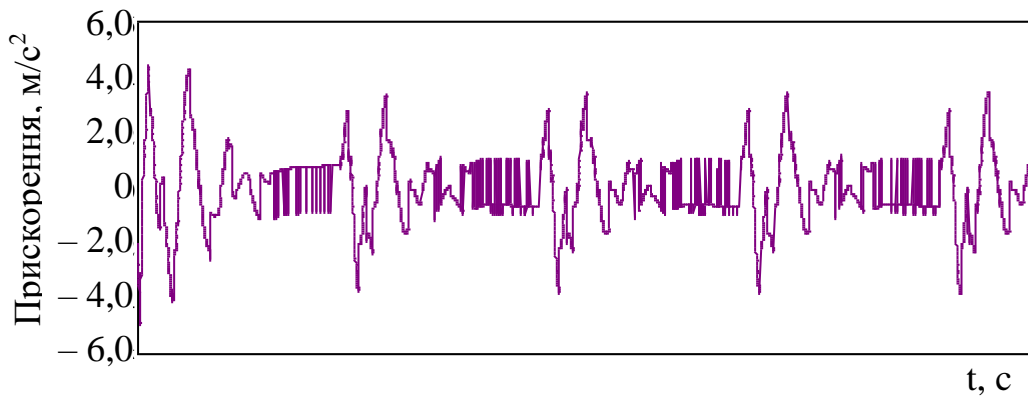


Рисунок 3.22 – Прискорення несучої конструкції вагона-хопера в зонах спирання на візки

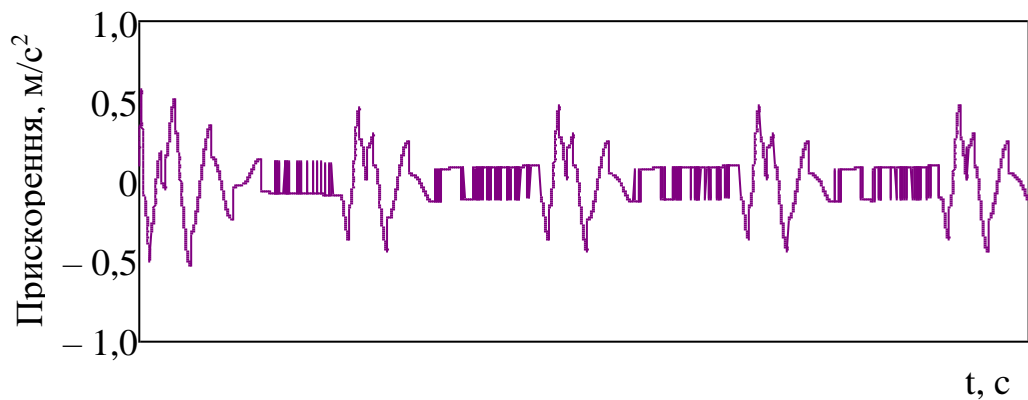


Рисунок 3.23 – Коефіцієнт вертикальної динаміки вагона-хопера

Проведені розрахунки показали, що визначені показники динаміки не перевищують допустимих значень. Прискорення, яке діє в центр мас несучої конструкції складає близько $0,4g$. Прискорення несучої конструкції вагона-хопера в зонах спирання на візки дорівнює $0,53g$, а коефіцієнт вертикальної динаміки – $0,52$. При цьому хід руху вагона-хопера оцінюється як “відмінний”.

Розрахункова схема несучої конструкції вагона-хопера для визначення показників його міцності наведена на рис. 3.24. При складанні моделі враховано, що використовується повна вантажопідйомність вагона-хопера. При цьому на кузов діє вертикальне статичне навантаження $P_{в}^{ст}$, тиск розпору насипного вантажу P_p , а також повздовжнє навантаження на передній упор автотягача P_a , яке дорівнює $2,5$ МН. Тобто модель враховує рух вагона у складі

поїзда. Також до моделі прикладалося температурне навантаження P_T , яке прийнято рівним 700°C .

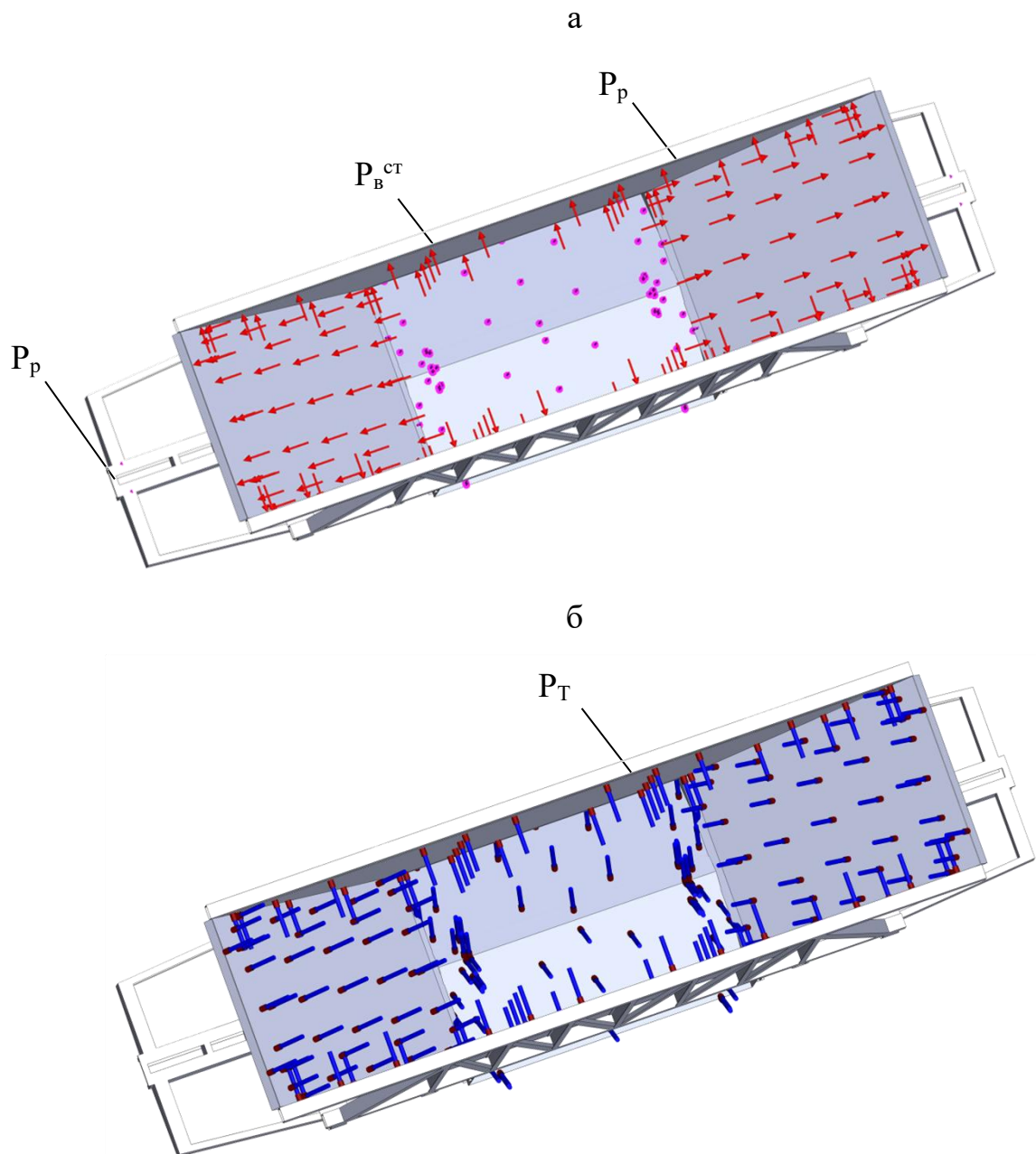


Рисунок 3.24 – Розрахункова схема несучої конструкції вагона-хопера: силові фактори – а; температурне навантаження – б.

Результати розрахунку на міцність наведені на рис. 3.25. Встановлено, що максимальні еквівалентні напруження виникають в зоні взаємодії хребтової балки зі шворневою та складають близько 290 МПа. При цьому напруження в обшивці вагона-хопера складають близько 200 МПа, що на 12% нижче ніж у типовій конструкції (рис. 3.26). При цьому лінія тренду u_c описує розподілення

напружень за висотою стійки у конструкції вагона зі сталеву обшивкою, а y_k – з КОМПОЗИТНОЮ.

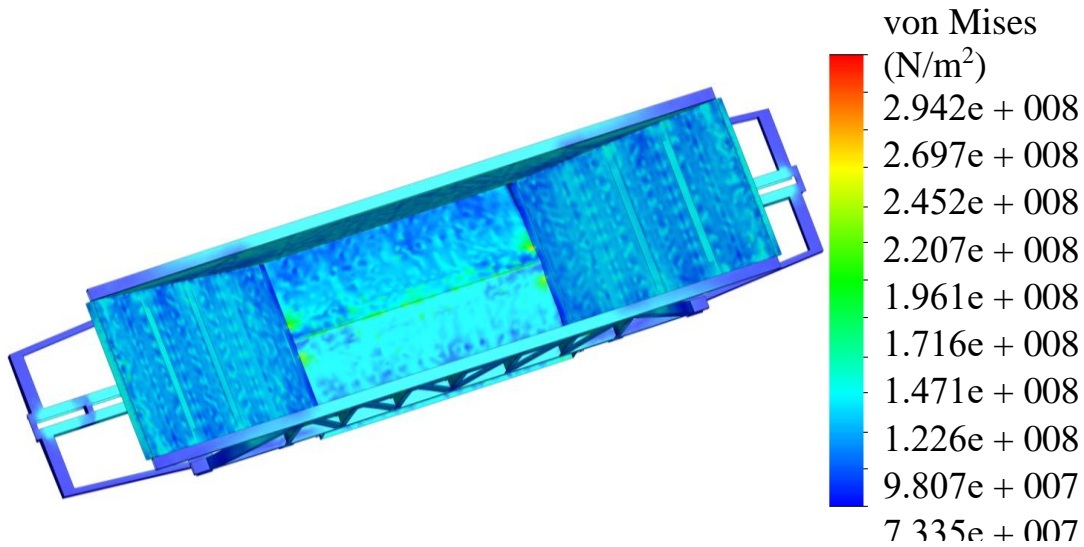


Рисунок 3.25 – Напружений стан несучої конструкції вагона-хопера

Розподілення напружень за довжиною хребтової балки рами наведено на рис. 3.27.

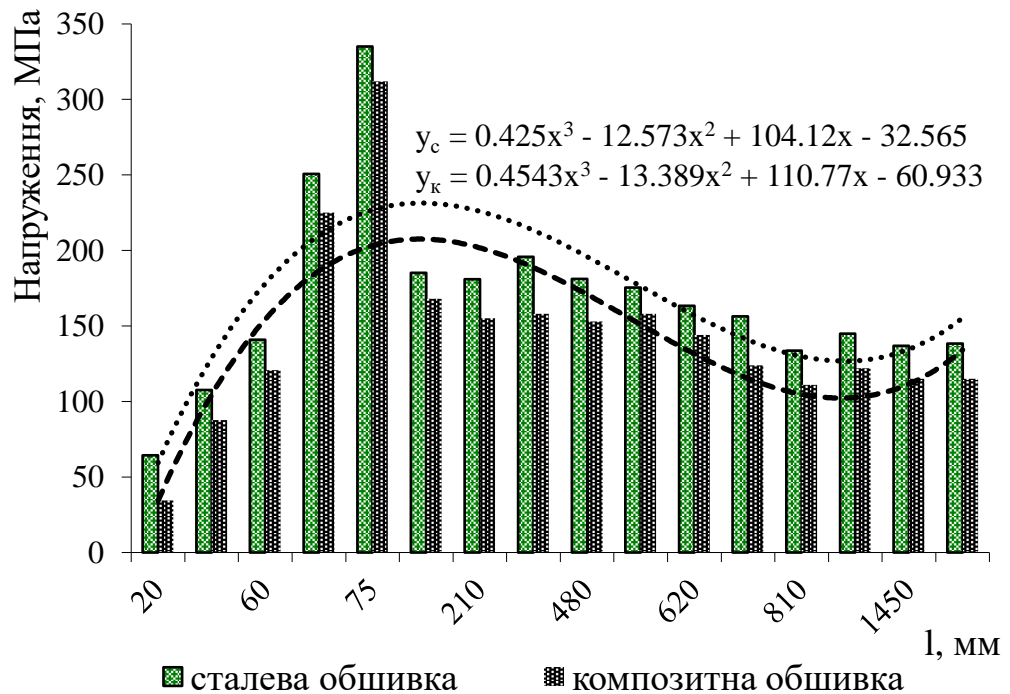


Рисунок 3.26 – Розподілення напружень за висотою проміжної стійки кузова

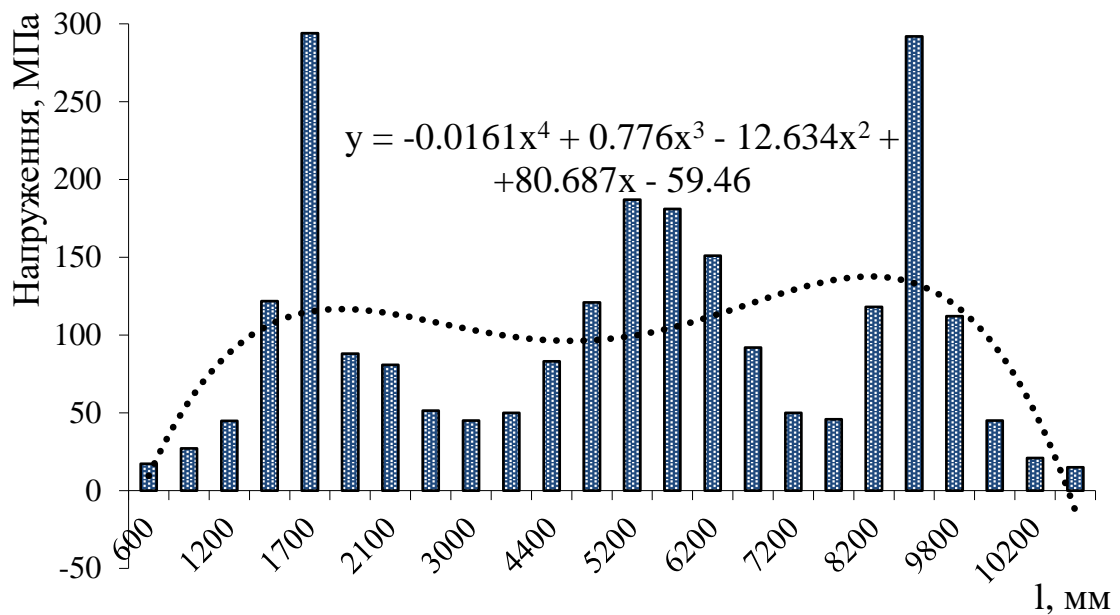


Рисунок 3.27 – Розподілення напружень в хребтовій балці за її довжиною

Максимальні напруження при цьому виникають в консольних частинах рами. В середній частині вони слали близько 200 МПа.

Для визначення частот та форм власних коливань несучої конструкції вагона-хопера з композитною обшивкою проведено модальний аналіз. Розрахунок здійснений за розрахунковою схемою, наведеною на рис. 3.24, а.

Деякі власні форми коливань несучої конструкції вагона-хопера наведено на рис. 3.28.

Результати розрахунку встановили, що перша власна частота має значення 11,7 Гц, тобто не нижче за допустиме значення – 8 Гц. Отже безпека руху вагона забезпечується.

Також в рамках дослідження здійснено розрахунок опору втоми несучої конструкції вагона-хопера.

Розрахунок опору втоми здійснений з урахуванням коефіцієнта запасу n за формулою:

$$n = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_{a,e}} \geq [n], \quad (3.10)$$

$\sigma_{a,c}$ – розрахункове значення амплітуди динамічного напруження умовного симетричного циклу, зведене до бази N_0 , еквівалентне за пошкоджувальною дією значенню амплітуд у реальному режимі експлуатаційних випадкових напружень протягом проектного терміну служби, МПа;

$[n]$ – допустимий коефіцієнт запасу опору втомі.

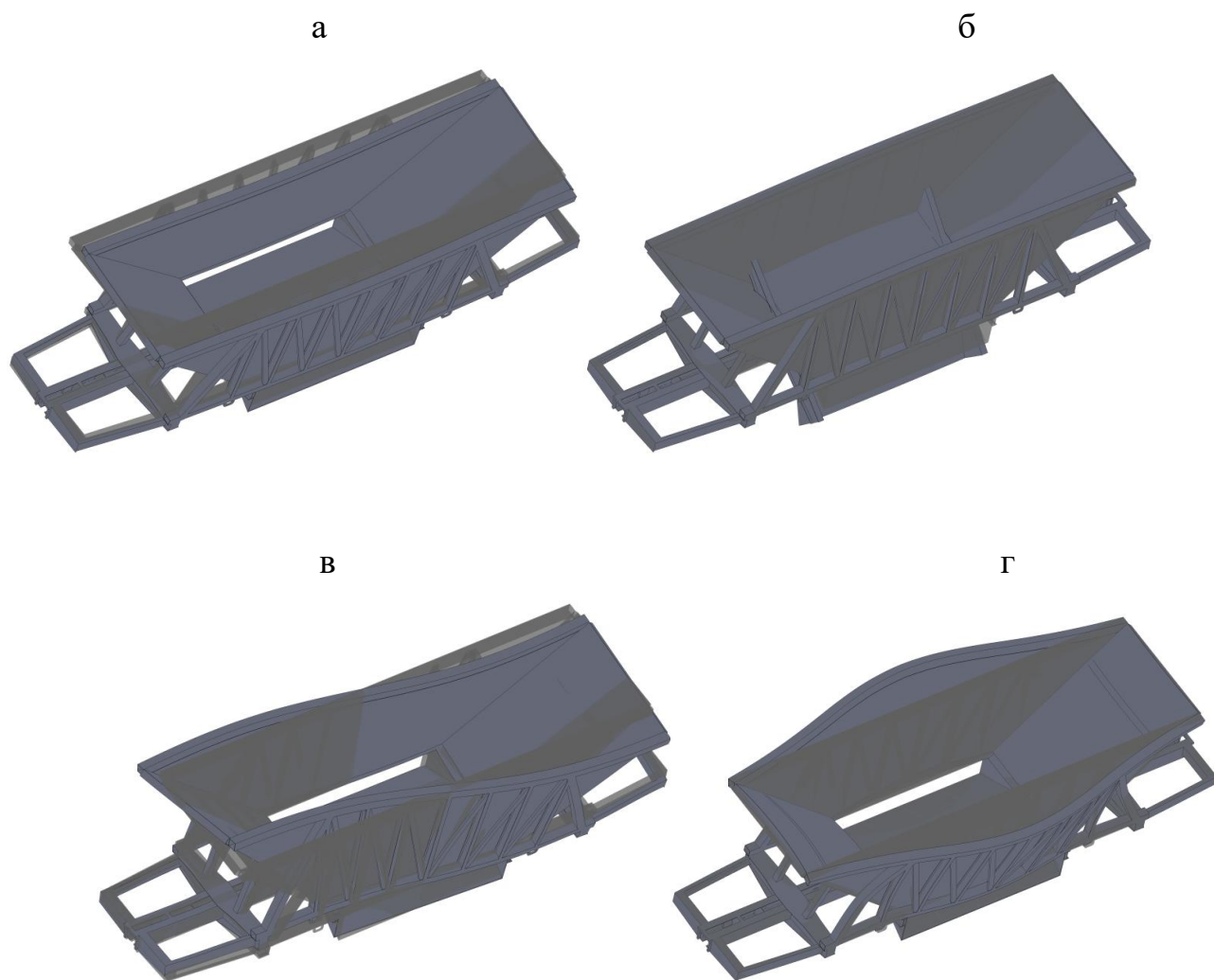


Рисунок 3.28 – Деякі форми коливань несучої конструкції вагона-хопера (масштаб деформацій 20:1): перша мода – а; друга мода – б; третя мода – в; четверта мода – г.

Еквівалентну зведену амплітуду динамічних напружень для розрахування на втому $\sigma_{a,c}$ у разі перервної функції розподілу амплітуд напруження визначають

$$\sigma_{a,e} = \sqrt[m]{\frac{N_c}{N_0} \sum_{i=1}^k P_{v_i} f_{\sigma} \sum_{i=1}^k \sigma_{a_i}^m P_i} \quad (3.11)$$

де N_c – сумарна кількість циклів динамічних напружень за розрахунковий термін служби; p_{σ_i} та p_{v_i} – відповідно ймовірність появи напружень з рівнем σ_i в даному інтервалі швидкостей та частка часу, що приходить на експлуатацію вагона зі швидкістю v_i ; σ_{a_i} – рівень (розряд) амплітуди напружень, МПа; k_{σ_i} та k_{v_i} – число розрядів дискретизації відповідно амплітуд напружень та діапазону швидкостей руху.

Результати розрахунку показали, що при ймовірності появи напружень з рівнем σ_i , що складає 0,95 значення $\sigma_{a,e} = 51,3$ МПа. Звідси коефіцієнт запасу опору втомі дорівнює 4,5. При цьому у зв'язку з відсутністю експериментальних даних допустиме значення коефіцієнту запасу опору втомі прийнято рівним 2,2. Отже умова виконується та втомна міцність несучої конструкції вагона-хопера забезпечується.

Для забезпечення міцності несучої конструкції вагона-хопера для перевезення окатишів та агломерату запропоновано заходи щодо удосконалення. Пропонується використання замість металевої – обшивки з композиту. Крім того, таке рішення сприяє зменшенню тари вагона-хопера на 5% у порівнянні з прототипом.

Визначено основні показники динаміки несучої конструкції вагона-хопера. Розраховані показники динаміки не перевищують допустимих значень. При цьому хід руху вагона-хопера оцінюється як “відмінний”. Важливо сказати, що дослідження проведені за умови руху вагона у порожньому стані стиковою нерівністю.

Розраховано міцність несучої конструкції вагона-хопера з урахуванням дії температурного навантаження від перевозимого вантажу. Максимальні еквівалентні напруження виникають в зоні взаємодії хребтової балки зі шворневою та складають близько 290 МПа. При цьому напруження в обшивці вагона-хопера складають близько 200 МПа, що на 12% нижче ніж у типовій

конструкції. Обмеженням розрахункової моделі є відсутність сил тертя між п'ятниками кузова та підп'ятниками візків.

Визначено власні частоти та форми коливань несучої конструкції вагона-хопера. Встановлено, що перша власна частота не перевищує допустимих значень. Розраховано коефіцієнт опору втоми несучої конструкції вагона-хопера. Встановлено, що втомна міцність несучої конструкції забезпечується.

Проведені дослідження сприятимуть забезпеченню міцності несучих конструкцій вагонів-хоперів, скороченню витрат на утримання та підвищенню ефективності їх експлуатації.

Прискорення, яке діє в центр мас несучої конструкції складає близько 0,4g. Прискорення несучої конструкції вагона-хопера в зонах спирання на візки дорівнює 0,53g, а коефіцієнт вертикальної динаміки – 0,52. При цьому хід руху вагона-хопера оцінюється як “відмінний”.

Проведено визначення основних показників міцності удосконаленої конструкції вагона-хопера. Максимальні еквівалентні напруження виникають в зоні взаємодії хребтової балки зі шворневою та складають близько 290 МПа. При цьому напруження в обшивці вагона-хопера складають близько 200 МПа, що на 12% нижче ніж у типовій конструкції. Тобто міцність несучої конструкції забезпечується.

Проведено модальний аналіз та визначено коефіцієнт опору втоми несучої конструкції вагона-хопера. Результати розрахунку встановили, що перша власна частота має значення 11,7 Гц, що не нижче за допустиме – 8 Гц. Отже безпека руху вагона забезпечується.. Коефіцієнту запасу опору втоми несучої конструкції вагона-хопера склав 4,5, що майже вдвічі вище за допустимий.

3.4 Аналіз міцності композитного модуля кузова вагона-вуглевоза

Метою розділу є висвітлення результатів проведених досліджень з визначення напружено-деформованого стану та втомної міцності запропонованого концепту композитного модуля кузова вагона розробленого для перевезення кам'яного вугілля, та інших насипних вантажів які не потребують захисту від впливу зовнішньої середовища.

Для досягнення поставленої мети були визначені та вирішені наступні науково-прикладні задачі:

1) Аналіз існуючих науково-технічних напрацювань з проблематики питання, що досліджується;

2) Визначення комплексу навантажень, які діють на модуль кузова вагону-вуглевозу, у вирішальному розрахунковому випадку;

3) Адаптація теорії оболонок для математичного визначення напружень в контрольних точках конструкції модуля кузова вагону-вуглевозу;

4) Створення комп'ютерної просторової геометричної моделі запропонованого концепту кузова вагона-вуглевоза та її адекватної скінчено-елементної моделі;

5) Прикладання зусиль та розрахунок розробленої скінчено-елементної моделі, аналіз отриманих картин напружено-деформованого стану;

6) комп'ютерна симуляція, з метою розрахунку втомної міцності, запропонованого композитного кузова вагона-вуглевоза, аналіз отриманих результатів;

7) формування загальних висновків.

Визначення та аналіз результатів наведеного вирішення науково-прикладного завдання включало загальноприйняті в експертному середовищі

етапи дослідження відповідно до мети. В тому числі: формалізоване представлення проблеми та завдань дослідження (ґрунтуючись на: результатах інформаційно-аналітичного та міжнародно-патентного пошуку, комплектно-системний критичний аналіз світових та галузевих напрацювань у цьому напрямку, збір експертно-досвідних оцінок і пропозицій, комплексно-систематизований розгляд сучасного наукового та технічного заділів з профілю питань); дослідження конструкторської та технологічної документації для створення просторової 3Д моделі вагону, що досліджується; створення за допомогою сучасного програмного комплексу розрахункової моделі; настроювання адекватності розрахункової моделі на основі отриманих математичним шляхом даних, які отримані за допомогою напівбезмоментної теорії оболонки; прикладання розрахункових навантажень; отримання та аналіз картин напружено-деформованих станів методом скінчених елементів; визначення частот та форм власних коливань конструкції композитного модуля кузова вагона-вуглевоза на основі модального аналізу з метою визначення втомної міцності; формулювання загальних висновків. При цьому були використані нормативні дані з: міждержавних стандартів, ДСТУ, інструкцій, розрахункових методик, положень та проєктів, які відповідають проблематиці дослідження, а при створенні та дослідженні комп'ютерної розрахункової моделі сучасні обчислювально-програмні продукти.

Для математичного розрахунку запропонованого модуля кузова використовується напівбезмоментна теорія оболонки. У загальному випадку на площадках поперечного і поздовжнього перерізу виникають по п'ять внутрішніх зусиль: нормальні сили T_x і T_t (нижні індекси x , t позначають поперечну і поздовжню відповідно площини перетину), зсувні сили S , однакові на обох площадках по парності дотичних напружень, згинальні моменти M_x і M_t , поперечні сили Q_x і Q_t , крутні моменти $M_{xt} = M_{tx}$ – прийняті рівними по парності дотичних напружень. У напівбезмоментної теорії величини M_x , Q_x , M_{xt} , M_{tx} за малими величинами припускають рівними нулю.

Зусиллями та переміщеннями визначається напружено-деформований стан об'єкта, що розглядається.

Усі величини є функції двох координат x і φ , а зусилля мають розмірність інтенсивності. Тому множенням на dx або $Rd\varphi$ цих зусиль визначаються їх рівнодіючі. Зі збільшенням координат на dx або $Rd\varphi$ ці рівнодіючі, як і переміщення, отримують приріст.

У теорії оболонки, у загальному випадку, встановлюються лінійні деформації ε_x і ε_t , кутова деформація або деформація зсуву γ_{xt} , деформації зміни кривизни χ_x і χ_t і кручення χ_{xt} . Вони виражаються через переміщення w , v , u . Випишемо ті з них, які будуть потрібні при виведенні дозволяючих, які представляють повну систему, рівнянь напівбезмоментної теорії:

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x} \\ \varepsilon_t &= \frac{\partial v}{R\partial\varphi} + \frac{w}{R} \\ \gamma_{xt} &= \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{R\partial\varphi} \\ \chi_t &= \frac{1}{R^2} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial\varphi^2} + w \right) \end{aligned} \right\} \quad (3.12)$$

У напівбезмоментній теорії приймається, що коефіцієнт Пуассона $\nu=0$, і $\varepsilon_t=1_{\chi_t}=0$, тобто, співвідношення пружності для зусиль T_t і S не можуть бути виражені через деформації. Такі співвідношення у обраному варіанті теорії оболонки мають сенс для зусилля T_x і M_t :

$$\left. \begin{aligned} T_x &= E\delta\varepsilon_x \\ M_t &= \frac{E\delta^3}{12} \chi_t \end{aligned} \right\} \quad (3.13)$$

де E – модуль пружності матеріалу оболонки;

$i = \frac{\delta^3}{12}$ – момент інерції перерізу елементарного кільця одиничної ширини,

виділеного із циліндричної частини поперечними перерізами.

Напишемо рівняння рівноваги нескінченно малого елемента. Це буде сума проєкцій рівнодіючих всіх сил на нормаль, вісь x і дотичну y до окружності поперечного перерізу, а також момент щодо осі x . При цьому матимемо на увазі, що навантаження P_1, P_2, P_3 розподілені по поверхні на площадках dx і $Rd\varphi$. Після ділення цих рівнянь на dx і $d\varphi$ отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial Q_t}{\partial \varphi} + T_t - P_1 R &= 0 \\ \frac{\partial T_x}{\partial x} R + \frac{\partial S}{\partial \varphi} + P_2 R &= 0 \\ \frac{\partial T_t}{\partial \varphi} + \frac{\partial S}{\partial x} R - Q_t + P_2 R &= 0 \\ \frac{\partial M_t}{\partial \varphi} - Q_t R &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (3.14)$$

Геометричні рівняння (3.12), фізичні співвідношення (3.13) та статичні рівняння (3.14) з урахуванням гіпотез напівбезмоментної теорії дозволяють отримати розв'язання задачі щодо визначення додаткових внутрішніх зусиль у контрольних точках композитного модуля кузова вагона-вуглевоза, обумовлених деформаціями контуру його поперечних перерізів. Перетворимо ці рівняння до виду, зручному для вирішення, відмовившись від традиційного підходу, прийнятого в теорії напівбезмоментних оболонок, в якому при перетворенні навантаження P_1, P_2, P_3 диференціюються за будь-якою змінною. Функції розподілу навантажень мають розривний характер (опорний тиск та інші перервні навантаження), і тому до операцій їх диференціювання потрібно ставитися уважно.

Використовуючи останнє рівняння системи (3.14) і виключивши з рівнянь рівноваги, що залишилися, зусилля

$$Q_t = \frac{\partial M_t}{R \partial \varphi} \quad (3.15)$$

Отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial^2 M_t}{R \partial \varphi^2} + T_t - P_1 R &= 0 \\ \frac{\partial T_x}{\partial x} R + \frac{\partial S}{\partial \varphi} + P_2 R &= 0 \\ \frac{\partial T_t}{\partial \varphi} + \frac{\partial S}{\partial x} R - \frac{\partial M_t}{R \partial \varphi} + P_3 R &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (3.16)$$

Оскільки для зусиль T_t і S немає співвідношень пружності, їх можна знайти лише з рівнянь рівноваги (3.16). Перетворимо ці рівняння, виключивши зусилля T_x і M_t , використовуючи співвідношення (3.13) та гіпотези $e_t=0$ і $\gamma_{xt}=0$.

На основі гіпотез отримуємо:

$$\left. \begin{aligned} w &= -\frac{\partial v}{\partial \varphi} \\ \frac{\partial u}{\partial \varphi} &= -\frac{R \partial v}{\partial x} \end{aligned} \right\} \quad (3.17)$$

Скориставшись першим і останнім співвідношенням (3.12), формулами (3.13) і (3.14) отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} T_x &= -E\delta \int_{\varphi} \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} R d\varphi \\ M_t &= -\frac{E\delta^3}{12R^2} \left(\frac{\partial^3 v}{\partial \varphi^3} + \frac{\partial v}{\partial \varphi} \right) \end{aligned} \right\} \quad (3.18)$$

Підставивши T_x і M_t , в систему рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} -\frac{E\delta^3}{12R^3} \left(\frac{\partial^5 v}{\partial \varphi^5} + \frac{\partial^3 v}{\partial \varphi^3} \right) + T_i - P_1 R &= 0 \\ E\delta \int_{\varphi} \frac{\partial^3 v}{\partial x^3} R^2 d\varphi - \frac{\partial S}{\partial \varphi} - P_2 R &= 0 \\ \frac{\partial T_i}{\partial \varphi} + \frac{\partial S}{\partial x} R + \frac{E\delta^3}{12R^3} \left(\frac{\partial^4 v}{\partial \varphi^4} + \frac{\partial^2 v}{\partial \varphi^2} \right) + P_3 R &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (3.19)$$

Система інтегрально диференціальних рівнянь (3.19), що відображають умови рівноваги нескінченно малого елемента оболонки, отримана з урахуванням геометричних та фізичних співвідношень, тобто еквівалентна всім трьом групам рівнянь теорії оболонки з урахуванням гіпотез напівбезмоментної теорії. Система рівнянь повна – три рівняння із трьома невідомими.

Закони розподілу навантажень, що приходяться на центральну частину, такі, що їх можна представити подвійними тригонометричними рядами з коефіцієнтами P_{1mn} , P_{2mn} , P_{3mn} , що визначаються за формулами Фур'є

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=2}^{\infty} P_{1mn} \cos n\varphi \sin \lambda x \\ P_2 &= \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=2}^{\infty} P_{2mn} \cos n\varphi \cos \lambda x \\ P_3 &= \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=2}^{\infty} P_{3mn} \sin n\varphi \sin \lambda x \end{aligned} \right\} \quad (3.20)$$

де m і n – номери членів ряду (m – від одиниці до безмежності; n – від двох до безмежності);

$$\lambda = \frac{m\pi}{2L_y} \quad (3.21)$$

Вибране поєднання тригонометричних функцій у формулі (3.20) відбиває характер розподілу переміщень, зумовлений відповідним навантаженням.

Так, для прийнятої розрахункової схеми при $x=0$ і $x=2L$ не повинно бути переміщень w і v (контур циліндра на кінцевих діафрагмах не деформується), а

вздовж твірної циліндра оболонка може ковзати по діафрагмі, тобто $u \neq 0$. При навантаженні, симетричному щодо поздовжньої вертикальної площини симетрії, переміщення w та u симетричні, а v - кососиметрично.

За відліком n відображено характер розподілу та самоурівноваженість додаткових зусиль при деформаціях контуру.

Таким чином, переміщення v можна представити (опустимо межі сумування для спрощення запису) виразом:

$$v = \sum \sum v_{mn} \sin n\varphi \sin \lambda x, \quad (3.22)$$

і зусилля:

$$\left. \begin{aligned} S &= \sum \sum S_{mn} \sin n\varphi \cos \lambda x \\ T_t &= \sum \sum T_{mn} \cos n\varphi \sin \lambda x \end{aligned} \right\}, \quad (3.23)$$

Коефіцієнти v_{mn} , S_{mn} , T_{mn} невідомі. Представимо, що значення коефіцієнтів навантаження P_{1mn} , P_{2mn} , P_{3mn} отримані. Тоді використаємо принцип можливих переміщень, прийнявши останні у вигляді

$$\left. \begin{aligned} w &= 1 \cdot \cos n\varphi \sin \lambda x \\ v &= 1 \cdot \sin n\varphi \sin \lambda x \\ u &= 1 \cdot \cos n\varphi \cos \lambda x \end{aligned} \right\}, \quad (3.24)$$

Ці вирази неперервні в межах поверхні оболонки і відповідають заданим граничним умовам на кінцевих перерізах.

Підставимо ряди (3.22), (3.23) і (3.24) у рівняння рівноваги (3.21), перше з яких еквівалентно проекції внутрішніх і зовнішніх сил на напрям переміщення w , друге - проекції на переміщення u і третє - проекції на переміщення v . Підрахуємо роботу цих проекцій сил на відповідних можливих переміщеннях (3.24), і, як відомо, ця робота має дорівнювати нулю. Робота розраховується

інтегруванням на поверхні циліндричної частини, тобто в межах від $x=0$, до $x=2L_{ц}$ і від $\varphi=0$ до $\varphi=2\pi$, виразів виду

$$\left. \begin{aligned} & \int_0^{2L_{ц}} \int_0^{2\pi} \left(\cos n\varphi \sin \frac{m\pi x}{2L_{ц}} \right) \left(\cos k\varphi \sin \frac{i\pi x}{2L_{ц}} \right) dx d\varphi \\ & \int_0^{2L_{ц}} \int_0^{2\pi} \left(\sin n\varphi \sin \frac{m\pi x}{2L_{ц}} \right) \left(\sin k\varphi \sin \frac{i\pi x}{2L_{ц}} \right) dx d\varphi \\ & \int_0^{2L_{ц}} \int_0^{2\pi} \left(\cos n\varphi \cos \frac{m\pi x}{2L_{ц}} \right) \left(\cos k\varphi \cos \frac{i\pi x}{2L_{ц}} \right) dx d\varphi \end{aligned} \right\} \quad (3.25)$$

З урахуванням ортогональності тригонометричних функцій при $n=k$ і $m=i$ ці інтеграли рівні $L_{ц}\pi$, а при $n \neq k$ і $m \neq i$ – дорівнюють нулю.

В результаті розрахунку роботи система інтегрально-диференціальних рівнянь (3.25) буде приведена до систем алгебраїчних рівнянь відносно коефіцієнтів рядів v_{mn} , S_{mn} , T_{tmn}

$$\begin{vmatrix} -\frac{E\delta^3}{12R^3} n^3(n^2-1) & 0 & 1 \\ \frac{E\delta R^2 \lambda^3}{n} & -n & 0 \\ \frac{E\delta^3}{12R^3} n^2(n^2-1) & \lambda R & n \end{vmatrix} \times \begin{vmatrix} v_{mn} \\ S_{mn} \\ T_{tmn} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} P_{1mn} R \\ P_{2mn} R \\ P_{3mn} R \end{vmatrix} \quad (3.26)$$

З рівняння (3.26) знайдемо коефіцієнти v_{mn} , S_{mn} , T_{tmn} , а по формулі (3.24) самоврівноважені зусилля T_t і S , пов'язані з деформаціями контуру перерізів. Зусилля в потрібних точках знаходяться сумуванням рядів при заданих координатах x і φ цих точок.

Залежності (3.24) при відомих коефіцієнтах v_{mn} надають можливість визначити коефіцієнти нормального зусилля T_x і моменту M_t :

$$\left. \begin{aligned} T_{xmn} &= -\frac{E\delta R\lambda^2}{n} v_{mn} \\ M_{mn} &= \frac{E\delta^3}{12R^2} n(n^2-1)v_{mn} \end{aligned} \right\} \quad (3.27)$$

При цих коефіцієнтах будемо мати:

$$\left. \begin{aligned} T_x &= \sum \sum T_{xmn} \cos n\varphi \sin \lambda x \\ M_t &= \sum \sum M_{mn} \cos n\varphi \sin \lambda x \end{aligned} \right\} \quad (3.28)$$

Напруження:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x &= \sigma + \frac{T_x}{\delta} \\ \sigma_t &= \frac{T_t}{\delta} \pm \frac{6M_t}{\delta^2} \\ \tau_{xt} &= \frac{S}{\delta} \end{aligned} \right\} \quad (3.29)$$

де $\delta^2/6$ – момент опору елементарної полоси оболонки одиничної ширини.

Еквівалентні напруження, розраховані за критерієм формозміни

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_t + \sigma_t^2 + 3\tau_{xt}^2}, \quad (3.30)$$

Для забезпечення необхідної міцності потрібно виконання умови:

$$\sigma_e \leq [\sigma], \quad (3.31)$$

Тангенціальні навантаження при розрахунку не враховуються, при цьому $P_3=0$. Тиск розподіляється по закону:

$$q_1 = \gamma R(\cos \varphi - \cos \beta_0), \quad (3.32)$$

де γ – питома вага вантажу; β_0 – кут, що визначає положення вільної поверхні вантажу.

Цей тиск здійснює доволі слабкий вплив на внутрішні зусилля в оболонці (при прийнятих розмірах товщині її стінок). Для спрощення розрахунку обмежуються урахуванням дії опорних навантажень. При цьому доцільно обирати кутову ширину площин $\beta_2 - \beta_1$ що становить 4° , тобто спірання здійснюється на чотири площини шириною $R(\beta_2 - \beta_1)$ і довжиною $(b-a)$. Навантаження q зорієнтоване по радіусу.

Тоді згідно формул Фур'є матимемо:

$$P_{1mn} = \frac{4}{\pi^2 mn} q (\cos \lambda a - \cos \lambda b) (\sin n\beta_2 - \sin n\beta_1), \quad (3.33)$$

Для поздовжнього навантаження

$$P_{2mn} = \frac{4}{\pi^2 mn} r (\sin \lambda d - \sin \lambda c) (\sin n\beta_4 - \sin n\beta_3), \quad (3.34)$$

де r – інтенсивність поверхневого розподіленого поздовжнього навантаження.

За допомогою вищенаведеної методики були визначені, математичним шляхом, напруження в контрольних точках, на основі яких була настроєна адекватність розробленої комп'ютерної моделі.

З метою покращення показників техніко-економічних та експлуатаційних показників конструкції вагона-вуглевоза пропонується його удосконалення шляхом виконання модуля кузова з композитного матеріалу (рис. 3.29). Наприклад, композиту з титановою матрицею, який армують волокнами бора, борсика, карбїду кремнію, берилію, молібдена. Такий композит має високу

теплостійкість та значну межу міцності: в напрямку волокон вона складає 1100 – 1300 МПа, в поперечному напрямку – 650 МПа.

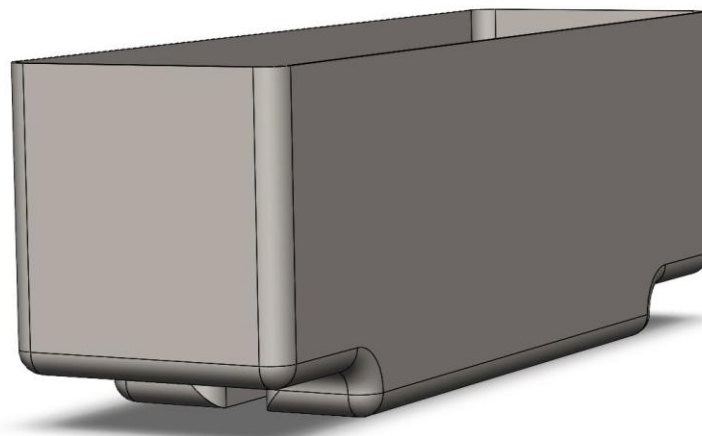


Рисунок 3.29 – Комп'ютерна просторова геометрична модель

Слід зазначити, що запропонована інновація є можливою для впровадження, як під час виготовлення нових конструкцій вагонів, а також їх модернізацій в умовах вагоноремонтних підприємств.

Для проведення міцнісних розрахункових досліджень несівної системи концептуально нового виконання модуля кузова вагона-вуглевоза із композитів, застосовано передовий програмно-обчислювальний комплекс. Який в своєму програмному забезпеченні спирається на класичний метод скінчених елементів. Просторова сітка генерувалася на твердому тілі з відображенням та урахуванням всіх елементів кривизни. При цьому використані застосовані тетраедри ізопараметричної форми, визначені оптимальні характеристики такої сітки становлять: простих елементів 911782, вузлових елементів – 1551011. Визначений максимальний розмір простого елементу сітки становить 40,0 мм, мінімально-визначений – 13,3 мм, мінімально-визначене співвідношення сторін – 10,33, сторін з співвідношенням менше трьох дорівнює – 100, і відповідно більше десяти – 0,00087. Мінімально-визначена кількість простих елементів в колі – 12, збільшення розмірів простих елементів – 1,8.

Закріплення (рис. 3.31) моделі здійснювалося за горизонтальні частини п'ятників, тобто в зонах обпирання на ходові частини. Матеріал конструкції – КОМПОЗИТ.



Рисунок 3.30 – Скінчено-елементна модель запропонованого концепту композитного модуля кузова вагона-вуглевоза

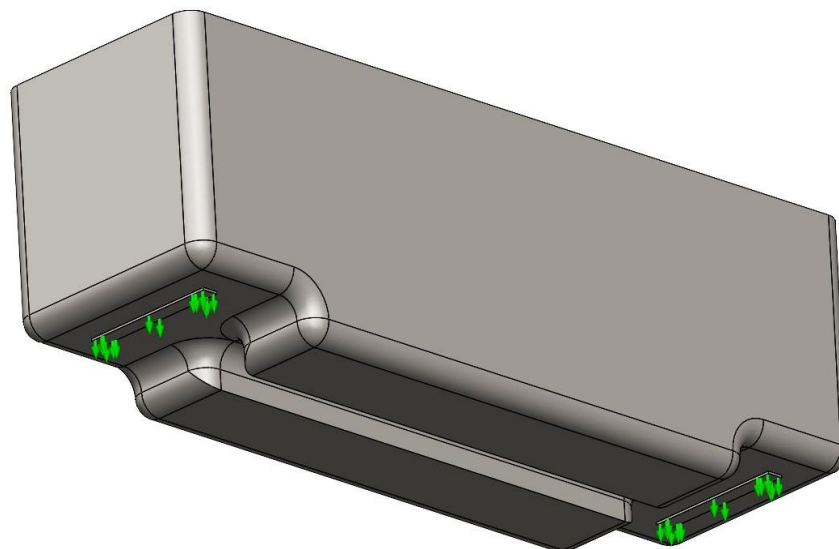


Рисунок 3.31 – Закріплення моделі запропонованого концепту композитного модуля кузова вагона-вуглевоза

Встановлено, що максимальні еквівалентні напруження виникають в зоні взаємодії модуля кузова з модулем екіпажної частини та складають близько 275

МПа. При цьому напруження в обшивці вагона-хопера складають близько 190 МПа, що на 15% нижче ніж у типовій конструкції.

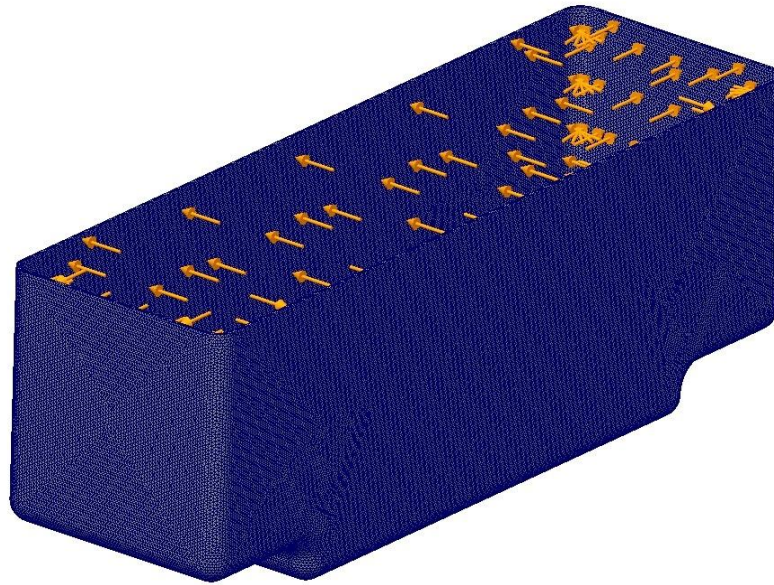


Рисунок 3.32 – Прикладення навантажень до моделі запропонованого концепту композитного модуля кузова вагона-вуглевоза

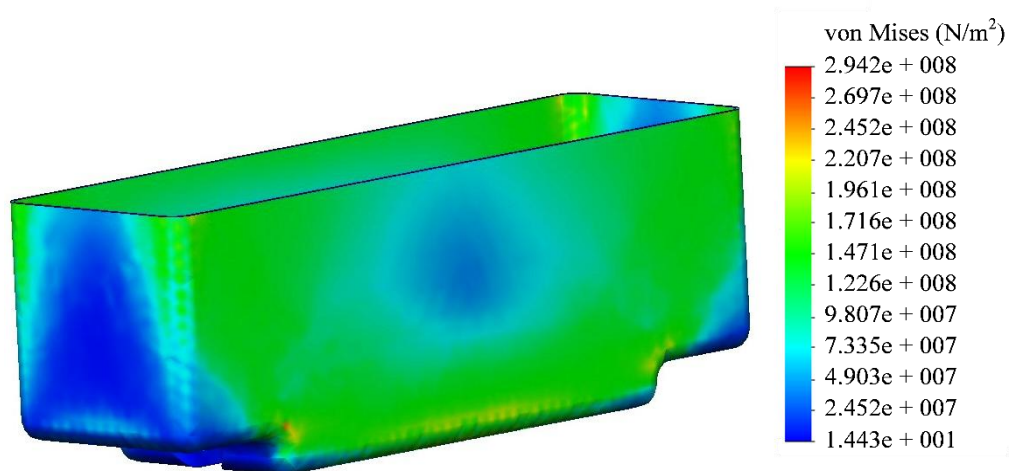


Рисунок 3.33 – Напружений стан моделі запропонованого концепту композитного модуля кузова вагона-вуглевоза

Отже, результати дослідження свідчать, що максимальні напруження виникають в консольних частинах модуля кузова. В середній частині вони слали близько 180 МПа.

Для визначення частот та форм власних коливань запропонованого концепту композитного модуля кузова вагона-вуглевоза проведено модальний аналіз.

Деякі власні форми коливань несучої конструкції вагона-хопера наведено на рис. 3.34.

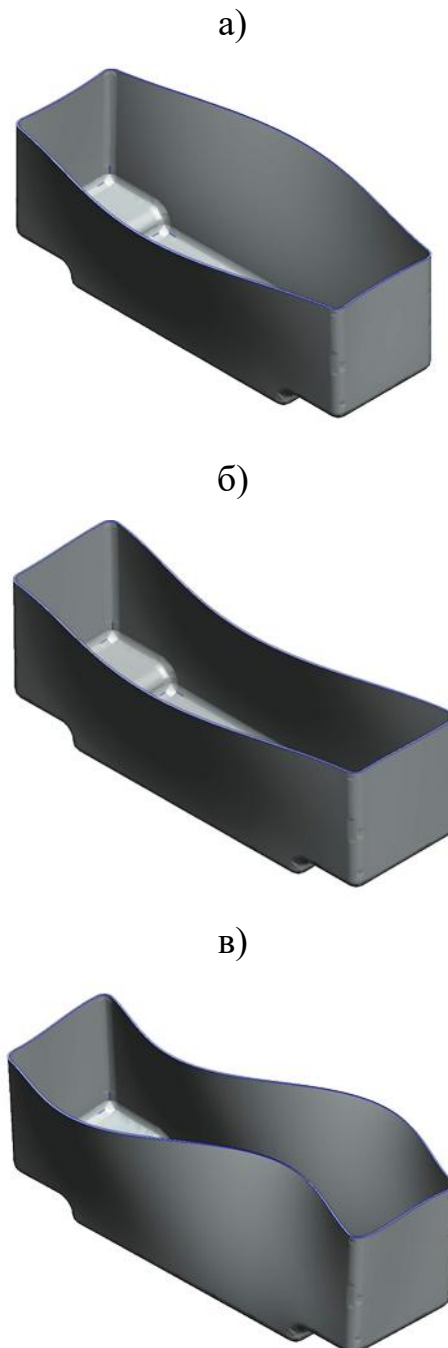


Рисунок 3.34 – Деякі форми коливань запропонованого концепту композитного модуля кузова вагона-вуглевоза (масштаб деформацій 20:1): перша мода – а; друга мода – б; третя мода – в.

При виконанні розрахункових досліджень встановлено, що визначене значення першої власної частоти становить 10,6 Гц, і є не нижчим за нормоване допустиме значення – 8 Гц. І саме тому можна стверджувати, що безпечний режим руху вагона гарантується.

На наступному етапі проведення науково-практичної роботи проводилось визначення опору втоми запропонованого концепту композитного модуля кузова вагона-вуглевоза. Такі дослідження проводились з визначенням та аналізом коефіцієнта запасу опору втоми n , який визначається за формулою:

$$m = \frac{\lambda_{-1D}}{\lambda_{a,e}} \geq [m], \quad (3.35)$$

$\lambda_{a,e}$ – отримане розрахунком числове значення амплітуди динамічного напруження умовного симетричного циклу, яке приходить до базового N_0 , що еквівалентне за руйнуванням значенню амплітуд з урахуванням емпірично визначених напружень продовж життєвого циклу, МПа;

$[m]$ – максимально допустиме значення коефіцієнту запасу опору втоми.

При розрахунках на втому $\sigma_{a,e}$, визначення еквівалентної зведеної амплітуди динамічних напружень у разі перервної функції розподілу амплітуд напруження проводиться за формулою:

$$\lambda_{a,e} = \sqrt[m]{\frac{N_c}{N_0} \sum_{i=1}^k P_{vi} f_{\sigma} \sum_{i=1}^k \lambda_{ai}^m P_i} \quad (3.36)$$

де N_c – визначена за розрахунковий життєвий цикл сумарна кількість циклів динамічних напружень;

$P_{\sigma i}$ та P_{vi} – ймовірності появи напружень з рівнем σ_i в даному інтервалі швидкостей та частка часу, яка визначається при експлуатації конструкції вагона зі швидкістю v_i ;

λ_{ai} – рівень (розряд) амплітуди напружень, МПа;

$k_{\sigma i}$ та $k_{v i}$ – кількість розрядів дискретизації з урахуванням амплітуд напружень та діапазону швидкостей руху.

Визначені при розрахунках результати засвідчили, що при ймовірності появи напружень з рівнем σ_i , що складає 0,95 значення $\sigma_{a,e} = 47,7$ МПа. І відповідно коефіцієнт запасу опору втомі становить 4,5. З урахуванням відсутності експериментально-визначених показників можна вважати, що допустиме значення коефіцієнту запасу опору втомі дорівнює 2,2. Виходячи з наведеного, можна стверджувати що задана умова виконується, а втомна міцність композитного модуля кузова вагона-вуглевоза забезпечується.

В розділі представлені результати вирішення науково-прикладного завдання зі створення у комп'ютерному середовищі та дослідженні моделі запропонованого композитного модуля кузова вагона-вуглевоза.

Створена скінчена елементна модель модуля кузова є адекватною, кількість елементів сітки склала 911782, вузлів – 1551011. Максимальний розмір елемента сітки дорівнює 40,0 мм, мінімальний – 13,3 мм.

В результаті аналізу напружено-деформованого стану запропонованого конструктиву композитного модуля кузова вагона-вуглевоза з'ясовано, що максимальні напруження при вирішальному розрахунковому режимі, становлять 190 МПа, і не перевищують допустимі значення. Що свідчить про працездатність запропонованого інноваційного концепту.

Результати аналізу втомної міцності композитного модуля кузова вагона-вуглевоза засвідчили його працездатність та ефективне сприйняття відповідних навантажень на задовільний строк експлуатації. Запропонована інновація є можливою для впровадження, як під час виготовлення нових конструкцій вагонів, а також їх модернізацій в умовах вагоноремонтних підприємств.

3.5 Обґрунтування доцільності застосування композиційних складових в довгобазному вагоні-платформі

Метою розділу є обґрунтування доцільності застосування композиційних складових в довгобазному вагоні-платформі. Це сприятиме зменшенню витрат на утримання засобів комбінованого транспорту, а також підвищенню ефективності їх функціонування. Для досягнення поставленої мети сформовані такі завдання:

- визначити динамічну навантаженість несучої конструкції вагона-платформи з урахуванням нової схеми взаємодії з контейнерами;
- визначити міцність надбудови для розміщення фітингових упорів контейнерів;
- визначити динамічну навантаженість удосконаленої конструкції вагона-платформи при русі у порожньому стані.

Для визначення динамічної навантаженості вагона-платформи з урахуванням нової схеми взаємодії з контейнерами сформовано математичну модель його переміщень у вертикальній площині. Тобто модель враховує коливання підскакування вагона-платформи. При цьому враховано, що вагон-платформа завантажений чотирма контейнерами типорозміру 1СС. При підскакуванні вагона-платформи контейнери, розміщені на ньому, переміщуються у вертикальній площині та мають однакову ступінь вільності. Колія при цьому має пружно-в'язкі властивості. Реакції колії пропорційні як її деформації так і швидкостям цієї деформації. Розв'язок математичної моделі здійснений за методом Рунге-Кутта в програмному комплексі MathCad. При цьому стартові умови прийняті рівними нулю.

Для визначення міцності надбудов для розміщення фітингових упорів контейнерів проведено розрахунок. При цьому застосовано метод скінчених елементів, реалізований в програмному комплексі SolidWorks Simulation (Франція). В якості розрахункового використаний критерій максимальних

нормальних напружень. Матеріал надбудов – композит, який має межу міцності в напрямку волокон – 1100–1300 МПа, поперек волокон – 650 МПа.

При складанні скінчено-елементної моделі використані ізопараметричні тетраедри. Кількість вузлів моделі склала 9564, елементів – 19124. Розмір елементів склав 8,15 мм.

Для визначення основних показників динаміки вагона-платформи з урахуванням запропонованого удосконалення використано математичну модель наведену раніше. Модель враховує рух вагона у порожньому стані стиковою нерівністю, а колія при цьому розглядається як пружно-в'язка. Враховано, що вагон-платформа складається з трьох вузлів – несуча конструкція та два візки моделі 18-100. Дослідження проведені у вертикальній площині. Розрахунок здійснений за методом Рунге-Кутта. Стартові умови враховані рівними нулю.

Одним з найбільш перспективних типів вагонів-платформ для перевезення контейнерів на залізницях широкої колії є довгобазний вагон-платформа моделі 13-7024 (рис. 3.35).



Рисунок 3.35 – Вагон-платформа моделі 13-7024

Внаслідок змінної висоти профілю виконання повздовжніх балок рами розміщення фітингових упорів здійснюється на спеціальних надбудовах (рис. 3.36).

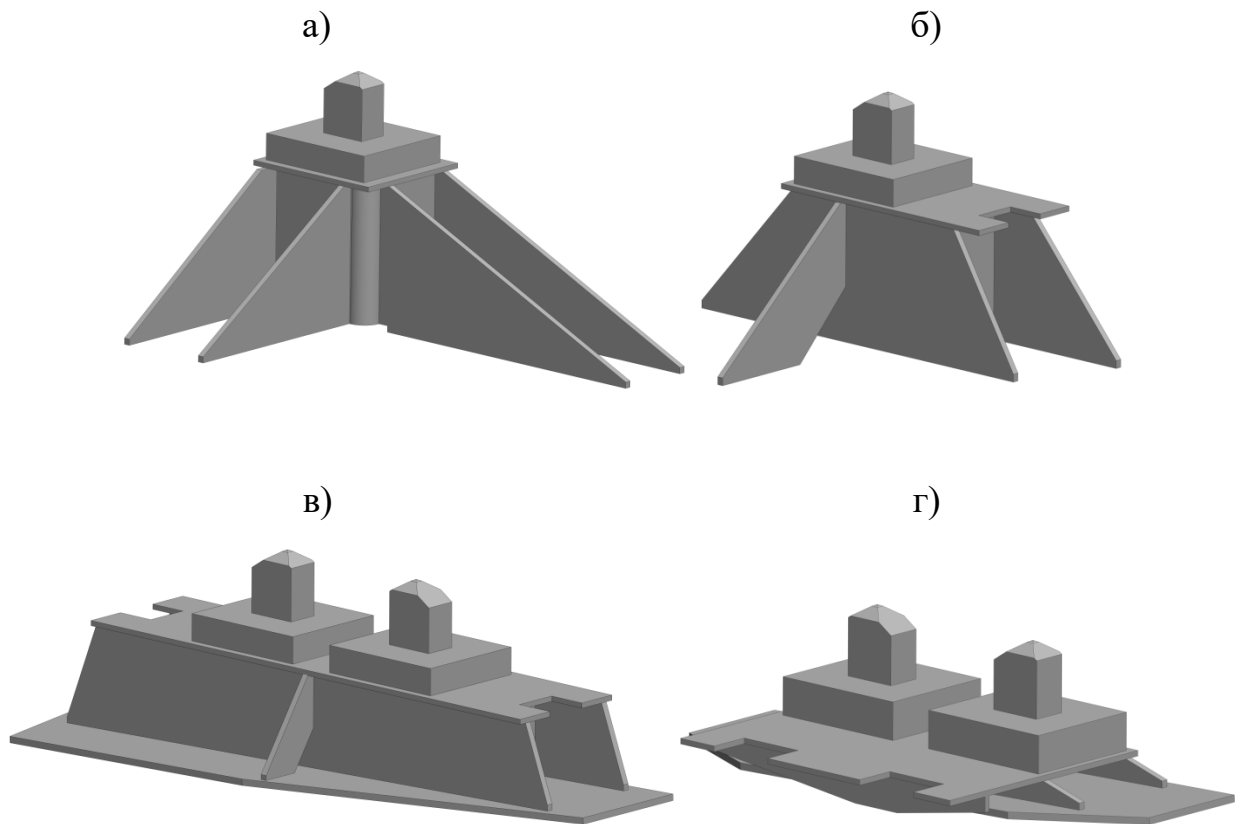


Рисунок 3.36 – Надбудови для розміщення фітингових упорів на вагоні-платформі

а) кутова; б) друга з боку консолі; в) третя з боку консолі; г) центральна

Для зменшення динамічної навантаженості несучої конструкції вагона-платформи, а як наслідок і контейнерів, розміщених на ньому пропонується використання удосконаленої конструкції надбудов (рис. 3.37). Особливістю удосконалення є те, що в середині надбудови 1 розміщується стакан 2 в якому встановлена пружина 3.36. При коливаннях підскакування в випадку коли вертикальне динамічне навантаження P_v перевищує жорсткість пружини C плита фітингового упору 3 переміщується відносно стакана 2. При цьому відбувається зменшення динамічної навантаженості контейнера за рахунок сил тертя $P_{тр}$, які виникають між стаканом 2 та фітинговою плитою 3.

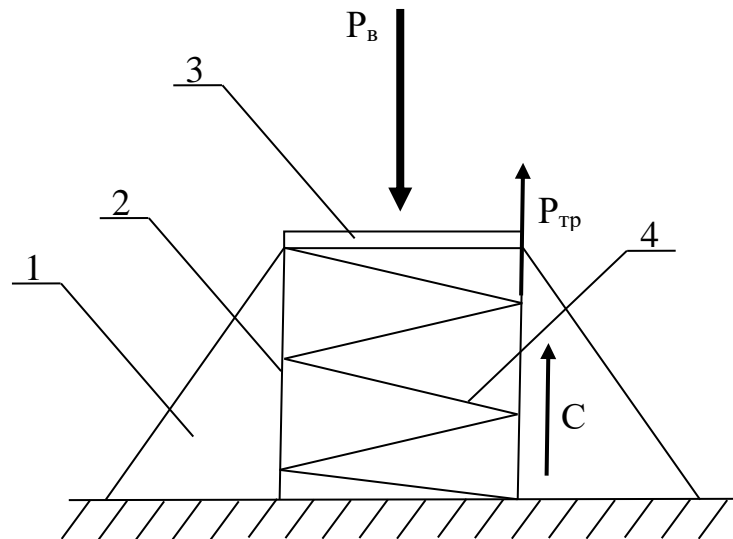


Рисунок 3.37 – Розрахункова схема надбудови для розміщення фітингових упорів

Для обґрунтування запропонованого рішення сформовано математичну модель динамічної навантаженості вагона-платформи, завантаженого контейнерами. Розрахункова схема вагона-платформи наведена на рис. 3.38.

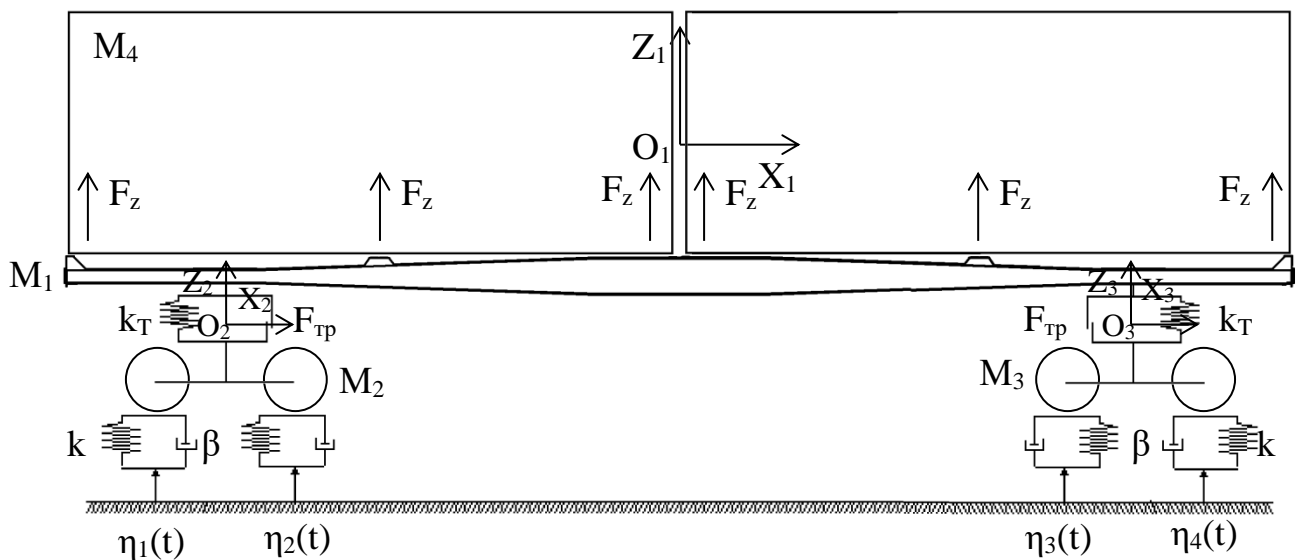


Рисунок 3.38 – Розрахункова схема вагона-платформи

Система диференціальних рівнянь руху має вигляд:

$$\begin{cases} M_1 \cdot \ddot{q}_1 + C_{1,1} \cdot \dot{q}_1 + C_{1,2} \cdot \dot{q}_2 + C_{1,3} \cdot \dot{q}_3 = -F_{TP} \cdot (\text{sign}(\dot{\delta}_1) + \text{sign}(\dot{\delta}_2)) - F_z, \\ M_2 \cdot \ddot{q}_2 + C_{2,1} \cdot \dot{q}_1 + C_{2,2} \cdot \dot{q}_2 + B_{2,2} \cdot \dot{q}_2 = F_{TP} \cdot \text{sign}(\dot{\delta}_1) + k(\eta_1 + \eta_2) + \beta(\dot{\eta}_1 + \dot{\eta}_2), \\ M_3 \cdot \ddot{q}_3 + C_{3,1} \cdot \dot{q}_1 + C_{3,3} \cdot \dot{q}_3 + B_{3,3} \cdot \dot{q}_3 = F_{TP} \cdot \text{sign}(\dot{\delta}_2) + k(\eta_3 + \eta_4) + \beta(\dot{\eta}_3 + \dot{\eta}_4), \\ M_4 \cdot \ddot{q}_4 = F_z - M_4 \cdot g - F_{TP}^k \cdot (\text{sign}(\dot{q}_1) + \text{sign}(\dot{q}_4)), \end{cases} \quad (3.37)$$

$$F_z = -k'_k (y_1 - y_4), \quad (3.38)$$

де M_1 – маса несучої конструкції вагона-платформи; M_2, M_3 – маса, відповідно, першого та другого візка; M_4 – маса контейнера; C_{ij} – характеристики пружності елементів коливальної системи, які визначаються значеннями коефіцієнтів жорсткості пружин k_T ; B_{ij} – функція розсіювання; a – половина бази візка; k – жорсткість колії; β – коефіцієнт демпфірування; F_{TP} – сила тертя у ресорному комплекті візка; δ_i – деформації пружних елементів ресорного підвішування; $\eta_i(t)$ – нерівність колії; F_{TP}^k – сила тертя, яка виникає між фітинговою плитою та стаканом.

В рівняннях руху (3.37) – (3.40) прийнято:

$Z_1 \sim q_1$ – координата, що характеризує поступальні переміщення несучої конструкції вагона-платформи відносно вертикальної осі;

$Z_2 \sim q_2$ – координата, що характеризує поступальні переміщення першого візка відносно вертикальної осі;

$Z_3 \sim q_3$ – координата, що характеризує поступальні переміщення другого візка відносно вертикальної осі;

$Z_4 \sim q_4$ – координата, що характеризує поступальні переміщення контейнера відносно вертикальної осі.

Вхідними параметрами моделі є технічні характеристики несучої конструкції вагона-платформи, ресорного підвішування, контейнерів, а також збурюючої дії (таблиця 3.1).

Таблиця 3.1 – Вхідні параметри, які враховано при моделюванні динамічної навантаженості вагона-платформи

Назва параметру	Чисельне значення
Маса несучої конструкції вагона-платформи, т	10,4
Маса контейнера, т	24
Маса візка, т	4,3
Жорсткість ресорного підвішування, кН/м	8000
Коефіцієнт відносного тертя	0,1
Жорсткість колії, кН/м	100000
Коефіцієнт демпфірування	200
Жорсткість пружних елементів в надбудові, кН/м	2000

При розв'язку математичної моделі (3.39) відбувалося її зведення до нормальної форми Коші, а після цього інтегрування за методом Рунге-Кутта.

$$F(t, y) = \begin{bmatrix} y_2 \\ y_4 \\ y_6 \\ \frac{-F_{TP} \cdot (\text{sign}(\dot{\delta}_1) + \text{sign}(\dot{\delta}_2)) - F_z - C_{1,1} \cdot y_1 - C_{1,2} \cdot y_3 - C_{1,3} \cdot y_5}{M_1} \\ \frac{F_{TP} \cdot \text{sign}(\dot{\delta}_1) + k(\eta_1 + \eta_2) + \beta(\dot{\eta}_1 + \dot{\eta}_2) - C_{2,1} \cdot y_1 - C_{2,2} \cdot y_3 - B_{2,2} \cdot y_4}{M_2} \\ \frac{F_{TP} \cdot \text{sign}(\dot{\delta}_2) + k(\eta_3 + \eta_4) + \beta(\dot{\eta}_3 + \dot{\eta}_4) - C_{3,1} \cdot y_1 - C_{3,3} \cdot y_3 - B_{3,3} \cdot y_6}{M_3} \\ \frac{F_z - M_4 \cdot g - F_{TP}^K \cdot (\text{sign}(y_2) + \text{sign}(y_6))}{M_4} \end{bmatrix}, \quad (3.39)$$

$$Z = \text{rkfixed}(Y0, tn, tk, n, F).$$

При цьому $y_1 = q_1$, $y_3 = q_3$, $y_5 = q_5$, $y_2 = \dot{y}_1$, $y_4 = \dot{y}_3$, $y_6 = \dot{y}_5$.

Отримані результати розрахунку наведені на рис. 3.39, 3.40.

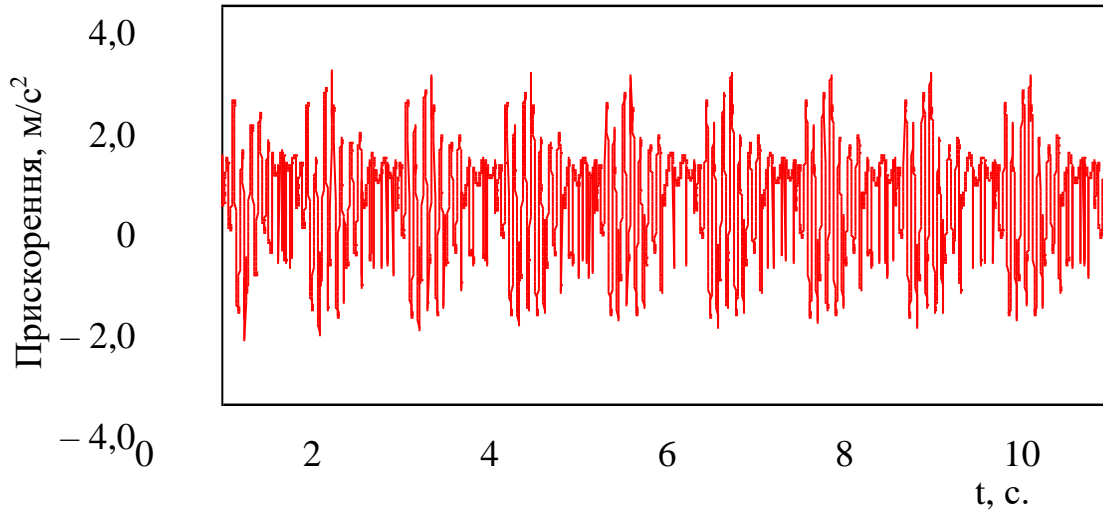


Рисунок 3.39 – Прискорення несучої конструкції вагона-платформи

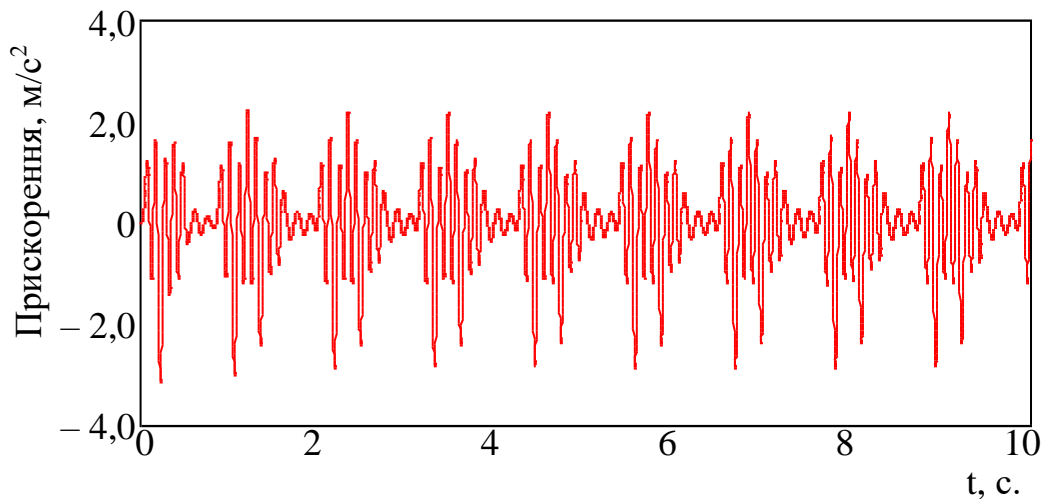


Рисунок 3.40 – Прискорення контейнера, розміщеного на вагоні-платформі

Отже, максимальне прискорення, яке діє на вагон-платформу склало $2,67 m/s^2$, а на контейнер – $3,15 m/s^2$. Отримані величини прискорень, відповідно, на 5,3% та 6,2% нижче за ті, що діють на вагон-платформу та контейнер з урахуванням типової схеми їх взаємодії.

Для визначення міцності надбудови для розміщення фітингового упору побудовано просторову модель її конструкції. Розрахунок здійснений на прикладі кутової надбудови (рис. 3.41).

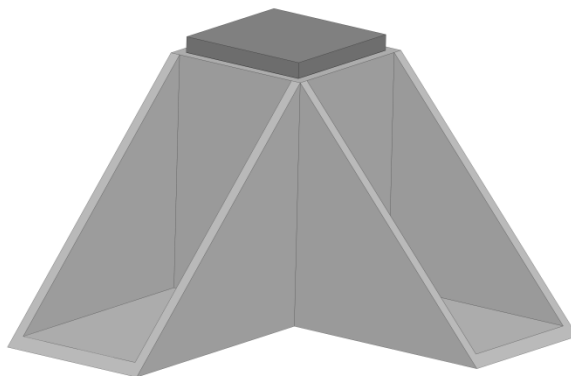


Рисунок 3.41 – Просторова модель надбудови для розміщення фітингового упору

При складанні розрахункової схеми враховано, що на фітингову плиту діє вертикальне навантаження P_v , яке враховує прискорення, отримане шляхом розв'язку математичної моделі (1). Також модель враховує сили тертя $P_{тр}$ між вертикальними частинами стакану та плити (рис. 3.42).

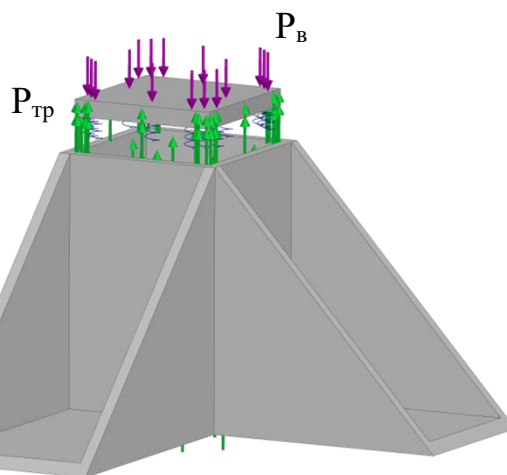


Рисунок 3.42 – Розрахункова схема надбудови для розміщення фітингового упору

Між горизонтальною частиною фітингової плити та дном стакану встановлювалися пружні зв'язки з жорсткістю 2000 кН/м. Закріплення моделі

здійснювалося в зонах її обпирання на раму вагона-платформи. Матеріал конструкції – композит, який має ортотропні властивості. Розрахунок надбудови здійснений з урахуванням того, що вона складається з тонкостінних оболонки.

Результати розрахунку наведені на рис. 3.43.

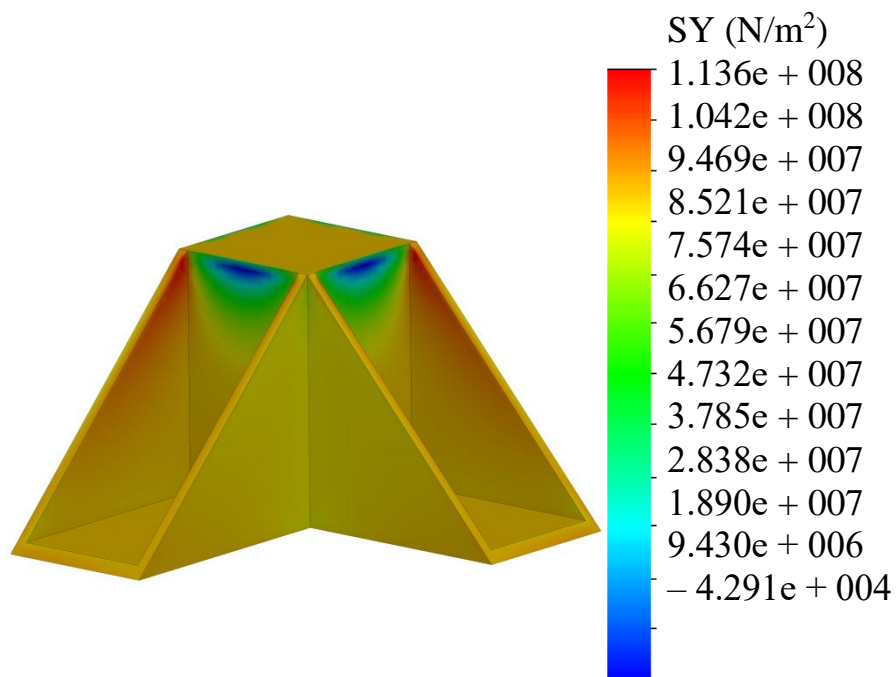


Рисунок 3.43 – Напружений стан надбудови для розміщення фітингового упору

При цьому максимальні напруження виникають у похилих частинах надбудови і складають 113,6 МПа, що значно нижче за допустимі значення.

Необхідно сказати, що удосконалення конструкції надбудов та використання у якості матеріалу їх виготовлення композиту сприяє зменшенню тари вагона-платформи на 2,5% у порівнянні з типовою конструкцією. Тому проведено моделювання динамічної навантаженості несучої конструкції вагона-платформи. Розрахункова схема вагона-платформи наведена на рис. 3.44.

Позначення, наведені на розрахунковій схемі ідентичні до тих, що зазначені раніше. Вхідні параметри, які враховано при моделюванні динамічної навантаженості вагона-платформи наведено в таблиці 3.2.

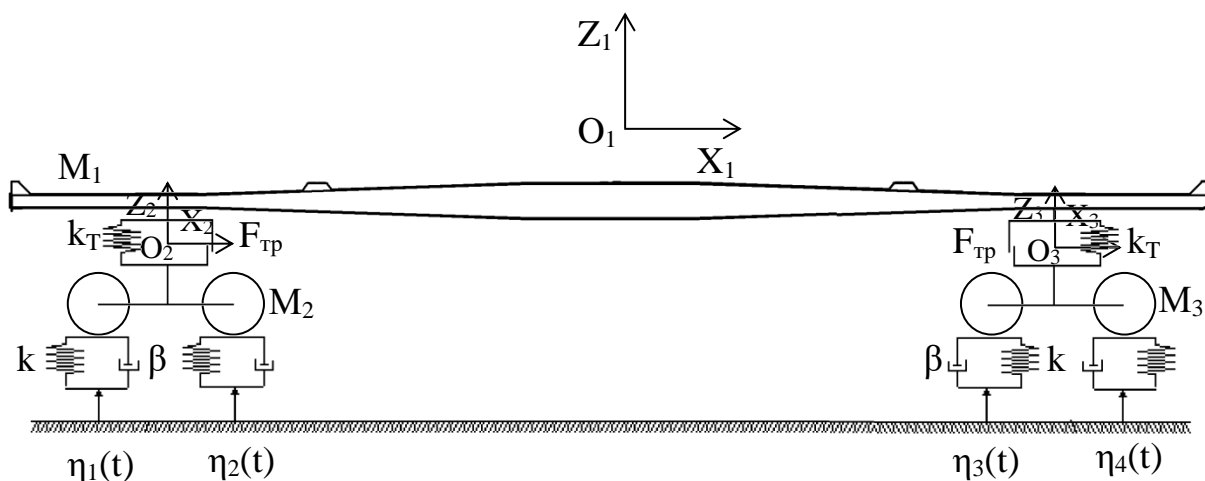


Рисунок 3.44 – Розрахункова схема вагона-платформи

Таблиця 3.2 – Вхідні параметри, які враховано при моделюванні динамічної навантаженості вагона-платформи

Назва параметру	Чисельне значення
Маса, т	10,4
Момент інерції, т · м ²	644,1
Половина бази вагона-платформи, м	7,36
Маса візка, т	4,3
Момент інерції візка, т · м ²	3,0
Половина бази візка, м	0,9
Жорсткість ресорного підвішування, кН/м	8000
Коефіцієнт відносного тертя	0,1
Жорсткість колії, кН/м	100000
Коефіцієнт демпфірування	200
Амплітуда нерівності, м	0,01
Довжина нерівності, м	3,0
Відстань між нерівностями, м	25,0
Швидкість руху, км/год.	80,0

Результати розрахунків наведено на рис. 3.45 – 3.47.

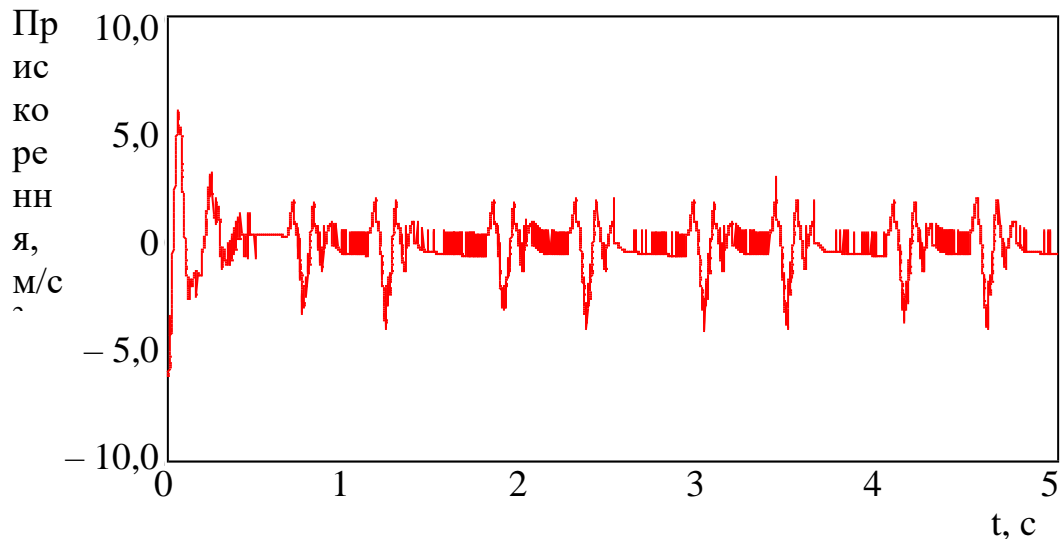


Рисунок 3.45 – Прискорення, які діють в центрі мас несучої конструкції вагона-платформи

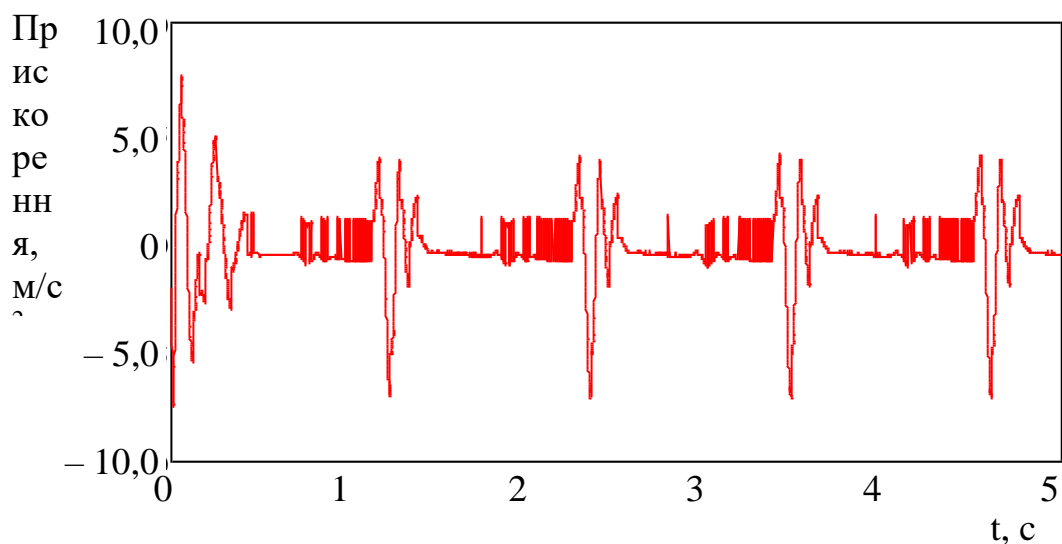


Рисунок 3.46 – Прискорення, які діють в зонах спирання несучої конструкції вагона-платформи на візки

Результати проведених розрахунків дозволили встановити, що визначені показники динаміки знаходяться в межах допустимих, а хід руху вагона-платформи є “добрим”. При цьому максимальне прискорення в центрі мас несучої конструкції вагона-платформи склало $5,9 \text{ м/с}^2$. Прискорення в зонах спирання несучої конструкції вагона-платформи на візки дорівнює $7,4 \text{ м/с}^2$. Коефіцієнт вертикальної динаміки склав $0,75$.

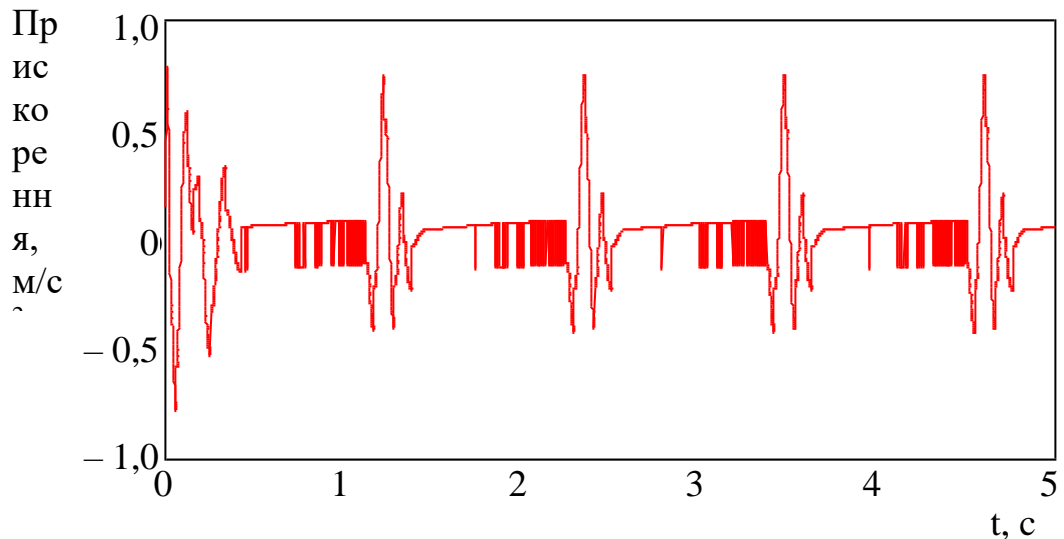


Рисунок 3.47 – Коефіцієнт вертикальної динаміки

Також в рамках дослідження здійснено розрахунок коефіцієнту опору втоми несучої конструкції вагона-платформи.

Розрахунок опору втоми здійснений з урахуванням коефіцієнта запасу n за формулою 3.10.

Еквівалентну зведену амплітуду динамічних напружень для розрахунку на втому $\sigma_{a,e}$ у разі перервної функції розподілу амплітуд напруження визначають:

$$\sigma_{a,e} = \sqrt[m]{\frac{N_c}{N_0} \sum_{i=1}^k P_{v_i} f_{\sigma} \sum_{i=1}^k \sigma_{a_i}^m P_i} \quad (5)$$

де N_c – сумарна кількість циклів динамічних напружень за розрахунковий термін служби; p_{σ_i} та p_{v_i} – відповідно ймовірність появи напружень з рівнем σ_i в даному інтервалі швидкостей та частка часу, що приходить на експлуатацію вагона зі швидкістю v_i ; σ_{a_i} – рівень (розряд) амплітуди напружень, МПа; k_{σ_i} та k_{v_i} – число розрядів дискретизації відповідно амплітуд напружень та діапазону швидкостей руху.

Результати розрахунку показали, що при ймовірність появи напружень з рівнем σ_i , що складає 0,95 значення $\sigma_{a,c} = 51,3$ МПа. Звідси коефіцієнт запасу опору втомі дорівнює 4,6. При цьому у зв'язку з відсутністю експериментальних даних допустиме значення коефіцієнту запасу опору втомі прийнято рівним 2,2. Отже умова (4) виконується та втомна міцність несучої конструкції вагона-платформи забезпечується. Важливо сказати, що з урахуванням запропонованої схеми взаємодії контейнера з вагоном-платформною стає можливим збільшити коефіцієнт опору втомі несучої конструкції вагона-платформи на 8% у порівнянні з типовою схемою.

Для зменшення динамічної навантаженості вагона-платформи запропоновано використання удосконаленої конструкції надбудов для розміщення контейнерів. При цьому надбудови створені із композитного матеріалу, а їх конструкція забезпечує зменшення динамічних навантажень між контейнерами та вагоном-платформною за рахунок пружно-фрикційних зв'язків.

Для обґрунтування запропонованого рішення проведено математичне моделювання динамічної навантаженості вагона-платформи. Дослідження проведені у вертикальній площині. Максимальне прискорення, яке діє на вагон-платформу склало $2,67 \text{ м/с}^2$, а на контейнер – $3,15 \text{ м/с}^2$. Отримані величини прискорень, відповідно, на 5,3% та 6,2% нижче за ті, що діють на вагон-платформу та контейнер з урахуванням типової схеми їх взаємодії.

Важливо зазначити, що обмеженням математичної моделі є те, що вона не враховує кутові переміщення вагона-платформи з контейнерами у вертикальній площині.

Для визначення міцності надбудов для розміщення контейнерів проведено розрахунок на міцність. Встановлено, що максимальні напруження виникають у похилих частинах надбудови і складають 113,6 МПа, що значно нижче за допустимі. Обмеженням розрахункової моделі є те, що при проведенні розрахунків до уваги не приймалися зварювальні шви між складовими конструкції надбудови.

Необхідно сказати, що удосконалення конструкції надбудов та

використання у якості матеріалу їх виготовлення композиту сприяє зменшенню тари вагона-платформи на 2,5% у порівнянні з типовою конструкцією. Тому в рамках дослідження проведено визначення динамічної навантаженості несучої конструкції вагона-платформи при русі у порожньому стані. Результати проведених розрахунків дозволили встановити, що визначені показники динаміки знаходяться в межах допустимих, а хід руху вагона-платформи є “добрим”.

Здійснено розрахунок коефіцієнту опору втоми несучої конструкції вагона-платформи з урахуванням нової схеми взаємодії з контейнерами. Результати розрахунку показали, що коефіцієнт запасу опору втоми дорівнює 4,6. Тобто опір втоми несучої конструкції вагона-платформи забезпечується. Важливо сказати, що з урахуванням запропонованої схеми взаємодії контейнера з вагоном-платформою стає можливим збільшити коефіцієнт опору втоми несучої конструкції вагона-платформи на 8% у порівнянні з типовою схемою.

Перевагою даного дослідження у порівнянні з існуючими є те, що авторами проведено обґрунтування доцільності застосування композиційних складових в довгобазному вагоні-платформі з урахуванням можливості зменшення його навантаженості, а також контейнерів, розміщених на ньому.

Проведені дослідження сприятимуть зменшенню витрат на утримання засобів комбінованого транспорту, а також підвищенню ефективності їх функціонування.

Визначено динамічну навантаженість несучої конструкції вагона-платформи з урахуванням нової схеми взаємодії з контейнерами. Максимальне прискорення, яке діє на вагон-платформу склало $2,67 \text{ м/с}^2$, а на контейнер – $3,15 \text{ м/с}^2$. Отримані величини прискорень, відповідно, на 5,3% та 6,2% нижче за ті, що діють на вагон-платформу та контейнер з урахуванням типової схеми їх взаємодії.

Визначено міцність надбудови для розміщення фітінгових упорів контейнерів. В якості розрахункового використаний метод максимальних нормальних напружень. При цьому максимальні напруження виникають у

похилих частинах надбудови і складають 113,6 МПа, що значно нижче за допустимі.

Визначено динамічну навантаженість удосконаленої конструкції вагона-платформи при русі у порожньому стані. Результати проведених розрахунків дозволили встановити, що визначені показники динаміки знаходяться в межах допустимих, а хід руху вагона-платформи є “добрим”. При цьому максимальне прискорення в центрі мас несучої конструкції вагона-платформи склало $5,9 \text{ м/с}^2$. Прискорення в зонах спирання несучої конструкції вагона-платформи на візки дорівнює $7,4 \text{ м/с}^2$. Коефіцієнт вертикальної динаміки склав 0,75.

Встановлено, що з урахуванням запропонованої схеми взаємодії контейнера з вагоном-платформною стає можливим збільшити коефіцієнт опору втоми несучої конструкції вагона-платформи на 8% у порівнянні з типовою схемою.

ВИСНОВКИ

1. Створення концептуальних рішень з виготовлення складових несівних систем вантажних вагонів з композитів (мікроструктури на основі композиційних матеріалів, зокрема: вуглепластиків, склопластиків, металеві оболонкові (пустотілі та шарові) виконання ті інш.) дозволить вітчизняним конструкціям вантажних вагонів досягти техніко-економічних показників рівня нового покоління та тим самим істотно поліпшити рентабельність та конкурентоздатність залізничних вантажних перевезень, зменшити ресурсовитрати та підвищити безпеку руху. Що в свою чергу дозволить суттєво поліпшити економічну ефективність перевезення вітчизняними залізницями вантажів як на внутрішньому ринку так і при міждержавному транзиті. А також дозволить вітчизняним чисельним вагонобудівникам гідно конкурувати на відповідному світовому ринку.

2. Проведені дослідження сприятимуть підвищенню ефективності використання залізничного транспорту, перевізного процесу через міжнародні транспортні коридори, а також створенню напрацювань щодо проектування інноваційних мультифункціональних конструкцій вагонів.

3. Запропоновано заходи щодо удосконалення конструкцій вантажних вагонів шляхом виготовлення їх з композитних матеріалів. При цьому максимальні напруження зафіксовані в зонах взаємодії хребтової балки зі шворневими, однак ці напруження не перевищують допустимих.

а. Досліджено деформування просторово-армованого волокнистого матеріалу. Такий матеріал розглядається як багатокомпонентний матеріал з випадковим розташуванням волокон. Визначення ефективних термопружних властивостей та напружено-деформівного стану матеріалу базується на стохастичних диференціальних рівняннях теорії пружності. Для розв'язання задачі використовується метод умовних моментів. Для випадку волокон, розташованих в площині x_1x_2 уздовж сторін квадрата та його діагоналей визначені ефективні термопружні властивості матеріалу та встановлені закони зв'язку між

макронапруженнями і макродеформаціями в матеріалі та залежності середніх деформацій і напружень в матриці матеріалу від макродеформацій або макронапружень, а також залежності характеристик матеріалу від концентрації волокон. Досліджені термопружні характеристики матеріалу та його міцність.

4. Запропоновано заходи щодо ситуаційної адаптації вагона-платформи до перевезень сталі в рулонах, лісу в хлистах, а також технологічної щепи. Наведені результати розрахунку на міцність несучих конструкцій вагонів з урахуванням запропонованих заходів. При цьому максимальні напруження зафіксовані в зонах взаємодії хребтової балки зі шворневими, однак ці напруження не перевищують допустимих.

5. Запропоновано модернізацію несучої конструкції вагона-платформи для перевезення лісу у хлистах шляхом монтажу вертикальних стійок із композиту на основні повздовжні балки рами. З урахуванням запропонованих рішень стає можливим зменшити тару модернізованої конструкції вагона-платформи на 4,6% у порівнянні з використанням сталевих стійок.

а. Запропоновано заходи щодо адаптації вагона-платформи до перевезень наливних вантажів шляхом встановлення на нього модуля котла. Спирання котла на раму вагона-платформи здійснюється через дерев'яні бруски, встановлені на металевих опорах. В якості матеріалу виготовлення котла пропонується використання композитів. Це дозволить зменшити загальну тару вагона на 3,7%.

б. Запропоновано заходи щодо удосконалення даху критого вагона шляхом використання композитної обшивки та прямокутних труб у якості складових каркасу. Таке рішення дозволяє зменшити масу даху на 4% у порівнянні з типовою конструкцією.

7. Проведено визначення міцності несучої конструкції напіввагона зі зйомним дахом із композиту. Проведені розрахунки показали, що міцність даху при всіх розглянутих розрахункових схемах забезпечується.

8. Запропоновано заходи щодо удосконалення конструкції кришки люка напіввагона. При цьому пропонується виготовлення листа із полімерного

композиційного матеріалу, а обв'язування – із П-подібного профілю, перекритого листом. Момент опору перерізу удосконаленої конструкції обв'язування відносно поперечної осі збільшується на 17,5% у порівнянні з типовим перерізом. Удосконалена конструкція кришки люка має масу на 12% нижче за типову конструкцію.

9. Проведено математичне моделювання динамічної навантаженості несучої конструкції вагона-хопера з дахом із композиту. Визначено уточнені величини прискорень, як складові динамічного навантаження, що діють на нього в експлуатації, а також коефіцієнт вертикальної динаміки. Визначено основні показники міцності даху із композиту при основних експлуатаційних режимах навантаження, отримані значення не перевищують допустимі.

10. Запропоновано удосконалену конструкцію контейнера-цистерни з композитним котлом. З метою зменшення матеріалоемності каркасу контейнера-цистерни запропоновано використання у якості його складових труб круглого перерізу. Встановлено, що удосконалена конструкція каркасу контейнера-цистерни буде на 349 кг легшою за прототип.

11. Запропоновано заходи щодо удосконалення несучої конструкції вагона-хопера. Для покращення показників міцності несучої конструкції вагона-хопера пропонується використання обшивки з композитного матеріалу. Це також сприяє зменшенню тари вагона на 5% у порівнянні з прототипом. Проведено визначення динамічної навантаженості удосконаленої конструкції вагона-хопера. Результати розрахунків показали, що визначені показники динаміки не перевищують допустимих значень.

12. Створений концепт кузова вагона-вуглевоза може бути використаний як основа для створення композитних модулів кузова і інших вагонів, які будуть орієнтовані на перевезення насипних та навалочних вантажів які не потребують захисту від атмосферних опадів.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Гузь А.Н., Хорошун Л.П., Михайлова М.И., Бабич Д.В., Шикула Е.Н. Механика композитов: В 12 т. / под общ. ред. А.Н.Гузя / Т. 12: Прикладные исследования. – К: «А.С.К.», 2003. – 398 с.
2. Каудерер Г. Нелинейная механика. – М: Изд-во иностр. лит., 1961. – 778 с.
3. Креггерс А. Ф. Математическое моделирование термического расширения пространственно армированных композитов // Механика композитных материалов. – 1988. – № 3. – С. 433-441.
4. Хорошун Л.П., Маслов Б.П., Шикула Е.Н., Назаренко Л.В. Механика композитов: В 12-х т. / под общ. ред. А.Н.Гузя / Т.3 Статистическая механика и эффективные свойства материалов. – К.: Наук. думка, 1993. – 390 с.
5. Хорошун Л.П., Шикула Е.Н., Деформирование физически нелинейных стохастических композитных материалов. Деформирование и кратковременная повреждаемость физически нелинейных стохастических композитных материалов / Успехи механики: В 6-ти томах / под редакцией А.Н.Гузя. / Том 6 (книга 2). – К.: Литера ЛТД, 2011. – 832 с. – С. 161-191, 436-463.
6. Хорошун Л. П., Шикула Е.Н. Ефективні деформівні властивості волокнистих композитних матеріалів при нелінійному деформуванні компонентів // Доповіді Національної академії наук України. – 2016. № 6. –С. 47-55.
7. Choy, C.L., Leung, W.P., Kowk, K.W., Lau, F.P.: Elastic moduli and thermal conductivity of injection molded short fiber reinforced thermoplastics // Polym. Compos. –1992. – N 13. – P. 69-80.
8. Geiger, A.L., Weich, P.: Tensile properties and thermal expansion of discontinuously reinforced aluminum composites at subambient temperatures // J. Math. Sci. – 1997. – N 32. – P. 2611-2616.
9. Voyiadjis, G.Z., Kattan, P.I.: Advances in damage mechanics: Metals

and Metal Matrix Composites with an Introduction to Fabric Tensors. – Oxford: Elsevier, 2006. – 246 p.

10. Chen, T., Dvorak, G.J., Yu, C.C.: Size-dependent elastic properties of unidirectional nanocomposites with interface stresses // *Acta Mech.* – 2007. – N 188. – P. 39-54.

11. Duan, H.L., Yi, X., Huang, Z.P., Wang, J.: A unified scheme for prediction of effective moduli of multiphase composites with interface effects // *Mech. Mater.* – 2007. – N 39. – P. 81-103.

12. Gray, R.M.: *Probability, Random Processes, and Ergodic Properties.* – New York: Springer-Verlag, 2009. – 326 p.

13. Hashin, Z.: Thermoelastic properties of fiber composites with imperfect interface // *Mech. Mater.* 1990. – N 8. – P. 333-348.

14. Hashin, Z.: Thin interphase/imperfect interface in elasticity with application to coated fiber composites // *J. Mech. Phys. Solid.* – 2002. – N 50. – P. 2509-2537.

15. Khoroshun L.P., Nazarenko L.V., Müller W.H., Wille R.: Homogenization of Unidirectional and Arbitrarily Oriented Fiber-Reinforced Materials by the Method of Conditional Moments // *PAMM Proc. Appl. Math. Mech.* – 2008. – **8**. – P. 10451-10452.

16. Khoroshun, L.P., Nazarenko, L.V.: Deformation and damage of composite materials with anisotropic components (Review) // *Int. Appl. Mech.* – 2013. – V. 49, N 4. – P. 388-455.

17. Khoroshun L.P., Shikula E.N.: Deformation of physically nonlinear stochastic composites // *International Applied Mechanics.* – 2008. – V. 44, N 12. – P. 1325-1351.

18. Khoroshun L.P., Shikula E.N.: Deformation and short-term damage of physically nonlinear stochastic composites // *International Applied Mechanics.* – 2009. – V. 45, N 6. – P. 1204-1232.

19. Khoroshun L.P., Shikula E.N.: Deformation and damage of composite materials of stochastic structures: physically nonlinear problems // International Applied Mechanics. – 2012. – V. 48, N 4. – P. 359-413.
20. Liu, H.T., Sun, L.Z., Ju, J.W.: An interfacial debonding model for particle-reinforced composites // Int. J. Damage Mech. – 2004. – N 13. – P. 163-185.
21. Maslov B.P.: Stress concentration in nonlinear viscoelastic composites // J Mech Adv Technol. – 2017. – V. 79, N 1. – P. 5-10.
22. Maslov B.P.: Nonlinear hereditary creep of isotropic composites of random structure // Int. Appl. Mech. – 2022. – V. 58, N 1. – P. 75-90.
23. Maslov B.P.: Nonlinear hereditary creep of transversely isotropic composites of random structure // Advances in Mechanics Current Research Results of the NAS of Ukraine. Advanced Structured Materials. – 2023. – V. 191, – P. 367-390.
24. Nazarenko L.V.: Deformation of composites with arbitrarily oriented orthotropic fibers under matrix microdamages // Journal of Mathematical Sciences. – 2010. – V. 167, N 2. – P. 217-231.
25. Nazarenko, L., Stolarski, H., Altenbach, H.: On modeling and analysis of effective properties of carbon nanotubes reinforced materials // Compos. Struct. – 2018. – N 189. – P. 718-727.
26. Nazarenko, L., Stolarski, H., Altenbach, H.: A statistical interphase damage model of random particulate composites // Int. J. Plast. – 2019. – N 116. – P. 118-142.
27. A. Lovska, O. Fomin, D. Skurikhin. Determination of the Stress State of the Body of a Hopper Car Transported by Sea// Transport Means - Proceedings of the 26th International Conference 2022. Part-2 – P. 525-529
<https://www.ebooks.ktu.lt/eb/1611/transport-means-2022-part-ii-proceedings-of-the-26th-international-scientific-conference/>
28. Alexandru Ionut Patrascu, Anton Hadar, Stefan Dan Pastrama. Structural Analysis of a Freight Wagon with Composite Walls // MATERIALE PLASTICE. – 2020. – Vol. 57 (2). P. 140 – 151.

<https://doi.org/10.37358/MP.20.2.5360>

29. Alyona Lovska, Oleksij Burlutski, Oleksij Fomin, Mykola Gorbunov, Gintautas Bureika, Stasys Steišūnas, Gediminas Vaičiūnas The Improved Carrying Structure Of A Passenger Car For The Appropriate Strength In Train Ferry Transportation // 24th International Conference „Current Problems In Rail Vehicles - PRORAIL 2019“ September 17 – 19, 2019, Žilina, Slovakia. Vol. 2, 17-25

30. Alyona Lovska, Oleksij Fomin A New Fastener To Ensure The Reliability Of A Passenger Car Body On A Train Ferry // Acta Polytechnica 60 (6) : 478–485, 2020 DOI: <https://doi.org/10.14311/AP.2020.60.0478>

31. Code UIC 430-4 OR. Wagons. Circulation entre des réseaux à écartement de 1435 mm et des réseaux à écartement de 1520 mm. Prescriptions techniques et conditions d'homologation. 1^{re} édition, Mai 2004.

32. Code UIC 430-5 O – Regulations for the exchange and use of new generation freight wagons between railways with gauges of 1435 mm and 1520 mm; 1st edition, November 2003.

33. Code UIC 505 - 1 OR. Railway transport stock - Rolling stock construction gauge.

34. Code UIC 510-3 O. Wagons - Essais de résistance au banc des bogies à 2 essieux et 3 essieux. 1^{re} édition du 01.01.89 - Nouvelle tirage du 01.07.94.

35. Code UIC 535-2 O - Standardisation and positioning of steps, end platforms, gangways, handrails, tow hooks, automatic coupler and brake valve controls on wagons in connection with the fitting of the automatic coupler of the UIC Member Railways and OSJD Member Railways 3rd edition of 1.1.78 and 7 Amendments.

36. Code UIC 577 OR Wagon stresses* 105 3rd edition, May 2004.

37. Code UIC 581 OR. Wagons – Lifting – Rerailing. 1st edition of 1.1.83 and 1 Amendment.

38. Conceptual solutions for the manufacture of cargo wagon bearing systems from composites (Part 2). Fomin O., Fomina A., Medvedev I., Cherkashin O.

(2024). Shawnee, USA: Primedia eLaunch LLC, 150 p. ISBN 979-8-89217-808-2
DOI <https://doi.org/10.36074/csftmowbsfc-monograph.2024>

39. Device for the transportation of semi-trailers on platform wagons with consideration of damage resistance and manufacturing from composites // O. Fomin, S. Kara, D. Turovets, S. Shevchenko, Y. Polupan // *Procedia Structural Integrity*, Volume 59, 2024, Pages 636-641 <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2024.04.090>

40. Device strength assessment for transportation of semi-trailers on platform wagons / O. Fomin, S. Kara, D. Turovets, A. Klymash, S. Kuzmenko // *Procedia Structural Integrity*, Volume 59, 2024, Pages 629-635 <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2024.04.089>

41. EN 12663–2. Railway applications - structural requirements of railway vehicle bodies – Part 2: Freight wagons. B., 2010. 54 c.

42. European Standard 14363. Railway applications – Testing for the acceptance of running characteristics of railway vehicles – Testing of running behaviour and stationary tests. – June 2005. – 113 p.

43. Fomin, O. , and A. Fomina. Conceptual solutions for the manufacture of cargo wagon bearing systems from composites (Part 1). Dallas, USA: Primedia eLaunch LLC, 2023. 356 p. ISBN 979-8-89217-814-3 DOI <https://doi.org/10.36074/fomins-monograph.2023>

44. Fomin, O. Analysis of the strength of the composite module of the body wagon-coal truck / Fomin O. V., Fomina A. M., Klymash A. O., Kuzmenko S. V., Vorokh A.O. // *Scientific Bulletin of National Mining University*. 2024, Issue 6, p. 45 – 51 <https://doi.org/10.33271/nvngu/2024-6/045>

45. Fomin, O. Creation of conceptual solutions for the manufacture of component freight wagons from composites / O. V. Fomin, A. M. Fomina, S. M. Turpak, O.O. Padchenko // *Scientific Bulletin of National Mining University*. 2023, Issue 5, p. 102-107 <https://doi.org/10.33271/nvngu/2023-5/102>

46. Fomin, O. Determination of vertical dynamics for a standard ukrainian boxcar with Y25 bogies / O.V. Fomin, A. O. Lovska // *Scientific Bulletin of National*

Mining University. 2021, Issue 5, p.67-72
<https://doi.org/10.33271/nvngu/2021-5/067>

47. Fomin, O. Feasibility study for using the fillers in the bearing structure components of a gondola car (Дослідження доцільності використання наповнювачів в складових несучої конструкції напіввагона) / O. Fomin, A. Lovska, P. Skok, A. Rybin // Scientific Bulletin of National Mining University. 2022, Issue 1, p.51-72 <https://doi.org/10.33271/nvngu/2022-1/051>

48. Fomin, O. Load of a semi-car having the dismountable roof of composites / O. V. Fomin, A. O. Lovska, A. M. Fomina, L. O. Vasylieva, R. V. Sushchenko// Scientific Bulletin of National Mining University. 2023, Issue 1, p. 94-98 <https://doi.org/10.33271/nvngu/2023-1/094>

49. Fomin, O. Load of the wagon-platform for transportation of bulk cargoes / O. V. Fomin, A. O. Lovska, A. M. Fomina, S. M. Turpak, S. V. Hrytsai// Scientific Bulletin of National Mining University. 2022, Issue 1, p.54-59 <https://doi.org/10.33271/nvngu/2022-5/054>

50. Fomin, O. Strength analysis of the model 918 wagon under non-typical bulk loads / Fomin O. V., Prokopenko P. M., Fomina A. M., Klymash A. O., Kuzmenko S. V.// Scientific Bulletin of National Mining University. 2024, Issue 4, p. 067 – 072 <https://doi.org/10.33271/nvngu/2024-4/067>

51. Fomin, O., & Lovska, A. (2022). Improved models and constructs of structural interaction in railway container transportation // Monograph. – Ostrava, Czech Republic. Hlučín: Tuculart Edition. – 2022. – 114 p. ISBN 978-80-908353-6-8 DOI: 10.47451/book2022-02-01

52. Fomin, O., and A. Lovska. Temperature effects on railway rolling stock components (Part 1). Dallas, USA: Primedia eLaunch LLC, 2022. 144 p. ISBN 979-8-88831-318-3 DOI 10.36074/teorrsc-monograph.2022

53. Fomin, O., Lovska, A., Dzhenchako, V. ., Zhylinkov, O., Fomina, A., & Lytvynenko, A. (2022). Determining the features of temperature influence on the load-bearing structure of a hopper car with a composite cladding when transporting

pellets to metallurgical enterprises. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 1(7(115)), 32–41. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2022.251300>

54. Fomin, O., Lovska, A., Fomina, A., & Boyko, G. (2022). Justifying the expediency of using composite components in the long-wheelbase platform car. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 4(7 (118)), 14–22. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2022.261585>

55. Fomin, O., Turovets, D., & Lohvinenko, O. (2024). Testing of the device for transporting semi-trailers without tractor on 13-9004M model platforms. *Transport Systems and Technologies*, (43), 37–46. <https://doi.org/10.32703/2617-9059-2024-43-3>

56. Fomin, O.; Gerlici, J.; Lovska, A.; Kravchenko, K. Analysis of the Dynamics and Strength of the Symmetrically Loaded Bearing Structure of a Tank Car with Friction Bonds Implemented by Means of Elastic Elements in the Tank Supports. *Symmetry* 2022, 14, 727. <https://doi.org/10.3390/sym14040727>

57. Fomin, O.; Gerlici, J.; Lovska, A.; Kravchenko, K. Research into the Loading of the Tank Car Frame Concept with Filler in the Composite Center Sill, *Communications - Scientific Letters of the University of Zilina* 2022, Volume 24 (3/2022), 219-227- <https://doi.org/10.26552/com.C.2022.3.B219-B227>

58. Hyun-Ah Lee, Seong-Beom Jung, Hwan-Hak Jang, Dae-Hwan Shin, Jang Uk Lee, Kwang Woo Kim, Gyung-Jin Park. Structural-optimization-based design process for the body of a railway vehicle made from extruded aluminum panels // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. – 2016. – Vol. 230, Issue 4. – P. 1283 – 1296.

59. Marek Płaczek, Andrzej Wróbel, Maciej Olesiejuk. Modelling and arrangement of composite panels in modernized freight wagons // *MATEC Web of Conferences*. – 2017. Vol. 112. 06022. doi: 10.1051/mateconf/201711206022

60. Nicholas Fantuzzia, Michele Bacciocchiab, David Benedettic, Jacopo Agnelli. The use of sustainable composites for the manufacturing of electric wagons // *Composites Part C*. – 2021. – Vol. 4. 100096. <https://doi.org/10.1016/j.jcomc.2020.100096>

61. O. Fomin, P. Prokopenko, D. Turovets, A. Fomina. Interaction Assessment of the Component Parts of the Rolling Stock with the Infrastructure by Determining the Dynamic Characteristics of the Movement of Converted Hopper Wagons after Long-Term Operation // Transport Means - Proceedings of the 26th International Conference 2022. Part-2 – P. 870-875

62. O. Fomin, P. Prokopenko, D. Turovets, A. Fomina. Mobile System for Determination of Quality Indicators of Wagon Movement under Operating Conditions // Transport Means - Proceedings of the 26th International Conference 2022. Part-2 – P. 822-826

63. O. Fomin, O. Kozynka, A. Klymash, O. Tymoshchuk The control analysis of the current receivers interaction (including composites) with the contact wire // Transport Means 2023. Part II. Proceedings of the 27th International Scientific Conference. – P. 755-760 DOI:10.5755/e01.2351-7034.2023.P2

64. Repair means for typical and composite open-wagon bodies // O. Fomin , O. Kozynka, V. Ishchenko, O. Burlutskyy // Procedia Structural Integrity, Volume 59, 2024, Pages 523-530 <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2024.04.074>

65. UIC Code 518. Testing and approval of railway vehicles from the point of view of their dynamic behaviour. Safety – Track fatigue – Ride quality.– International Union of Railways. – September 2009. – 119 p.

66. UIC Code 519. Method for determining the equivalent conicity. – 1st edition, 2004.

67. Дослідження вертикальної навантаженості критого вагона з дахом із композитного матеріалу Фомін О. В., Ловська А. О., Фоміна А. М., Сергієнко О. В., // СНУ ім. Даля

68. Дослідження вертикальної навантаженості критого вагона з дахом із композитного матеріалу Фомін О. В., Ловська А. О., Фоміна А. М., Сергієнко О. В. // Технологія-2022 : XXV матеріали міжнар.наук.-техн. конф., 27 травня 2022 р., м. Сєверодонецьк : [Східноукр. нац. ун-т ім. В. Даля], 2022. – С.59,60

69. Дослідження вертикальної навантаженості несучої конструкції вагона-платформи моделі 13-401 з композитними стійками під час руху

стиковою нерівністю // О. В. Фомін, А. О. Ловська, А. М. Фоміна, А. О. Климаш // Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад» ДП «УкрНДІВ» Міністерства економіки України. – Вип. 24. – Кременчук: Вид-во ДП «УкрНДІВ», 2022. С. 33-46 DOI: 10.47675/2304-6309-2022-24-33-46

70. Дослідження міцності несучої конструкції вагона-платформи з композитними стійками Фомін О. В., Ловська А. О., Фоміна А. М., Литвиненко А. С., // СНУ ім. Даля

71. Дослідження міцності несучої конструкції вагона-платформи з композитними стійками Фомін О. В., Ловська А. О., Фоміна А. М., Литвиненко А. С., // Технологія-2022 : XXV матеріали міжнар.наук.-техн. конф., 27 травня 2022 р., м. Сєверодонецьк : [Східноукр. нац. ун-т ім. В. Даля], 2022. – С. 58,59

72. ДСТУ 3445-96 (ГОСТ 10674-97). Вагони-цистерни магістральних залізниць колії 1520 мм. Загальні технічні умови.

73. ДСТУ 7530:2014. Візки двовісні вантажних вагонів магістральних залізниць колії 1520 мм. Загальні технічні умови. – Київ, ДП УкрНДНЦ, 2015.

74. ДСТУ 7571:2014 Рухомий склад залізниць. Норми допустимого впливу на залізничну колію шириною 1520 мм.

75. ДСТУ 7598:2014 Вагони вантажні. Загальні вимоги до розрахунків та проектування нових і модернізованих вагонів колії 1520 мм (несамохідних)

76. ДСТУ 7598:2014. Вагони вантажні. Загальні вимоги до розрахунків та проектування нових і модернізованих вагонів колії 1520 мм (несамохідних). Київ, 2015. 162 с.

77. ДСТУ 7773:2015 Вагони пасажирські магістральні локомотивної тяги. Загальні технічні вимоги.

78. ДСТУ 7774:2015 Вагони пасажирські магістральні локомотивної тяги. Загальнотехнічні норми для розрахування та проектування механічної частини вагонів

79. ДСТУ 7776:2015 Вагони-самоскиди (думпкари). Загальні вимоги до розрахунків та проектування нових і модернізованих думпкарів залізниць колії 1520 мм.

80. ДСТУ EN 15273-2:2018 Залізничний транспорт. Габарити. Частина 2. Рухомий склад колії (EN 15273-2:2013 + A1:2016, IDT).
81. ДСТУ EN 15273-3:2018 (EN 15273-3:2013+A1:2016, IDT). Залізничний транспорт. Габарити. Частина 3. Габарити конструкції.
82. ДСТУ UIC 513:2004 Вагони магістральні пасажирські. Настанова з оцінення комфорту пасажирів залежно від вібрації.
83. ДСТУ Б В.2.3-29-2011 Габарити наближення будівель і рухомого складу залізниць колії 1520 (1524) мм. (ГОСТ 9238-83, MOD)
84. ДСТУ Б ГОСТ 9720:2011 Габарити наближення будівель і рухомого складу залізниць колії 750 мм. (ГОСТ 9720:76, IDT).
85. ДСТУ ГОСТ 15.902:2017 Система розроблення та постановлення продукції на виробництво. Залізничний рухомий склад. Порядок розроблення та постановлення на виробництво (ГОСТ 15.902-2014, IDT).
86. ДСТУ ГОСТ 31846:2016 (ГОСТ 31846:2012, IDT) Спеціальний рухомий склад. Вимоги до міцності несучих конструкцій та динамічних якостей.
87. ДСТУ ГОСТ 32700:2016 (ГОСТ 32700-2014, IDT) Залізничний рухомий склад. Методи контролювання зчіплюваності.
88. ДСТУ ГОСТ 33211:2017 (ГОСТ 33211-2014, IDT) Вагони вантажні. Вимоги до міцності та динамічних якостей.
89. Дьомін Ю.В. Залізнична техніка міжнародних транспортних систем (вантажні перевезення): - К.: Юнікон-Пресс, 2001. – 342 с.
90. Дьомін Ю.В., Черняк Г.Ю. Основи динаміки вагонів: Навчальний посібник. - К.: КУЕТТ, 2003. - 270 с.
91. Дьомін, Ю. В., Технічне забезпечення контрейлерних перевезень міжнародними коридорами України / Ю. В. Дьомін, Г. Н. Кірпа / Залізничний транспорт України. - 1997. - №1 – С. 28-32.
92. Комп'ютерне моделювання міцності кришки люка напіввагона із полімерного композиційного матеріалу / Фомін О.В, Ловська А.О, Фоміна А. М., Прокопенко П.М. // Збірник наукових праць Державного університету

інфраструктури та технологій: Серія «Транспортні системи і технології». – Київ: ДУІТ, 2022. – Вип. 39. С. 143-152 DOI:10.32703/2617-9040-2022-39-14

93. О. В. Фомін, А. О. Ловська, А. М. Фоміна, А. О. Климаш
Дослідження вертикальної навантаженості несучої конструкції вагона-платформи з композитними стійками для перевезення лісу в хлистах // Матеріали II Міжнародної науково-практичної конференції «Актуальні проблеми і перспективи інноваційного розвитку економіки та техніки в умовах інтеграції України в Європейський науково-виробничий простір», 09 червня 2022 р., Кременчук, ДП «УкрНДІВ», 2022, С. 70-72

94. Патент України на корисну модель № 152142 МПК (2006) B61D 3/00 Фомін Олексій Вікторович; Ловська Альона Олександрівна; Фоміна Анна Миколаївна; Климаш Андрій Олександрович; Сова Сергій Сергійович; Литвиненко Андрій Сергійович Вагон-хопер. (Україна); власник: Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля № и 202101164; заявка 03.04.2022; публ. 02.11.2022, Бюл. № 44

95. Патент України на корисну модель № 152147 МПК (2006) B61D 3/00 B61D 3/08 (2006.01) Фомін Олексій Вікторович; Ловська Альона Олександрівна; Фоміна Анна Миколаївна; Сергієнко Оксана Олександрівна; Сова Сергій Сергійович; Литвиненко Андрій Сергійович Вагон-платформа для перевезення лісоматеріалів. (Україна); власник: Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля № и 202101170; заявка 04.04.2022; публ. 02.11.2022, Бюл. № 44

96. Патент України на корисну модель № 152148 МПК (2006) B61D 3/00 B61D 17/00 Фомін Олексій Вікторович; Ловська Альона Олександрівна; Фоміна Анна Миколаївна; Климаш Андрій Олександрович; Сова Сергій Сергійович; Литвиненко Андрій Сергійович Універсальний піввагон. (Україна); власник: Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля № и 202101171; заявка 04.04.2022; публ. 02.11.2022, Бюл. № 44

97. Патент України на корисну модель № 152149 МПК (2006) В61D 3/00 Фомін Олексій Вікторович; Ловська Альона Олександрівна; Фоміна Анна Миколаївна; Сергієнко Оксана Олександрівна; Сова Сергій Сергійович; Литвиненко Андрій Сергійович Універсальний критий вагон. (Україна); власник: Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля № u 202101172; заявка 04.04.2022; публ. 02.11.2022, Бюл. № 44

98. Патент України на корисну модель № 152159 МПК (2006) В61D 7/00 Фомін Олексій Вікторович; Ловська Альона Олександрівна; Сова Сергій Сергійович; Литвиненко Андрій Сергійович Вагон-хопер. (Україна); власник: Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля № u 202201993; заявка 10.06.2022; публ. 02.11.2022, Бюл. № 44

99. Патент України на корисну модель № 152160 МПК (2006) В61D 7/00 Фомін Олексій Вікторович; Ловська Альона Олександрівна; Сова Сергій Сергійович; Литвиненко Андрій Сергійович Вагон-хопер для мінеральних добрив. (Україна); власник: Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля № u 202201994; заявка 10.06.2022; публ. 02.11.2022, Бюл. № 44

100. Патент України на корисну модель № 152161 МПК (2006) В61D 17/08 (2006.01) В61D 3/00 Фомін Олексій Вікторович; Ловська Альона Олександрівна; Сова Сергій Сергійович; Литвиненко Андрій Сергійович Універсальний піввагон. (Україна); власник: Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля № u 202201996; заявка 10.06.2022; публ. 02.11.2022, Бюл. № 44

101. Патент України на корисну модель № 152161 МПК (2006) В61D 3/00 Фомін Олексій Вікторович; Ловська Альона Олександрівна; Сова Сергій Сергійович; Литвиненко Андрій Сергійович Універсальний вагон-платформа. (Україна); власник: Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля № u 202201997; заявка 10.06.2022; публ. 02.11.2022, Бюл. № 44

102. Патент України на корисну модель № 152770 МПК (2006) B61D 5/00 B61F 1/00 Фомін Олексій Вікторович; Ловська Альона Олександрівна; Сова Сергій Сергійович; Литвиненко Андрій Сергійович Вагон-цистерна. (Україна); власник: Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля № u 202201995; заявка 10.06.2022; публ. 12.04.2023, Бюл. № 15

103. Патент України на корисну модель № 153368 МПК (2006) B61D 5/00 B61F 1/00 Фомін Олексій Вікторович; Ловська Альона Олександрівна; Дьомін Юрій Васильович; Фоміна Анна Миколаївна Змінний дах піввагона. (Україна); власник: Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля № u 202333120; заявка 12.01.2023; публ. 22.06.2023, Бюл. № 25

104. Патент України на корисну модель № 153847 МПК (2006) B61D 17/00 B61D 3/00 Фомін Олексій Вікторович; Ловська Альона Олександрівна; Фоміна Анна Миколаївна; Климаш Андрій Олександрович Кришка люка універсального піввагона. (Україна); власник: Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля № u202300622; заявка 17.02.2023; публ. 06.09.2023, Бюл. № 36

105. Патент України на корисну модель № 154293 МПК (2006) B61D 17/00 B61D 3/00 Фомін Олексій Вікторович; Ловська Альона Олександрівна; Фоміна Анна Миколаївна; Сергієнко Оксана Вікторівна Кришка люка піввагона. (Україна); власник: Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля № u202301701; заявка 17.04.2023; публ. 01.11.2023, Бюл. № 44

106. Патент України на корисну модель № 154850 МПК (2006) B61D 3/00 B61D 3/16 (2006.01) Фомін Олексій Вікторович; Ловська Альона Олександрівна; Дьомін Юрій Васильович; Фоміна Анна Миколаївна Вагон-платформа для перевезення наливних вантажів. (Україна); власник: Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля № u 202300592; заявка 16.02.2023; публ. 27.12.2023, Бюл. № 52

107. Патент України на корисну модель № 156368 МПК В61D 3/16 (2006.01) В60P 3/40 (2006.01) В60P 7/06 (2006.01) Фомін Олексій Вікторович; Туровець Дмитро Андрійович; Фоміна Анна Миколаївна; Турпак Сергій Миколайович; Черкашин Олександр Петрович. Залізнична платформа з розподілом частини ваги на горизонтальний лист над шкворневою балкою. (Україна); власник: автори; № u202400316; заявка 18.01.2024; публ. 12.06.2024, Бюл. № 24

108. Патент України на корисну модель № 156697 МПК В66D 5/08 (2006.01) Фомін Олексій Вікторович, Фоміна Анна Миколаївна, Прокопенко Павло Миколайович, Могила Валентин Іванович; Вагон-хопер для перевезення глинозему. (Україна); власник: Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля № u 202400870; заявка 20.02.2024; публ. 24.07.2024, Бюл. № 30

109. Патент України на корисну модель № 156740 МПК В61D 3/16 (2006.01) В60P 3/40 (2006.01) В60P 7/06 (2006.01) Фомін Олексій Вікторович; Туровець Дмитро Андрійович; Фоміна Анна Миколаївна; Турпак Сергій Миколайович; Бурлуцький Олексій Вікторович. Залізнична платформа з пружним елементом для гасіння власних вертикальних коливань. (Україна); власник: автори; № u202400314; заявка 18.01.2024; публ. 31.07.2024, Бюл. № 31

110. Патент України на корисну модель № 156750 МПК (2024.01) В61D 3/00 В61D 3/16 (2006.01) В61D 17/00 Фомін Олексій Вікторович, Фоміна Анна Миколаївна, Прокопенко Павло Миколайович, Климаш Андрій Олександрович; Вагон-хопер для перевезення цементу. (Україна); власник: Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля № u 202400876; заявка 20.02.2024; публ. 31.07.2024, Бюл. № 31

111. Патент України на корисну модель № 157373 МПК (2024.01) В61D 17/00 Фомін Олексій Вікторович, Фоміна Анна Миколаївна, Прокопенко Павло Миколайович, Бойко Григорій Олексійович, Кузьменко Сергій Валентинович; Вагон-хопер для перевезення зерна. (Україна); власник: Східноукраїнський

національний університет імені Володимира Даля № u 202400873; заявка 20.02.2024; публ. 09.10.2024, Бюл. № 41

112. Патент України на корисну модель № 155772 МПК (2024.01) B61D 5/06 (2006.01) Фомін Олексій Вікторович; Кара Сергій Віталійович; Фоміна Анна Миколаївна; Третяк Валентина Іванівна. Модульна залізнична цистерна з композитів. (Україна); власник: автори; № u202305711; заявка 27.11.2023; публ. 03.04.2024, Бюл. № 14

113. Патент України на корисну модель № 156968 МПК (2024.01) B61D B61D 3/00 B61D 3/06 (2006.01) Фомін Олексій Вікторович; Кара Сергій Віталійович; Фоміна Анна Миколаївна; Васильєва Лариса Олексіївна. Модульний залізничний піввагон з композитів. (Україна); власник: автори; № u202305666; заявка 27.11.2024; публ. 28.08.2024, Бюл. № 35

114. Фомін О. В., Ловська А. О., Сова С. С., Литвиненко А. С. Визначення навантаженості несучої конструкції вагона-хопера з двотрубною хребтовою балкою та композитними складовими // Науковий журнал – Наукові вісті Далівського університету – Северодонецьк: СНУ ім. В.Даля, 2022. – № 23 – DOI: <https://doi.org/10.33216/2222-3428-2022-23-15>

115. Фомін О. В., Ловська А. О., Фоміна А. М., Сергієнко О. В. Визначення вертикальної навантаженості критого вагона з дахом із композитного матеріалу // Науковий журнал – Наукові вісті Далівського університету – Северодонецьк: СНУ ім. В.Даля, 2022. – № 23 – DOI: <https://doi.org/10.33216/2222-3428-2022-23-16>

116. Фомін О.В., Козинка О.С., Лісничий В.С. Особливості засобів ремонту типових і композитних кришок люків напіввагонів / Сучасна наука: інновації та перспективи: Матеріали Міжнародної мультидисциплінарної науково-практичної інтернет-конференції молодих дослідників, здобувачів вищої освіти та науковців 6-7 квітня 2023р. м. Київ: КІЗТ ДУІТ. 2023. . С. 347-351 <https://drive.google.com/drive/folders/1jOwj7XIPc0gV4X-JiJmzY0onAH01aVxV>

117. Фомін О.В., Козинка О.С., Лісничий В.С. Особливості контролю типових кузовів напіввагонів // Сучасні дослідження: транспортна інфраструктура та інноваційні технології: Матеріали II Міжнародної науково-практичної конференції здобувачів вищої освіти, викладачів та науковців 29-30 листопада 2023 р. м. Київ, вид-во: Київський інститут залізничного транспорту Державного університету інфраструктури та технологій, 2023. Ч.2. С. 325-328

118. Фомін О.В., Козинка О.С., Черкашин О.П. Особливості контролю композитних кузовів напіввагонів // Сучасні дослідження: транспортна інфраструктура та інноваційні технології: Матеріали II Міжнародної науково-практичної конференції здобувачів вищої освіти, викладачів та науковців 29-30 листопада 2023 р. м. Київ, вид-во: Київський інститут залізничного транспорту Державного університету інфраструктури та технологій, 2023. Ч.2. С. 321-324

119. Фомін О.В., Ловська А.О., Литвиненко А.С. Дослідження навантаженості вагона-платформи, адаптованого до перевезень наливних вантажів // Збірник наукових праць за матеріалами I-ї Всеукраїнської науково-практичної конференції «Транспорт: наука та практика», Сєверодонецьк – Дніпро - Кам'янецьПодільський, 27 травня 2022 р: збірник наукових праць / Міністерство освіти і науки, Вид-во Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля – Сєверодонецьк, СНУ ім. В.Даля, 2022. С. 124-126

120. Фомін О.В., Ловська А.О., Литвиненко А.С., Сова С.С. Визначення динамічної навантаженості вагона-хопера з дахом із композитного матеріалу// Глобалізація наукового і освітнього простору. Інновації транспорту. Проблеми, досвід, перспективи: збірник наукових праць міжнародної науково-практичної конференції, 23 червня 2022 р. – Дніпро: СНУ ім.В.Даля, 2022. С. 118-120

121. Фомін О.В., Ловська А.О., Литвиненко А.С., Сова С.С. Дослідження напруженого стану даху із композитного матеріалу вагона-хопера// Глобалізація наукового і освітнього простору. Інновації транспорту. Проблеми, досвід, перспективи: збірник наукових праць міжнародної науково-практичної конференції, 23 червня 2022 р. – Дніпро: СНУ ім.В.Даля, 2022. С. 120-122

122. Фомін О.В., Ловська А.О., Сова С.С. Визначення навантаженості кришки люка напіввагона із полімерного композиційного матеріалу // Збірник наукових праць за матеріалами І-ї Всеукраїнської науково-практичної конференції «Транспорт: наука та практика», Сєверодонецьк – Дніпро - Кам'янецьПодільський, 27 травня 2022 р: збірник наукових праць / Міністерство освіти і науки, Вид-во Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля – Сєверодонецьк, СНУ ім. В.Даля, 2022. С. 121-123

123. Фомін О.В., Ловська А.О., Тимощук О.М., Шевченко С.І. Підвищення екологічності залізнично-поромних перевезень удосконаленням конструкцій кріплень критих вагонів / Problems of Emergency Situations: Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції. Харків: Національний університет цивільного захисту України, 2022. С.229, 230 http://pesconf.nuczu.edu.ua/images/2022/ PES2022_FINISH190522.pdf

124. Фомін О.В., Ловська А.О., Фоміна А.М., Полупан Є.В. Дослідження навантаженості несучої конструкції контейнера-цистерни з котлом із композитного матеріалу та удосконаленою конструкцією фітингів / Problems of Emergency Situations: Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції. Харків: Національний університет цивільного захисту України, 2022. С.231, 232 http://pesconf.nuczu.edu.ua/images/2022/ PES2022_FINISH190522.pdf

125. Фомін О.В., Прокопенко П.М., Фоміна А.М. Експериментальне дослідження показників безпеки руху вагона з експлуатаційними зносами // Збірник тез II Всеукраїнської науково-практичної конференції «Виклики та перспективи розвитку транспортної інфраструктури України» (3 – 5 квітня), м. Київ, Київ – 2024. С. 684-686

126. Фомін, О. В., Ловська, А. О., Фоміна, А. М., & Сова, С. С. (2022). Дослідження навантаження несучої конструкції вагона-хопера з дахом із композитного матеріалу. Наука та прогрес транспорту, (1(97), 71–79. <https://doi.org/10.15802/stp2022/265331>

127. Фомін, О.В. Визначення навантаженості несучої конструкції вагона-цистерни з пружньо-фрикційною хребтовою балкою/ Фомін О.В, Ловська А.О. //Вісник Приазовського державного технічного університету. Серія: Технічні науки. № 44 (2022). С. 73-81. doi: 10.32782/2225-6733.44.2022.9 http://journals.uran.ua/vestnikpgtu_tech/article/view/267292

128. Фомін, О.В. Визначення показників міцності модернізованої несучої конструкції вагона-платформи з композитними стійками для перевезення лісу у хлистах/ О.В. Фомін, А.О. Ловська, А.М. Фоміна, Литвиненко А.С. // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського:Серія: Технічні науки. – Київ: ТНУ імені В.І. Вернадського, 2022– Том 33(72) № 1 2022, – С.317-321 DOI <https://doi.org/10.32838/2663-5941/2022.1/49>

129. Фомін, О.В. Дослідження міцності вагона моделі 918 та можливості переобладнання (з впровадженням композитів) для перевезення насипних вантажів / О.В. Фомін, П.М. Прокопенко, А.М. Фоміна, Є.В. Гунько // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського:Серія: Технічні науки. – Київ: ТНУ імені В.І. Вернадського, 2024– Том 35 (74) № 4 2024, – С. 327-331 DOI <https://doi.org/10.32782/2663-5941/2024.4/50>

130. Фомін, О.В. Засоби контролю типових і композитних кришок люків напіввагонів / О.В. Фомін, О.С. Козинка // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського:Серія: Технічні науки. – Київ: ТНУ імені В.І. Вернадського, 2023– Том 34(73) № 1 2023, – С. 317-321 DOI <https://doi.org/10.32782/2663-5941/2023.1/47>

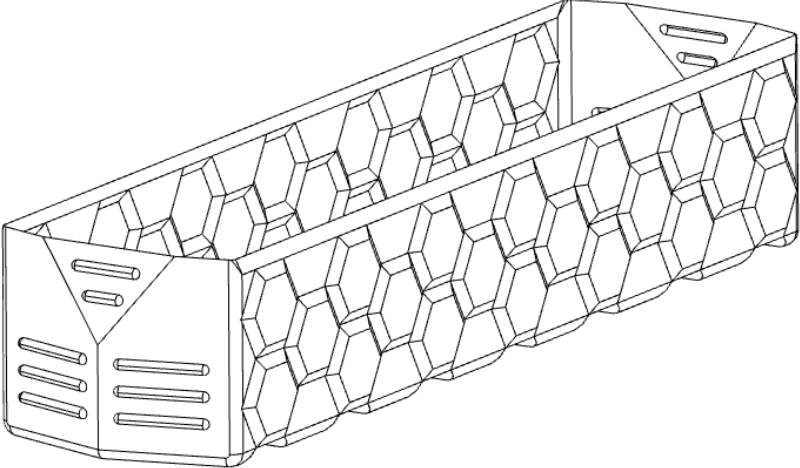
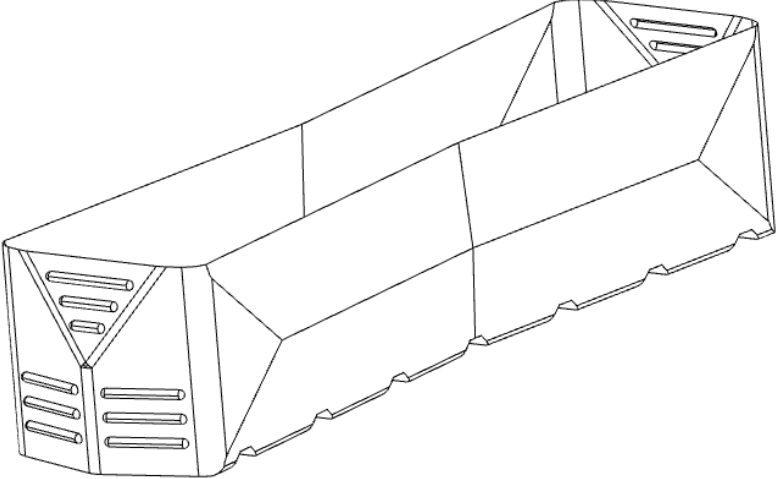
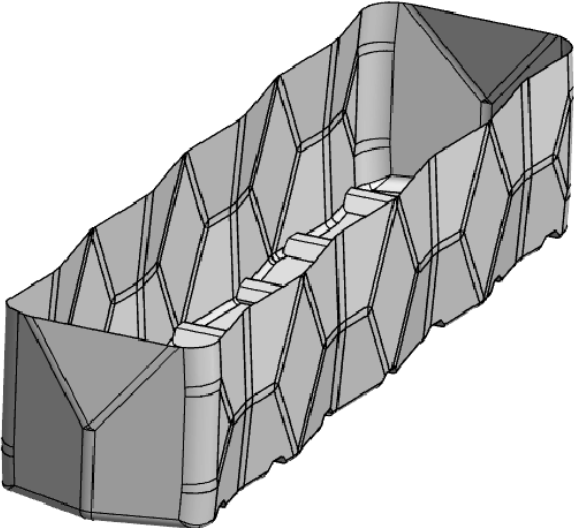
131. Фомін, О.В. Засоби контролю типових та композитних кузовів напіввагонів/ О.В. Фомін, О.С. Козинка // Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського. – Кременчук: КрНУ, 2023. – 2/2023 (139) – С. 128-133. DOI <https://doi.org/10.32782/1995-0519.2023.2.16>

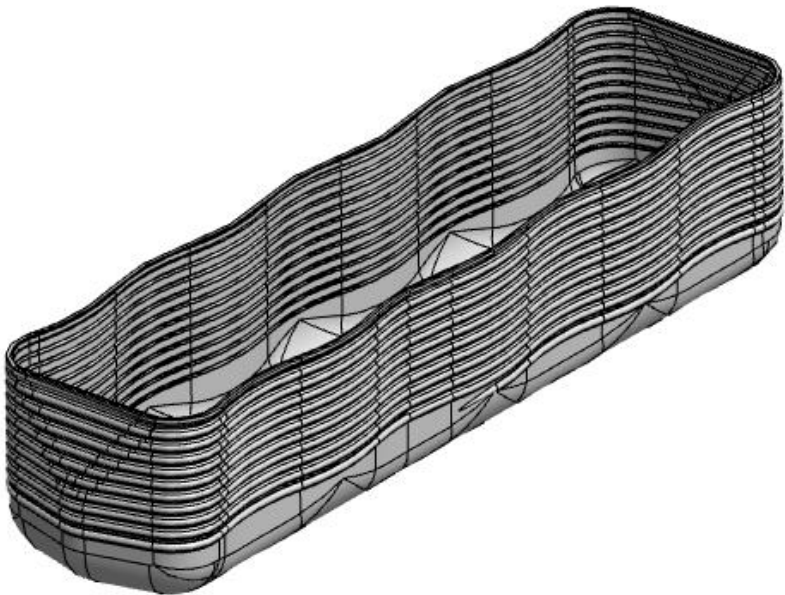
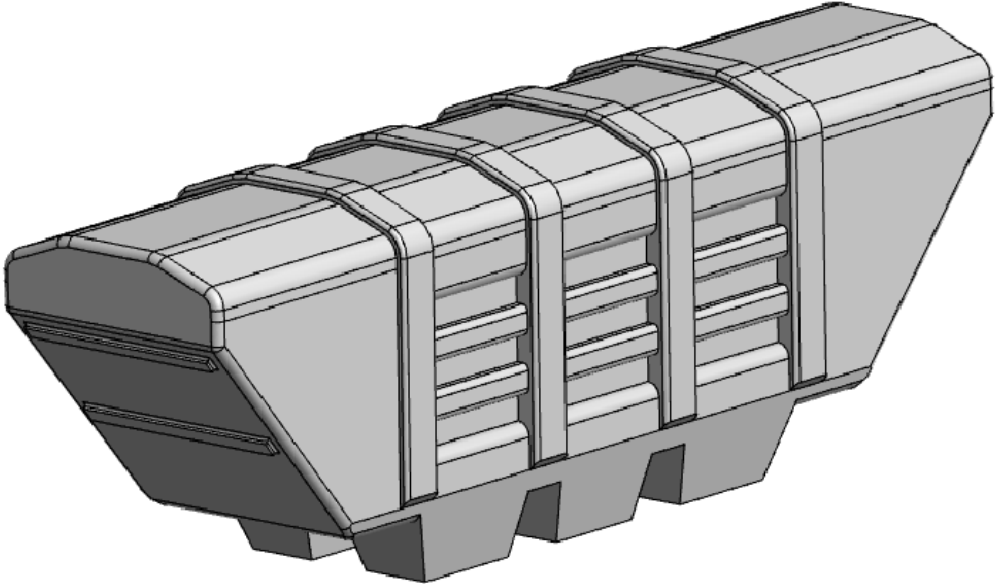
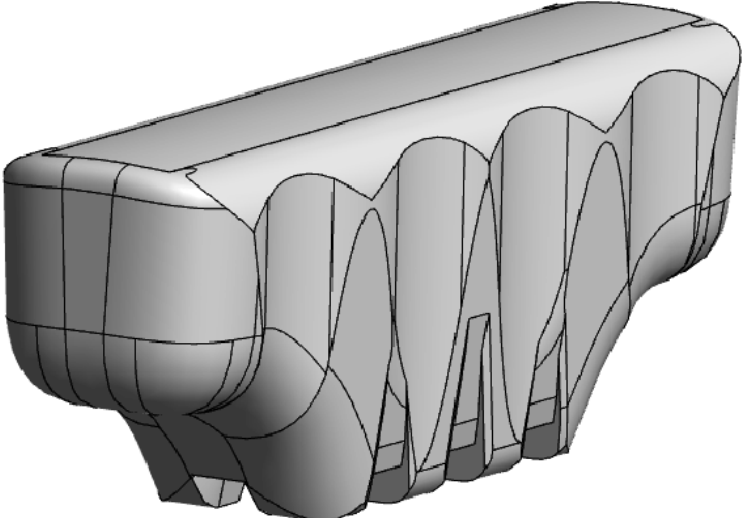
132. Фомін, О.В. Засоби ремонту типових і композитних кришок люків напіввагонів/ О.В. Фомін, О.С. Козинка // Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад» ДП «УкрНДІВ» Міністерства економіки України. – Вип. 24. – Кременчук: Вид-во ДП «УкрНДІВ», 2023. С. 40-55 DOI: <https://ukrndiv.com.ua/wp-content/uploads/2023/07/5.pdf>

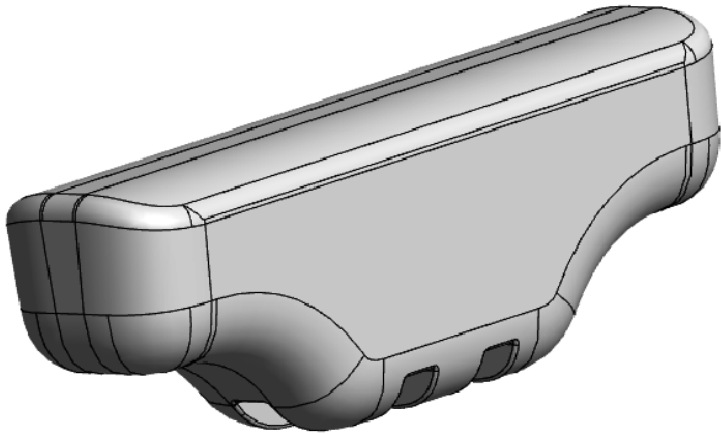
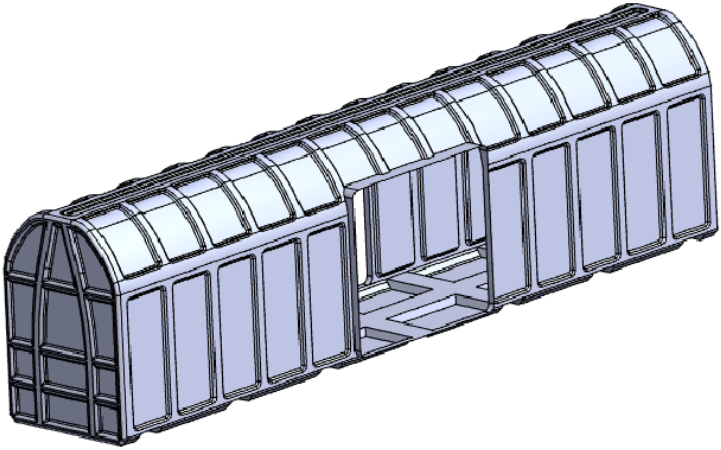
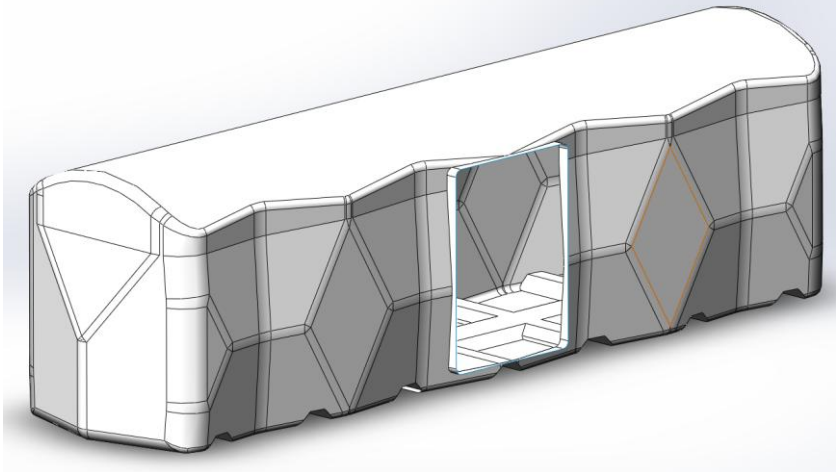
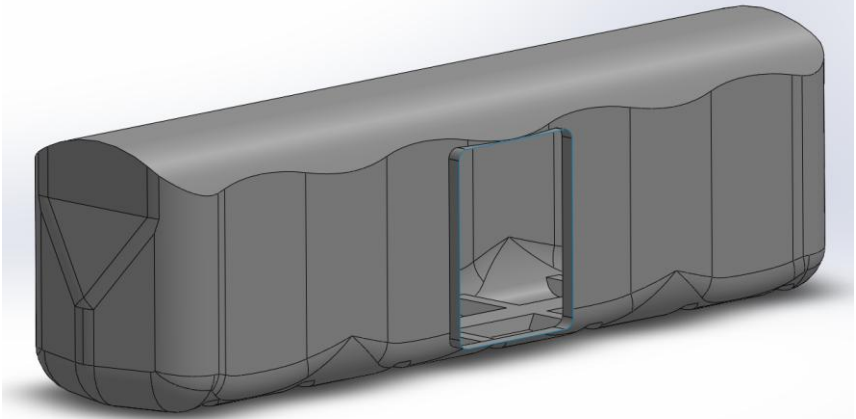
133. Фомін, О.В. Застосування м'яких полімерних покриттів для несівних складових рухомого складу / О.В. Фомін, О.С. Козинка, А.М. Фоміна, В.С. Лісничий // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського: Серія: Технічні науки. – Київ: ТНУ імені В.І. Вернадського, 2024– Том 35 (74) № 4 2024, – С. 332-336 DOI <https://doi.org/10.32782/2663-5941/2024.4/51>

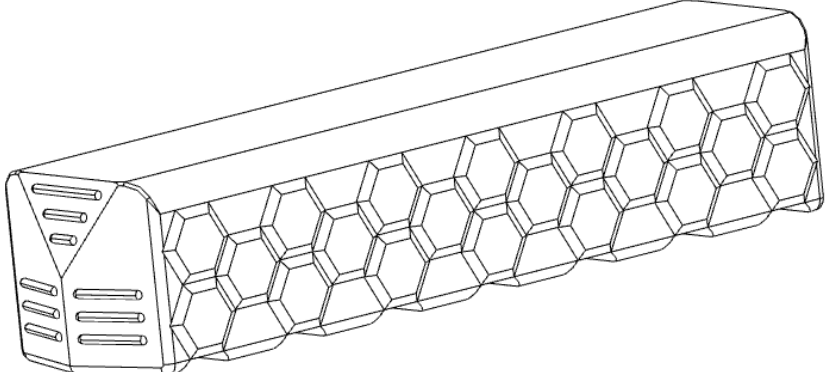
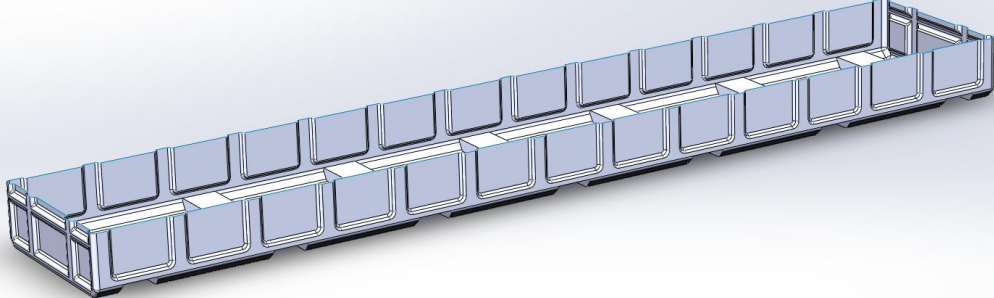
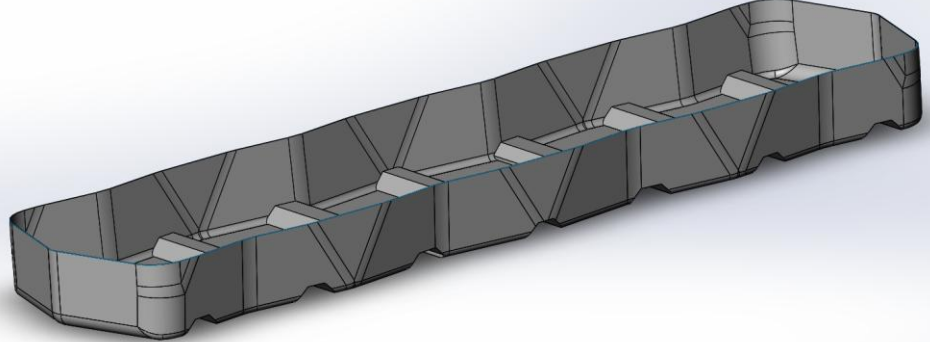
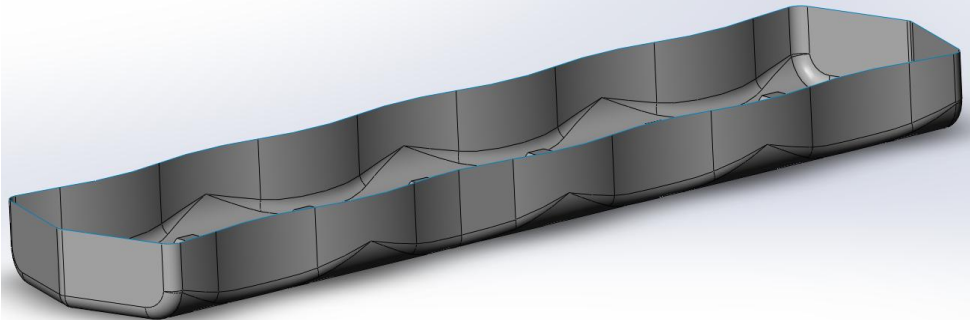
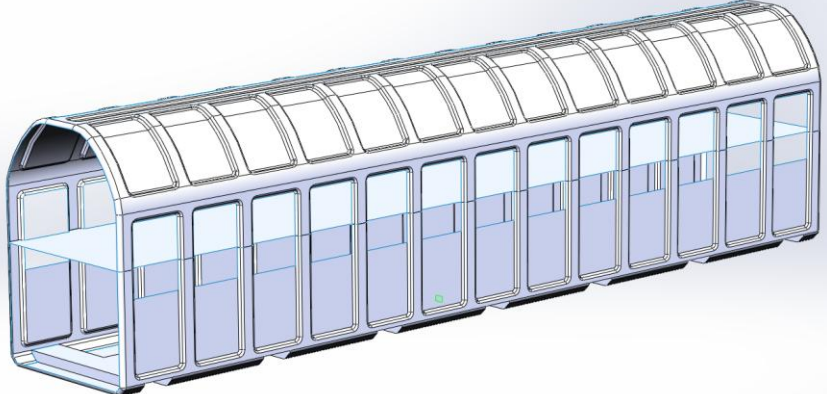
ДОДАТОК А

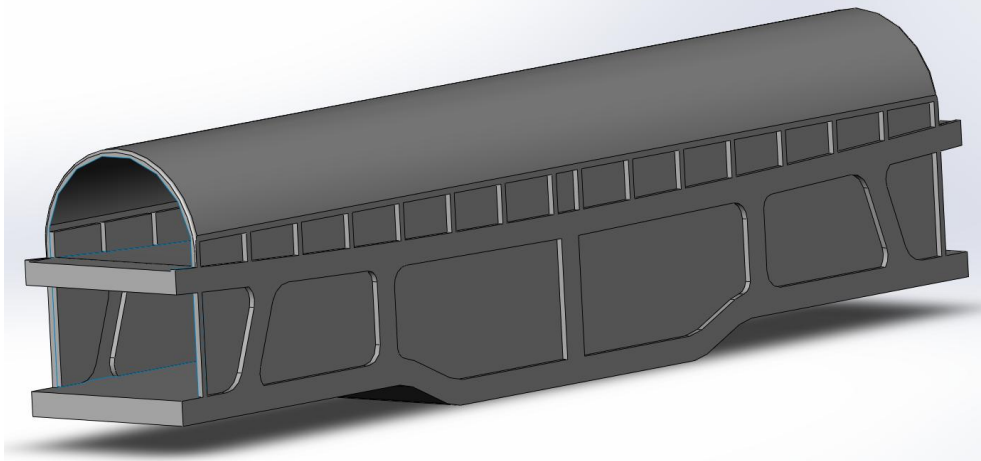
Запропоновані та розроблені у програмному середовищі розрахункові концепти перспективних конструкцій несівних систем вантажних вагонів з композитів

№ з/п	Назва концепту	Візуалізація
1.	3Д-модель кузова піввагона з композиту з гофрами у вигляді стільників (соти)	
2.	3Д-модель кузова піввагона з композиту з гофрами у вигляді довільних пірамід	
3.	3Д-модель кузова піввагона з композиту з гофрами у вигляді усічених пірамід	

4.	<p>3Д-модель кузова піввагона з композиту з пересічними гофрами різного розміру у вигляді синусоїди</p>	
5.	<p>3Д-модель кузова вагона-хопера з композиту з гофрами у вигляді полос</p>	
6.	<p>3Д-модель кузова Хоппер з композиту у вигляді синусоїди</p>	

7.	<p>3Д-модель кузова вагона- хопера з композиту з гофрами у вигляді довільних пірамід</p>	
8.	<p>3Д-модель кузова критого вагона з композиту з гофрами у вигляді полос</p>	
9.	<p>3Д-модель кузова критого вагона з композиту з гофрами у вигляді усічених пірамід</p>	
10.	<p>3Д-модель кузова критого вагона з композиту з гофрами у вигляді синусоїди</p>	

11.	3Д-модель кузова критого вагона з композиту з гофрами у вигляді стільників (соти)	
12.	3Д-модель кузова вагона-платформи з композиту з гофрами у вигляді полос	
13.	3Д-модель кузова вагона-платформи з композиту з гофрами у вигляді усічених пірамід	
14.	3Д-модель кузова вагона-платформи з композиту з гофрами у вигляді синусоїди	
15.	3Д-модель кузова вагона-платформи для перевезення автомобілів з композиту з гофрами у вигляді полос	

16.	<p>3Д-модель кузова вагона-платформи для перевезення автомобілів з композиту з гофрамі у вигляді комбінованої системи ферм</p>	
17.	<p>3Д-модель котла вагона-цистерни зі збільшеним об'ємом та пониженим центром ваги композиту</p>	