Український державний університет залізничного транспорту Міністерство освіти і науки України

Український державний університет залізничного транспорту Міністерство освіти і науки України

Кваліфікаційна наукова

праця на правах рукопису

ЛОВСЬКА АЛЬОНА ОЛЕКСАНДРІВНА

УДК 629.4.02.001.5

ДИСЕРТАЦІЯ

РОЗВИТОК НАУКОВИХ ОСНОВ РОЗРАХУНКІВ КОНСТРУКЦІЙ ВАГОНІВ ШЛЯХОМ УРАХУВАННЯ НАДНОРМОВАНИХ РЕЖИМІВ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

05.22.07 – рухомий склад залізниць та тяга поїздів

27 – Транспорт

Подається на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,

результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне

джерело

А. О. Ловська

Науковий консультант

ФОМІН Олексій Вікторович доктор технічних наук, професор

Харків – 2021

АНОТАЦІЯ

Ловська А. О. Розвиток наукових основ розрахунків конструкцій вагонів шляхом урахування наднормованих режимів при експлуатації. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація за здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.22.07 – рухомий склад залізниць та тяга поїздів (273 – залізничний транспорт). – Український державний університет залізничного транспорту, МОН України, Харків, 2021.

У представленій роботі проведено дослідження динамічної навантаженості та міцності несучих конструкцій вагонів при наднормованих режимах навантажень, а також запропоновано заходи щодо їх удосконалень. Актуальність роботи обумовлена тим, що існуюча нормативна база згідно якої здійснюється проектування рухомого складу не відображає особливостей навантажень несучих конструкцій при наднормованих режимах, що зумовлює необхідність її уточнення та доповнення для створення високоефективного рухомого складу.

У Вступі наведено загальну характеристику дисертаційної роботи, зазначено її актуальність, зв'язок із науковими темами, сформульовано мету, а також задачі досліджень, представлено практичне значення роботи та наукову новизну.

У першому розділі проведено класифікацію основних наднормованих режимів навантажень несучих конструкцій вагонів в експлуатації. Проаналізовано дослідження вітчизняних та закордонних вчених з визначення навантаженості несучих конструкцій вагонів при наднормованих режимах. Досліджено заходи щодо зменшення динамічної навантаженості несучих конструкцій вагонів в експлуатації. Проаналізовано дослідження щодо визначення динамічної навантаженості та міцності несучих конструкцій засобів комбінованого транспорту. Розглянуто особливості навантаженості несучих конструкцій вагонів при наднормованих режимах експлуатації (залізничнопоромні перевезення, контейнерні перевезення, маневрові співударяння). Досліджено основні пошкодження несучих конструкцій вагонів при наднормованих режимах навантаження. Визначено найбільш пошкоджувані елементи несучих конструкцій вагонів.

У другому розділі визначено динамічну навантаженість контейнерів у складі комбінованих поїздів, а також несучих конструкцій вагонів при перевезенні на залізничних поромах. Важливо зазначити, що досі дані питання не висвітлювалися належним чином, оскільки функціонування поїздів комбінованого транспорту на Україні розпочалося з 2016 року. Досліджено динамічну навантаженість вагонів-платформ з контейнерами, а також контейнерами-цистернами при перевезенні на залізничних поромах морем.

До уваги прийняті три схеми взаємодії контейнерів, а також контейнерівцистерн з рамами вагонів-платформ:

– відсутність переміщень вагона-платформи з контейнерами або контейнерами-цистернами відносно палуби. Тобто при коливаннях залізничного порому вагон-платформа та контейнери або контейнери-цистерни, розміщені на ньому, повністю повторюють траєкторію коливань судна;

 – наявність переміщень вагона-платформи відносно палуби та відсутність переміщень контейнерів або контейнерів-цистерн відносно рами вагонаплатформи;

 – наявність переміщень вагона-платформи відносно палуби та контейнерів або контейнерів-цистерн відносно рами вагона-платформи.

При цьому до уваги прийняті курсові кути морської хвилі по відношенню до корпусу залізничного порому. Визначені прискорення несучих конструкцій контейнерів та контейнерів-цистерн враховано при дослідженні їх стійкості на вагонах-платформах з урахуванням типової схеми взаємодії, тобто пари "фітингові упори – фітинги". Визначено допустимі кути крену залізничного порому при яких забезпечується безпека перевезень комбінованих поїздів морем. Встановлено, що з урахуванням типової схеми взаємодії стійкість контейнера на вагоні-платформі забезпечується при кутах крену залізничного порому до 25° . З метою забезпечення безпеки перевезень наливних вантажів у контейнерах-цистернах морем важливим є дотримання кутів крену залізничного порому до 10° .

Проведено комп'ютерне моделювання динамічної навантаженості несучої конструкції вагона-платформи з контейнерами та контейнерами-цистернами при перевезенні залізничними поромами. Розрахунки реалізовані за методом скінчених елементів в програмному комплексі SolidWorks Simulation (CosmosWorks). Визначено чисельні значення прискорень та поля їх розподілення відносно несучих конструкцій вагона-платформи та контейнерів, а також контейнерів-цистерн. Проведено верифікацію розроблених моделей за F-критерієм.

Удосконалено несучу конструкцію вагона-платформи 3 метою забезпечення стійкості контейнерів при перевезенні залізничним поромом шляхом постановки зйомних надбудов на раму. Для зменшення динамічної навантаженості контейнерів здійснюється використання внутрішніх на поверхнях надбудов матеріалу з в'язкими властивостями. Запропоновані технічні рішення обґрунтовані відповідними щодо удосконалення розрахунками.

Удосконалено схему взаємодії несучих конструкцій вагонів з палубою залізничного порому шляхом використання в'язких стяжок. Розрахунки здійснені стосовно напіввагона, як одного з найбільш поширених типів вагонів, що перевозяться на залізничних поромах морем. Проведено математичне та комп'ютерне моделювання динамічної навантаженості несучої конструкції вагона при перевезенні залізничним поромом з урахуванням запропонованих заходів. Здійснено верифікацію розроблених моделей динамічної навантаженості.

У третьому розділі проведено визначення динамічної навантаженості вагона-платформи з контейнерами та контейнерами-цистернами при маневровому співударянні. До уваги взято дві схеми навантажень несучих конструкцій вагона-платформи та контейнерів, а також контейнерів-цистерн: відсутність переміщень контейнерів або контейнерів-цистерн відносно рами вагона-платформи при ударі, а також наявність переміщень, обумовлених зазорами в парах "фітингові упори – фітинги". Це має місце коли динамічне навантаження, яке діє на контейнер або контейнер-цистерну перевищує силу тертя між горизонтальними поверхнями фітингів та фітингових упорів. Для зменшення динамічної навантаженості несучих конструкцій вагона-платформи та контейнерів, а також контейнерів-цистерн запропоновано використання між фітинговими упорами та фітингами пружних, в'язких або пружно-в'язких Запропоновані рішення обґрунтовані результатами проведеного зв'язків. математичного моделювання динамічної навантаженості вагона-платформи, завантаженого контейнерами та контейнерами-цистернами при маневровому співударянні з урахуванням дії на задній упор автозчепу навантаження у 3.5 MH. Для визначення чисельних значень прискорень та полів їх розподілення відносно несучих конструкцій вагона-платформи та контейнерів, контейнерів-цистерн з урахуванням удосконалень також проведено а комп'ютерне моделювання. Здійснено верифікацію розроблених моделей динамічної навантаженості. Проведено дослідження міцності фітингових упорів вагона-платформи, а також фітингів контейнерів та контейнерів-цистерн з урахуванням запропонованих заходів. Встановлено, що міцність фітингових упорів та фітингів забезпечується.

У четвертому розділі здійснено обґрунтування впровадження в'язких зв'язків в несучі конструкції вагонів з труб круглого перерізу.

Для зменшення динамічної навантаженості несучих конструкцій вагонів в експлуатації запропоновано застосування концепту упряжного пристрою автозчепу. При цьому здійснено виключення упряжних пристроїв автозчепів із несучої конструкції вагона та перекладено їх функції по поглинанню енергії, яка виникає від дії експлуатаційних навантажень, на хребтову балку, а також верхні та нижні обв'язування бокових стін, які пропонується виконувати із труб круглого перерізу та заповнювати матеріалом з демпфуючими та антикорозійними властивостями. Таке рішення сприяє зменшенню матеріалоємності вагона та відповідно підвищенню його вантажопідйомності і навантажувального об'єму кузова, а також подовженню безремонтного строку експлуатації.

Проведено визначення динамічної навантаженості вагона з урахуванням запропонованих рішень. Встановлено, що прискорення, яке діє на несучу конструкцію вагона, обладнаного концептами упряжних пристроїв при маневровому співударянні нижче на 10% від величин прискорень, отриманих при типовій схемі сприйняття навантажень хребтовою балкою вагона.

Проведено комп'ютерне моделювання динамічної навантаженості несучої конструкції вагона, обладнаного концептами упряжних пристроїв. Здійснено верифікацію моделей динамічної навантаженості несучої конструкції вагона.

Для підвищення ефективності експлуатації вагонів запропоновано створення на базі їх конструкцій вагонів зчленованого типу. Особливістю цих вагонів є те, що несучі елементи виконані з труб круглого перерізу. До уваги взяті основні типи вагонів, які використовуються в експлуатації: напіввагон, критий вагон, вагон-платформа та вагон-хопер. Проведено математичне моделювання повздовжньої динамічної навантаженості вагонів зчленованого типу. Визначено чисельні значення прискорень, які діють на їх несучі конструкції. Проведено розрахунок на міцність несучих конструкцій вагонів за використання Запропоновано методом скінчених елементів. концептів упряжних пристроїв на вагонах зчленованого типу з труб круглого перерізу. Результати проведених досліджень підтвердили доцільність даного рішення. Встановлено, що з урахуванням використання концептів упряжних пристроїв на вагонах зчленованого типу стає можливим знизити їх динамічну навантаженість майже на 10% у порівнянні з типовим автозчепним пристроєм.

У п'ятому розділі висвітлені особливості мультифункціональних виконань несучих складових вантажних вагонів. Для зменшення динамічної навантаженості несучої конструкції вагона з труб круглого перерізу запропоновано використання, у якості їх наповнювача, енергопоглинаючого матеріалу. Дане рішення розглянуто на прикладі піноалюмінію. Запропоновано несучу конструкцію напіввагона зі зчленованих оболонок, заповнених піноалюмінієм. Дані рішення обґрунтовані математичним та комп'ютерним моделюванням динамічної навантаженості несучої конструкції вагона з послідуючою верифікацією запропонованих моделей. Встановлено, що максимальні прискорення, які діють на несучу конструкцію напіввагона, складові якого заповнені піноалюмінієм, знижуються на 3,5% у порівнянні з трубною конструкцією без наповнювача.

Обґрунтовано впровадження пружних елементів в несучі конструкції вагонів для підвищення втомної міцності в експлуатації шляхом зменшення їх динамічної навантаженості. Це досягається за рахунок часткового перетворення динамічних навантажень в роботу сил сухого тертя, що виникають між складовими хребтової балки (повздовжніх балок) рами. Дане рішення реалізоване на прикладі напіввагона, довгобазної конструкції вагонаплатформи, а також критого вагона. Результати досліджень показали, що з урахуванням запропонованих рішень стає можливим зменшити динамічну навантаженість несучих конструкцій вагонів у порівнянні з вагонамипрототипами: напіввагон – на 25%, вагон-платформа – на 15%, критий вагон – на 20%.

У шостому розділі наведені результати експериментального дослідження міцності несучої конструкції вагона-платформи при маневрових співударяннях. При цьому проведено натурні дослідження міцності несучої конструкції вагонаплатформи з контейнерами з урахуванням типової схеми взаємодії, а також пружної. Дослідження проведені з використанням методу електричного Випробування здійснені відповідно до розробленої тензометрування. "Програми та методики випробувань". В якості прототипу обрано вагонплатформу моделі 13-401 побудови Дніпродзержинського вагонобудівного заводу. Місця монтажу тензорезисторів на несучій конструкції вагонаплатформи визначені за результатами проведених теоретичних розрахунків та отриманих полів розподілення напружень. При використані цьому

тензорезистори з базою 10 мм та опором 200 Ом. Дослідження проведені в діапазоні швидкостей співударянь: 3 – 6 км/год., 6 – 10 км/год. та більше 10 км/год.

Результати проведених досліджень дозволили визначити уточнені значення показників міцності несучої конструкції вагона-платформи та підтвердити результати теоретичних досліджень. Максимальна розбіжність між результатами математичного та фізичного експерименту при типовій схемі взаємодії вагона-платформи з контейнерами склала 17,0%, а при пружній – 17,5%.

Проведено техніко-економічне обґрунтування запропонованих рішень щодо удосконалення несучих конструкцій вагонів при наднормованих режимах навантажень.

Основні положення та рекомендації дисертаційної роботи передані з метою розгляду та подальшого впровадження в ДП "Український науководослідний інститут вагонобудування" (м. Кременчук) та ДМЗ "Карпати" (м. Новий Розділ). Також результати дисертаційної роботи використовуються в навчальному процесі УкрДУЗТ при підготовці бакалаврів та магістрів за спеціальністю 273 "Залізничний транспорт", а також для слухачів факультету підвищення кваліфікації кадрів.

Ключові слова: транспортна механіка, залізний транспорт, рухомий склад залізниць, вагони, наднормовані режими, комбіновані перевезення.

Список публікацій здобувача

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації

- Fomin O.V., Lovska A.O., Plakhtii O.A., Nerubatskyi V.P. The influence of implementation of circular pipes in load-bearing structures of bodies of freight cars on their physico-mechanical properties. *Scientific Bulletin of National Mining University*. 2017. №6. С. 89–96. (видання індексується в базі *Scopus*).
- Fomin O., Lovska A., Kulbovskyi I., Holub H., Kozarchuk I., Kharuta V. Determining the dynamic loading on a semi-wagon when fixing it with a viscous coupling to a ferry deck. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. № 2/7 (98). Р. 6–12. (видання індексується в базі Scopus).
- 3. Fomin O., Lovska A., Masliyev V., Tsymbaliuk A., Burlutski O. Determining strength indicators for the bearing structure of a covered wagon's body made from round pipes when transported by a railroad ferry. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. № 1/7 (97). Р. 33–40. (видання індексується в базі Scopus).
- 4. Fomin O., Lovska A., Daki O., Bohomia V., Tymoshchuk O., Tkachenko V. Determining the dynamic loading on an open-top wagon with a two-pipe girder beam. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. №3/7(99). Р. 18–25. (видання індексується в базі Scopus).
- 5. Fomin O., Lovska A., Skliarenko I., Klochkov Yu. Substantiating the optimization of the loadbearing structure of a hopper car for transporting pellets and hot agglomerate. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2020. № 1/7 (103). Р. 65–74. (видання індексується в базі Scopus).
- 6. Fomin O., Lovska A., Kovtun O., Nerubatskyi V. Defining patterns in the longitudinal load on a train equipped with the new conceptual couplers.

Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2020. № 2/7 (104) P. 33–40. (видання індексується в базі Scopus).

- Фомін О. В., Ловська А. О. Дослідження доцільності застосування круглих труб в якості елементів несучих систем залізничних вагонівплатформ. Вісник Східноукраїнського національного університету імені В. Даля. 2015. №1(218). С. 38–45.
- Fomin O. V., Gorbunov N. I., Lovskaya A. A. Prospective concept of the draft system of open boxcars. *Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського*. 2016. Вип. 6 (101). Частина 1. С. 76–85.
- 9. Ловська А. О. Визначення навантаженості контейнерів у складі комбінованих поїздів при перевезенні залізничним поромом. Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. 2017. Вип. 6 (72) С. 49–60.
- Ловська А. О. Особливості моделювання динамічної навантаженості вагона-платформи зчленованого типу з контейнерами. Вісник Східноукраїнського національного університету імені В. Даля. 2017. №4(234). С. 138–145.
- Ловська А. О. Дослідження міцності несучих конструкцій контейнерів у складі комбінованих поїздів при перевезенні залізничним поромом. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. 2018. Вип. 29 (1305). С. 62–68.
- Ловська А. О. Моделювання навантаженості контейнера-цистерни при перевезенні у складі комбінованого поїзда на залізничному поромі. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. 2018. Вип. 33. С. 28–32.
- 13. Ловська А. О. Визначення стійкості контейнера-цистерни відносно рами вагона-платформи при перевезенні на залізничному поромі. *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного*

університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. 2019. № 1 (79). С. 139–150.

- Ловська А. О., Рибін А. В. Особливості дослідження динамічної навантаженості контейнера-цистерни при перевезенні на залізничному поромі. Вісник Східноукраїнського національного університету імені В. Даля. 2019. №3 (251). С. 117–122.
- 15. Ловська А. О. Вплив тиску насипного вантажу на стійкість контейнера при перевезенні залізничним поромом. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. 2019. № 1. С. 23–27.
- 16. Ловська А. О. Визначення навантаженості контейнера, розміщеного на вагоні-платформі при пружно-в'язкій взаємодії фітингів з фітинговими упорами. Збірник наукових праць УкрДУЗТ. 2019. Вип. 184. С. 6–19.
- 17. Ловська А. О. Особливості комп'ютерного моделювання навантаженості контейнера з пружно-в'язкими зв'язками у фітингах при експлуатаційних режимах. Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій Міністерства освіти і науки України: Серія «Транспортні системи і технології». 2019. Вип. 33. Т. 2. С. 28–37.
- 18. Вагон-платформа зчленованого типу для перевезення контейнерів: пат. 122328 Україна, МПК В61D 3/08 (2006.01), В61D 3/10 (2006.01), В61D 3/20 (2006.01), В60Р 7/13 (2006.01), В60Р 7/08 (2006.01), В61F 1/08 (2006.01), В61F 1/02 (2006.01). а2017 04241; заявл. 28.04.17; опубл. 26.10.20, Бюл. № 20.
- 19. Критий вагон: пат. 111572 Україна, МПК (2016.01) В61D 3/00, В61F 1/00, В61F 1/02 (2006.01), В61F 1/08 (2006.01), В61D 17/04 (2006.01), В61D 17/08 (2006.01), В61D 17/12 (2006.01); а2015 09003. заявл. 18.09.2015; опубл. 10.05.2016. Бюл. №9.

Публікації у виданнях інших держав:

- Fomin O., Lovska A. Concept of freight wagons made of round pipes. Tallinn: Scientific Route. – 2020. – p. 72. doi: https://doi.org/10.21303/978-9916-9516-3-7
- 21. Fomin O., Lovska A. Improvements in passenger car body for higher stability of train ferry. *Engineering Science and Technology an International Journal*.
 2020, Vol. 23. Issue 6. P. 1455–1465. https://doi.org/10.1016/j.jestch.2020.08.010 (видання індексується в базі Scopus, Q1, WoS).
- 22. Lovska Alyona, Fomin Oleksij, Píštěk Václav, Kučera Pavel. Dynamic load modelling within combined transport trains during transportation on a railway ferry. *Applied Science*. 2020. №10. 5710. doi:10.3390/app10165710 (видання індексується в базі Scopus, Q1, WoS).
- Lovska Alyona, Fomin Oleksij, Píštěk Václav, Kučera Pavel. Calculation of loads on carrying structures of articulated circular-tube wagons equipped with new draft gear. *Applied Science*. – 2020. – №10, 7441. doi:10.3390/app10217441 (видання індексується в базі Scopus, Q1, WoS).
- 24. Fomin Oleksij, Gerlici Juraj, Lovskaya Alyona, Kravchenko Kateryna, Prokopenko Pavlo, Fomina Anna, Hauser Vladimir. Durability determination of the bearing structure of an open freight wagon body made of round pipes during its transportation on the railway ferry. *Communications. Scientific Letters of the University of Zilina*. 2019. Vol. 21, Issue 1. P. 28–34. (видання *індексується в базі Scopus, Q2*).
- 25. Fomin Oleksij, Lovska Alyona, Radkevych Valentyna, Horban Anatoliy, Skliarenko Inna, Gurenkova Olga. The dynamic loading analysis of containers placed on a flat wagon during shunting collisions. *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences*. 2019. Vol. 14, No. 21. P. 3747–3752. *(видання індексується в базі Scopus, Q2)*.
- 26. Fomin Oleksij, Fomin Oleksij, Lovska Alyona, Daki Olena, Bohomia Volodymyr, Tymoshchuk Olena, Prokopenko Pavlo. The substantiation of the

concept of creating containers with viscous-elastic connections in fitting. ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. 2019. Vol. 14, No. 15. P. 2771–2776. (видання індексується в базі Scopus, Q2).

- 27. Alyona Lovska. Simulation of loads on the carrying structure of an articulated flat car in combined transportation. *International Journal of Engineering & Technology*. 2018. 7 (4.3). Р. 140–146. (видання індексується в базі Scopus).
- Fomin Oleksij, Lovska Alyona, Gorobchenko Oleksandr, Turpak Serhii, Kyrychenko Iryna, Burlutski Oleksii. Analysis of dynamic loading of improved construction of a tank container under operational load modes. EUREKA: Physics and Engineering. 2019. 2. P. 61–70. (видання індексується в базі Scopus, Q2).
- 29. Fomin Oleksij, Lovska Alyona, Píštěk, Václav, Kučera Pavel. Research of stability of containers in the combined trains during transportation by railroad ferry. *MM SCIENCE JOURNAL*. 2020. MARCH. P. 3728–3733. (видання індексується в базі Scopus, Q2, WoS).
- 30. Lovskaya Alyona, Fomin Oleksij, Gerlici Juraj, Kravchenko Kateryna, Pavlo Prokopenko, Tomas Lack. Improvement of the bearing structure of the wagon-platform of the articulated type to ensure the reliability of the fixing on the deck of the railway ferry. *MATEC Web of Conferences*. 2019. Vol. 254. *(видання індексується в базі WoS)*.
- 31. Fomin Oleksij, Gerlici Juraj, Lovskaya Alyona, Gorbunov Mykola, Kravchenko Kateryna, Prokopenko Pavlo, Lack Tomas. Dynamic loading of the tank container on a flat wagon considering fittings displacement relating to the stops. *MATEC Web of Conferences*. 2018. Vol. 234. (видання індексується в базі Scopus, WoS).
- 32. Fomin Oleksij, Gerlici Juraj, Lovskaya Alyona, Kravchenko Kateryna, Prokopenko Pavlo, Fomina Anna, Hauser Vladimír. Research of the strength of the bearing structure of the flat wagon body from round pipes during

transportation on the railway ferry. *MATEC Web of Conferences*. 2018. Vol. 235. (видання індексується в базі Scopus).

- Fomin Oleksij, Lovska Alyona, Píštěk Václav, Kučera Pavel. Dynamic load computational modelling of containers placed on a flat wagon at railroad ferry transportation. *VIBROENGINEERING PROCEDIA*. 2019. Vol. 29. P. 118– 123. (видання індексується в базі Scopus).
- 34. Fomin O., Gerlici J., Lovska A., Kravchenko K., Fomina Yu., Lack T. Determination of the strength of the containers fittings of a flat wagon loaded with containers during shunting. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2019. Vol. 659. 012056. doi:10.1088/1757-899X/659/1/012056. (видання індексується в базі Scopus).
- 35. Fomin O., Lovska A., Bazyl L., Radkevych O., Skliarenko I. Determination of the strength of the flat wagon fitting stops by elastic viscous interaction with fittings of the tank container. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. 2019. Vol. 708. 012008. doi:10.1088/1757-899X/708/1/012008. (видання індексується в базі Scopus).
- 36. Fomin Oleksij, Vatulia Glib, Lovska Alyona. Formation of flash-concept for a resource-saving articulated hopper car to transport hot pellets and agglomerate. *E3S Web of Conferences*. 2020. Vol. 166. 07002 (2020) https://doi.org/10.1051/e3sconf/202016607002. (видання індексується в базі Scopus).
- 37. Fomin O., Lovska A., Lack T., Bykovets N., Shatkovska H., Kravchenko K. Determination of the strength of a flat wagon by elastic viscous interaction with tank containers. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. 2020. Vol. 776. 012015. doi:10.1088/1757-899X/776/1/012015. (видання індексується в базі Scopus).
- 38. Fomin Oleksij, Lovska Alyona, Píštěk, Václav, Kučera Pavel. The research of the influence of viscous interaction between wagon and container on the dynamic load during transportation by rail ferry. *VIBROENGINEERING PROCEDIA*. 2020. Vol. 31. P. 62–67.

https://doi.org/10.21595/vp.2020.21439. (видання індексується в базі Scopus).

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації

- 39. Ловська А. О. Особливості конструкції та перевірочних розрахунків на міцність несучої системи вагону-платформи із круглих труб. *Логістичне* управління та безпека руху на транспорті: зб. тез міжнародної науковопрактичної конференції. (Лозова, 4 – 8 травня 2015 р.). Лозова: СНУ ім. В Даля, 2015. С. 25 – 26.
- 40. Ловська А. О. Обґрунтування доцільності оптимізації та комп'ютерне моделювання міцності кузову напіввагону з використанням у якості несучих елементів конструкції круглих труб. *Розвиток наукової та інноваційної діяльності на транспорті*: матеріали 77 міжнародної науково-технічної конференції науково-практичної конференції. (Харків, 21–23 квітня 2015 р.). Харків: УкрДАЗТ, 2015. С. 63–64.
- 41. Ловська А. О. Дослідження динамічних навантажень, що діють на несучі конструкції кузовів вагонів при комбінованих перевезеннях. *Розвиток* наукової та інноваційної діяльності на транспорті: матеріали 78 міжнародної науково-технічної конференції. (Харків, 26–28 квітня 2016 р.). Харків: УкрДАЗТ, 2016. С. 39–40.
- 42. Ловська А. О. Дослідження динамічного навантаження вагонаплатформи з контейнерами, розміщеними на ньому при маневровому співударянні. *Інновації інфраструктури транспортно-логістичних систем. Проблеми, досвід, перспективи*: зб. тез міжнародної науковопрактичної конференції. (Трускавець, 11–17 квітня 2016 р.). Трускавець: СНУ ім. В. Даля, 2016. С. 108–110.
- 43. Ловська А. О. Уточнення величин динамічних навантажень, що діють на несучі конструкції кузовів вагонів при перевезенні залізничними поромами. Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту: матеріали 76 міжнародної науково-практичної

конференції. (Дніпропетровськ, 19–20 травня 2016 р.). Дніпропетровськ: ДНУЗТ, 2016. С. 49–50.

- 44. Ловська А. О., Ялова І. В. Дослідження динамічних навантажень, які діють на вагон-платформу з контейнерами при перевезенні на залізничному поромі. *Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту*: матеріали 77 міжнародної науково-практичної конференції. (Дніпро, 11–12 травня 2017 р.). Дніпро: ДНУЗТ, 2017. С. 53–55.
- 45. Ловська А. О., Равлюк В. Г. Дослідження динамічної навантаженості несучих конструкцій контейнерів при перевезенні на вагонахплатформах. *Dynamika naukowych badań*-2017: materiały XIII międzynarodowej naukowipraktycznej konferencji. (Przemyśl, 07–15 lipca 2017 roku). Przemyśl: Nauka i studia, 2017. C. 24–26.
- 46. Ловська А. О. Визначення динамічної навантаженності удосконаленої несучої конструкції вагона-платформи зчленованого типу при комбінованих перевезеннях. *Логістичне управління та безпека руху на транспорті*: збірник наукових праць науково-практичної конференції студентів та молодих. (Лиман, 5–7 жовтня 2017 р.). Лиман: СНУ ім. В. Даля, 2017. С. 92–94.
- 47. Ловская A. A. Особенности математического моделирования динамической нагруженности несущих конструкций контейнеров, размещенных на вагонах-платформах при эксплуатационных режимах Проблемы безопасности VIII-я нагружения. на транспорте: Международная научно-практическая конференция, посвященная Году науки. (Гомель, 23-24 ноября 2017 г.). Гомель: БелГУТ, 2017. С. 116-117.
- 48. Ловська А. О. Дослідження динамічних навантажень, які діють на вагонплатформу зчленованого типу з контейнерами при експлуатаційних режимах навантаження. *Проблеми розвитку транспорту і логістики*:

збірник тез VII-ї міжнародної науково-практичної конференції. (Одеса, 26–28 квітня 2017 р.). Одеса: СНУ ім. В. Даля, 2017. С. 97–98.

- 49. Alyona Lovska. Research of loads on carrying structures of containers in combined trains in rail ferry transportation. *Globalization of scientific and educational space. Innovations of transport. Problems, experience, prospects:* Theses of international scientific and practical conference. (Italy, May 2018). Italy: Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, 2018. P. 71–74.
- 50. Ловська А. О., Рибін А. В. Визначення навантаженості контейнерацистерни при перевезенні у складі комбінованого поїзда на залізничному поромі. Science and technology of the present time: priority development directions of Ukraine and *Poland*: International Multidisciplinary Conference. (Wolomin, 19–20 October 2018). Wolomin, 2018. C. 110–111.
- 51. Ловська А. О. Комп'ютерне моделювання навантаженості контейнерацистерни при експлуатаційних режимах. *Логістичне управління та безпека руху на транспорті*: збірник наукових праць науковопрактичної конференції студентів та молодих вчених. (Київ, 16– 17 листопада 2018 р.). Київ: СНУ ім. В. Даля, 2018. С. 114–116.
- 52. Ловська А. О. Моделювання навантаженості несучої конструкції вагонаплатформи зчленованого типу при комбінованих перевезеннях. *Технології та інфраструктура транспорту*: тези доповідей міжнародної науково-технічної конференції. (Харків, 14–16 травня 2018 р.). Харків: УкрДУЗТ, 2018. С. 125–126.
- 53. Ловська А. О., Фомін О. В., Горбань А. В., Скок П. О. Дослідження динамічної навантаженості контейнера, розміщеного на вагоніплатформі при перевезенні залізничним поромом. *Актуальні проблеми інженерної механіки*: Тези доповідей VI Міжнародної конференції. (Одеса, 20–24 травня 2019 р.). Одеса: ОДАБА, 2019. С. 198–200.
- 54. Ловська А. О. Математичне моделювання динамічної навантаженості контейнера-цистерни при перевезенні на залізничному поромі.

Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту: матеріали 79 міжнародної науково-практичної конференції. (Дніпро, 16–17 травня 2019 р.). Дніпро: ДНУЗТ, 2019. С. 55–56.

- 55. Ловська А. О., Рибін А. В. Моделювання навантаженості контейнера типорозміру 1СС при перевезенні на залізничному поромі. *Логістичне управління та безпека руху на транспорті*: збірник наукових праць науково-практичної конференції здобувачів вищої освіти та молодих вчених. (Лиман, 14–16 листопада 2019 р.). Лиман: СНУ ім. В. Даля, 2019. С. 96–99.
- 56. Ловська А. О., Рибін А. В. Визначення стійкості контейнера типорозміру 1СС при перевезенні залізничним поромом. НАУКА, ТЕХНІКА І ТЕХНОЛОГІЇ: ГЛОБАЛЬНІ ТА СУЧАСНІ ТЕНДЕНЦІЇ: Міжнародна науково-практична конференція. (Прага, 27–28 грудня, 2019 р.). Прага, 2019. С. 54–56.
- 57. Lovska Alyona. Research of dynamic loading of a container located on a flat wagon at visco-elastic interaction between fittings and fitting stops. *Globalization of scientific and educational space. Innovations of transport. Problems, experience, prospects*: Theses of international scientific and practical conference. (Salou, 4–11 May 2019). Salou: Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, 2019. P. 57–58.
- 58. Ловська А. О. Дослідження динамічної навантаженості контейнерів з пружно-в'язкими зв'язками у фітингах при експлуатаційних режимах. Вагони нового покоління: із XX в XXI сторіччя: Тези доповідей II Всеукраїнської конференції. (Харків, 23–25 квітня 2019 р.). Харків: УкрДУЗТ, 2019. С. 13–14.
- 59. Fomin Oleksij, Gerlici Juraj, Lovska Alyona, Kravchenko Kateryna, Fomina Yuliia, Lack Tomas. Determination of the strength of the containers fittings of a flat wagon. *Research and Development of Mechanical Elements and Systems, IRMES 2019*: Book of Abstracts for the 9th International Scientific

Conference [on]. (Kragujevac, 5–7 September 2019.). Kragujevac, 2019. P. 228–229.

- 60. Фомін О. В., Ловська А. О., Чимшир В. І., Букатова О. М., Яренчук Л. Г. Особливості визначення навантаженості несучої конструкції кузова напіввагона зчленованого типу з круглих труб. Проблеми надійності та довговічності інженерних споруд і будівель на залізничному транспорті: тези доповідей 8-ої Міжнародної науково-технічної конференції. (Харків, 20–22 листопада 2019 р.). Харків: УкрДУЗТ, 2019. С. 95–96.
- 61. Ловська А. О. Визначення динамічної навантаженості контейнерів при експлуатаційних режимах. *Транспорт і логістика: проблеми та рішення*: збірник наукових праць ІХ-ї міжнародної науково-практичної конференції. (Одеса, 22–24 травня 2019 р.). Одеса: СНУ ім. В. Даля, 2019. С. 81–84.

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації

- 62. Lovskaya Alyona, Gerlici Juraj, Fomin Oleksij, Kravchenko Kateryna, Fomina Yuliia, Lack Tomas. Special Aspects of Determining the Dynamic Load of the Tank Container During Its Transportation in an Integrated Train Set by a Railway Ferry. TRANSBALTICA XI: Transportation Science and Technology Proceedings of the International Conference TRANSBALTICA. Vilnius, Lithuania, 2019. P. 58–590.
- 63. Ловська А. О. Дослідження динамічної навантаженості вагонаплатформи з контейнерами при перевезенні на залізничному поромі. Залізничний транспорт України. 2017. № 2. С. 16–20.
- 64. Контейнер-цистерна: пат. 134400 Україна, МПК (2019.01) В61D 3/00, В61D 3/20 (2006.01), В61D 5/00, В65D 88/06 (2006.01), В65D 88/12 (2006.01). u2018 12988; заявл. 27.12.18; опубл. 10.05.19, Бюл. № 9.
- 65. Вагон-платформа для перевезення контейнерів: пат. 134913 Україна, МПК В61D 3/08 (2006.01), В61D 3/20 (2006.01). u2018 13016; заявл. 28.12.18; опубл. 10.06.19, Бюл. №11.

- 66. Контейнер-цистерна: пат. 135552 Україна, МПК (2019.01) В65D 88/12 (2006.01), В61D 3/00, В61D 3/20 (2006.01). u2018 12989; заявл. 27.12.18; опубл. 10.07.19, Бюл. № 13.
- 67. Пристрій для закріплення вагона відносно палуби залізничного порома: пат.136743 Україна, МПК (2019.01) В60Р 7/08 (2006.01), В60Р 7/135 (2006.01), В60Р 3/06 (2006.01), В63В 25/00; и2019 03401. заявл. 04.04.19; опубл. 27.08.19, Бюл. №16.
- 68. Ударно-тяговий прилад залізничного вагона: пат. 138422 Україна, МПК В65G 11/16 (2006.01), В65G 11/18 (2006.01). u2019 05595; заявл. 23.05.19; опубл. 25.11.19, Бюл. №22.
- 69. Вагон-платформа зчленованого типу для перевезення контейнерів: пат. 145433 Україна, МПК (2020.01) В61D 3/00, В61D 3/08 (2006.01), В61F 1/08 (2006.01). u2020 04117; заявл. 07.07.20; опубл. 10.12.20, Бюл. № 23.

ANNOTATION

Lovska A. O. Development of scientific foundations for calculating wagon structures by taking into account the above-norm cases of their operation. – Qualification scientific work – manuscript copyright.

Dissertation for the degree of Doctor of Technical Sciences in the speciality 05.22.07 – rolling stock of railways and train traction (273 – railway transport); Ukrainian State University of Railway Transport, Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkiv, 2021.

In the presented work, the research of dynamic loading and durability of loadbearing structures of wagons in above-norm modes of loadings is carried out, and also measures concerning their improvements are offered. The relevance of the work relates to the fact that the existing regulatory framework, according to which the rolling stock is designed, does not reflect the peculiarities of load-bearing structures in above-norm modes, which necessitates its refinement and addition to create highly efficient rolling stock.

The Introduction provides a general description of the dissertation, its relevance, connection with scientific topics, formulates the purpose and objectives of the research, presents the practical significance of the work and scientific novelty.

In the first section, classification of the main above-norm modes of loadings of load-bearing structures of wagons in operation is carried out. The research of domestic and foreign scientists into determination of loading of load-bearing structures of wagons in above-norm modes is analyzed. Measures to reduce dynamic loading of load-bearing structures of wagons in operation are studied. The research on determination of dynamic loading and durability of load-bearing structures of means of combined transport is analyzed. Peculiarities of loading of load-bearing structures of wagons in above-norm modes of operation (railway-ferry transportation, container transportation, shunting collisions) are considered. The main kinds of damage of load-bearing structures of wagons in above-norm loading modes are investigated. The most damage-prone elements of load-bearing structures of wagons are identified.

In the second section, dynamic loading of containers as a part of combined trains, as well as the load-bearing structures of wagons during transportation on railway ferries is determined. It is important to note that these issues have not been adequately covered so far, as the operation of combined transport trains in Ukraine began in 2016. Dynamic loading of flat wagons with containers, as well as tank containers during transportation on railway ferries by sea is studied.

Three schemes of interaction of containers, as well as tank containers, with the frames of flat wagons are taken into account:

- the absence of movement of the flat wagon with containers or tank containers relative to the deck. It means that when the railway ferry oscillates, the flat wagon and the containers or tank containers placed on it completely repeat the trajectory of the vessel's oscillations;

- the presence of movements of the flat wagon relative to the deck and the absence of movements of containers or tank containers relative to the frame of the flat wagon;

- the presence of movements of the flat wagon relative to the deck and containers or tank containers relative to the frame of the flat wagon.

In the process, course angles of the sea wave in relation to the hull of the ferry are taken into account. The determined accelerations of load-bearing structures of containers and tank containers are taken into consideration, when studying their stability on flat wagons, taking into account the typical scheme of interaction, i.e. pairs "fitting supports – fittings". Permissible roll angles of the railway ferry are defined, at which the safety of transportation of combined trains by the sea is provided. It is established that taking into account the typical scheme of interaction, the stability of the container on the flat wagon is provided at the roll angles of the railway ferry up to 25^{0} . In order to ensure the safety of bulk cargo transportation in tank containers by sea, it is important to observe the roll angles of the railway ferry up to 10^{0} .

Computer simulation of dynamic loading of the load-bearing structure of the flat wagon with containers and tank containers during transportation by railway ferries is carried out. Calculations are implemented by the finite element method in the SolidWorks Simulation (CosmosWorks) software complex. Numerical values of accelerations and fields of their distribution relative to the load-bearing structures of the flat wagon and containers, as well as tank containers are defined. Verification of the developed models by F-criterion is carried out.

The load-bearing structure of the flat wagon is improved in order to ensure the stability of containers during transportation by railway ferry by means of placing removable superstructures on the frame. To reduce dynamic loading of containers, a material with viscous properties is used on the inner surfaces of the superstructures. The proposed technical solutions for improvement are justified by appropriate calculations.

The scheme of interaction of load-bearing structures of wagons with the deck of the railway ferry is improved by using viscous ties. Calculations are made for the gondola car, as one of the most common types of wagons transported on railway ferries by sea. Mathematical and computer modelling of dynamic loading of the loadbearing structure of the wagon during transportation by railway ferry is performed, taking into account the proposed measures. Verification of the developed models of dynamic loading is carried out.

In the third section, determination of dynamic loading of the flat wagon with containers and tank containers during shunting collision is carried out. Two loading schemes of load-bearing structures of the flat wagon and containers, as well as tank containers are taken into account: the absence of movements of containers or tank containers relative to the frame of the flat wagon in the event of an impact, as well as the presence of movements due to gaps in the pairs "fitting supports – fittings". This occurs when dynamic loading acting on the container or tank container exceeds friction force between the horizontal surfaces of the fittings and the fitting supports. To reduce dynamic loading of the load-bearing structures of the flat wagon and containers, as well as tank containers, the use of elastic, viscous or viscoelastic

connections between fitting supports and fittings is proposed. The proposed solutions are substantiated by the results of mathematical modelling of dynamic loading of the flat wagon loaded with containers and tank containers during shunting collision, taking into account the loading of 3.5 MN acting on the rear support of the automatic coupler.

Computer simulation is performed to determine the numerical values of accelerations and their distribution fields relative to the load-bearing structures of the flat wagon and containers, as well as tank containers, taking into account the improvements. Verification of the developed models of dynamic loading is carried out. The strength of the fitting supports of the flat wagon, as well as the fittings of containers and tank containers is studied, taking into account the proposed measures. It is established that the strength of the fitting supports and the fittings is provided.

In the fourth section, substantiation of introduction of viscous connections in load-bearing structures of wagons made of pipes of round section is carried out.

To reduce dynamic loading of the load-bearing structures of wagons in operation, it is proposed to introduce the concept of an automatic coupler harness. At the same time, the automatic coupler harnesses are excluded from the load-bearing structure of the wagon and their functions of absorption of energy arising from the action of operational loads are transferred to the spine beam, as well as upper and lower sidewall straps which are proposed to be formed from pipes of round section and filled with a material with damping and anticorrosion properties. This solution helps to reduce the material capacity of the wagon and, accordingly, increase its carrying capacity and loading volume of the body, as well as extend its maintenancefree life.

Dynamic loading of the wagon is determined, taking into account the proposed solutions. It is established that acceleration acting during shunting collision on the load-bearing structure of a wagon equipped with the concepts of harnesses is lower by 10% than acceleration values obtained in case of the typical scheme of load supported by the spine beam of the wagon.

Computer simulation of dynamic loading of the load-bearing structure of a wagon equipped with the concepts of harnesses is carried out. Verification of models of dynamic loading of the load-bearing structure of the wagon is performed.

To increase the efficiency of operation of wagons, it is proposed to create articulated wagons on the basis of their designs. The peculiarity of these wagons is that the load-bearing elements are made of pipes of round section. The main types of wagons used in operation are taken into account: a gondola car, a covered wagon, a flat wagon and a hopper car.

Mathematical modelling of longitudinal dynamic loading of wagons of articulated type is carried out. Numerical values of accelerations acting on their loadbearing structures are determined. The strength of the load-bearing structures of wagons is calculated by the finite element method. It is proposed to use the concepts of harnesses on articulated wagons made of pipes of round section.

The results of the research confirmed the feasibility of this solution. It is established that taking into account the use of concepts of harnesses on wagons of articulated type it becomes possible to reduce their dynamic loading by almost 10% in comparison with a typical automatic coupler.

The fifth section highlights the features of multifunctional versions of the loadbearing components of freight wagons. To reduce dynamic loading of the loadbearing structure of the wagon made of pipes of round section, the use of energyabsorbing material as their filler is proposed. This solution is considered on the example of foamed aluminum. A load-bearing structure of a gondola car made of articulated shells filled with foamed aluminum is proposed. These solutions are justified by mathematical and computer modelling of dynamic loading of the loadbearing structure of the wagon with subsequent verification of the proposed models. It is established that the maximum accelerations acting on the load-bearing structure of the gondola car, the components of which are filled with foamed aluminum, are reduced by 3.5% compared to the tubular structure without filler.

It is substantiated to introduce elastic elements in the load-bearing structures of wagons to increase the fatigue strength in operation by reducing their dynamic loading. This is achieved by partially converting dynamic loadings into the work of dry friction forces arising between the components of the spine beam (longitudinal beams) of the frame. This solution is implemented on the example of the gondola car, the long-base structure of the flat wagon, as well as the covered wagon. The research results showed that taking into account the proposed solutions it becomes possible to reduce dynamic loading of the load-bearing structures of wagons in comparison with prototype wagons: the gondola car – by 25%, the flat wagon – by 15%, the covered wagon – by 20%.

The sixth section presents the results of an experimental study of the strength of the load-bearing structure of the flat wagon in shunting collisions. At the same time, field studies of the strength of the load-bearing structure of the flat wagon with containers are carried out, taking into account the typical scheme of interaction, as well as elastic one. The research is conducted using the method of electric strain gauging. The tests are carried out in accordance with the developed "Test programme and methods".

The flat wagon of model 13-401 built by the Dniprodzerzhynsk wagonbuilding plant is chosen as a prototype. The mounting locations of strain gauges on the load-bearing structure of the flat wagon are determined by the results of theoretical calculations and the obtained stress distribution fields. In this case, strain gauges with a base of 10 mm and resistance of 200 Ohms are used.

The studies are conducted in the range of collision speeds: 3 - 6 km/h, 6 - 10 km/h and more than 10 km/h. The results of the conducted research allowed determining the specified values of strength indicators of the flat wagon load-bearing structure and confirm the results of theoretical research. The maximum discrepancy between the results of mathematical and physical experiment in the typical scheme of interaction of the flat wagon with containers is 17.0%, and in the elastic one -17.5%.

Feasibility study of the proposed solutions for improving the load-bearing structures of wagons in above-norm loading modes is performed.

The main principles and recommendations of the dissertation are submitted for consideration and further implementation in the State Enterprise "Ukrainian scientific railway car building research institute" (Kremenchuk) and Research and Mechanical Plant of the Karpaty (Novij Rozdil). Also, the results of the dissertation are used in the educational process of Ukrainian State University of Railway Transport in the preparation of bachelors and masters in the speciality 273 "Railway Transport", as well as for students of the faculty of advanced training of staff.

Key words: transport mechanics, railway transport, railway rolling stock, wagons, above-norm modes, combined transportation.

The list of author's publications

Journals where basic scientific results of the thesis has been published

- Fomin O. V., Lovska A. O., Plakhtii O. A., Nerubatskyi V. P. The influence of implementation of circular pipes in load-bearing structures of bodies of freight cars on their physico-mechanical properties. *Scientific Bulletin of National Mining University*. 2017. №6. С. 89–96. (видання індексується в базі Scopus).
- Fomin O., Lovska A., Kulbovskyi I., Holub H., Kozarchuk I., Kharuta V. Determining the dynamic loading on a semi-wagon when fixing it with a viscous coupling to a ferry deck. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. № 2/7 (98). Р. 6–12. (видання індексується в базі Scopus).
- 3. Fomin O., Lovska A., Masliyev V., Tsymbaliuk A., Burlutski O. Determining strength indicators for the bearing structure of a covered wagon's body made from round pipes when transported by a railroad ferry. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. № 1/7 (97). Р. 33–40. (видання індексується в базі Scopus).
- 4. Fomin O., Lovska A., Daki O., Bohomia V., Tymoshchuk O., Tkachenko V. Determining the dynamic loading on an open-top wagon with a two-pipe girder beam. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. № 3/7 (99). Р. 18–25. (видання індексується в базі Scopus).
- Fomin O., Lovska A., Skliarenko I., Klochkov Yu. Substantiating the optimization of the loadbearing structure of a hopper car for transporting pellets and hot agglomerate. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2020. № 1/7 (103). Р. 65–74. (видання індексується в базі Scopus).
- Fomin O., Lovska A., Kovtun O., Nerubatskyi V. Defining patterns in the longitudinal load on a train equipped with the new conceptual couplers. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2020. № 2/7 (104) P. 33–40. (видання індексується в базі Scopus).
- 7. Fomin O. V., Lovska A. O. Research of expediency of application of round pipes as elements of bearing systems of railway flat wagons. *Visnik*

Skhidnoukrayinskogo naczionalnogo universitetu imeni V. Dalya. 2015. №1 (218). P. 38–45.

- Fomin O. V., Gorbunov N. I., Lovskaya A. A. Prospective concept of the draft system of open boxcars. *Visnik Kremenchuczkogo naczionalnogo universitetu imeni Mikhajla Ostrogradskogo. 2016. Vip. 6 (101). Part 1. pp. 76–85.*
- Lovska A. O. Determination of container load as a part of combined trains during transportation by railway ferry. *Nauka ta progres transportu. Visnik Dnipropetrovskogo naczionalnogo universitetu zaliznichnogo transportu imeni akademika V. Lazaryana.* 2017. Vip. 6 (72) P. 49–60.
- 10. Lovska A. O. Features of modeling of dynamic loading of the flat wagon of the articulated type with containers. *Visnik Skhidnoukrayinskogo naczionalnogo universitetu imeni V. Dalya*. 2017. №4 (234). P. 138–145.
- Lovska A. O. Investigation of the strength of bearing structures of containers as a part of combined trains during transportation by railway ferry. *Visnik Naczionalnogo tekhnichnogo universitetu «KhPI»*. *Seriya: Transportne mashinobuduvannya*. 2018. Vip. 29 (1305). P. 62–68.
- Lovska A. O. Modeling of tank-container load during transportation as a part of a combined train on a railway ferry. *Visnik Naczionalnogo tekhnichnogo universitetu «KhPI»*. *Seriya: Dinamika i micznist mashin*. 2018. Vip. 33. P. 28– 32.
- Lovska A. O. Determination of the stability of the container-tank relative to the frame of the car-platform during transportation by rail. Science and progress of transport. Nauka ta progres transportu. Visnik Dnipropetrovskogo naczionalnogo universitetu zaliznichnogo transportu imeni akademika V. Lazaryana. 2019. № 1 (79). P. 139–150.
- 14. Lovska A. O., Rybin A.V. Features of the study of the dynamic load of the tankcontainer during transportation by rail. *Visnik Skhidnoukrayinskogo naczionalnogo universitetu imeni V. Dalya.* 2019. №3 (251). P. 117–122.

- Lovska A. O. Influence of bulk pressure on the stability of the container during transportation by rail. *Visnik Naczionalnogo tekhnichnogo universitetu «KhPI»*. *Seriya: Dinamika i micznist mashin*. 2019. № 1. P. 23–27.
- Lovska A. O. Determination of the load of the container placed on the flat wagon with elastic-viscous interaction of fittings with fitting stops. *Zbirnik naukovikh pracz UkrDUZT*. 2019. Vip. 184. P. 6–19.
- Lovska A. O. Features of computer modeling of the load of the container with elastic-viscous bonds in the fittings under operating conditions. *Zbirnik* naukovikh pracz Derzhavnogo universitetu infrastrukturi ta tekhnologij Ministerstva osviti i nauki Ukrayini: Seriya «Transportni sistemi i tekhnologiyi». 2019. Vip. 33. T. 2. P. 28–37.
- 18. Articulated type flat wagon for container transportation: Patent 122328 Ukraine, MPC B61D 3/08 (2006.01), B61D 3/10 (2006.01), B61D 3/20 (2006.01), B60P 7/13 (2006.01), B60P 7/08 (2006.01), B61F 1/08 (2006.01), B61F 1/02 (2006.01). a2017 04241; declared 04.28.17; published on 26.10.20, Bulletin № 20.
- 19. Covered wagon: Patent 111572 Ukraine, MPC (2016.01) B61D 3/00, B61F 1/00, B61F 1/02 (2006.01), B61F 1/08 (2006.01), B61D 17/04 (2006.01), B61D 17/08 (2006.01), B61D 17/12 (2006.01); a2015 09003.; a201509003. declared on 09/18/2015; published on 10.05.2016. Bulletin №9. *Publications in other countries:*
- 20. Fomin O., Lovska A. Concept of freight wagons made of round pipes. Tallinn: Scientific Route. – 2020. – p. 72. doi: https://doi.org/10.21303/978-9916-9516-3-7
- 21. Fomin O., Lovska A. Improvements in passenger car body for higher stability of train ferry. *Engineering Science and Technology an International Journal*. 2020, Vol. 23. Issue 6. P. 1455–1465. https://doi.org/10.1016/j.jestch.2020.08.010 (видання індексується в базі Scopus, Q1, WoS).
- 22. Lovska Alyona, Fomin Oleksij, Píštěk Václav, Kučera Pavel. Dynamic load modelling within combined transport trains during transportation on a railway

ferry. *Applied Science*. 2020. №10. 5710. doi:10.3390/app10165710 (видання індексується в базі Scopus, Q1, WoS).

- Lovska Alyona, Fomin Oleksij, Píštěk Václav, Kučera Pavel. Calculation of loads on carrying structures of articulated circular-tube wagons equipped with new draft gear. *Applied Science*. – 2020. – №10, 7441. doi:10.3390/app10217441 (видання індексується в базі Scopus, Q1, WoS).
- 24. Fomin Oleksij, Gerlici Juraj, Lovskaya Alyona, Kravchenko Kateryna, Prokopenko Pavlo, Fomina Anna, Hauser Vladimir. Durability determination of the bearing structure of an open freight wagon body made of round pipes during its transportation on the railway ferry. *Communications. Scientific Letters of the University of Zilina*. 2019. Vol. 21, Issue 1. P. 28–34. (видання індексується в базі Scopus, Q2).
- 25. Fomin Oleksij, Lovska Alyona, Radkevych Valentyna, Horban Anatoliy, Skliarenko Inna, Gurenkova Olga. The dynamic loading analysis of containers placed on a flat wagon during shunting collisions. *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences*. 2019. Vol. 14, No. 21. P. 3747–3752. (видання *індексується в базі Scopus, Q2*).
- 26. Fomin Oleksij, Fomin Oleksij, Lovska Alyona, Daki Olena, Bohomia Volodymyr, Tymoshchuk Olena, Prokopenko Pavlo. The substantiation of the concept of creating containers with viscous-elastic connections in fitting. *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences*. 2019. Vol. 14, No. 15. P. 2771–2776. (видання індексується в базі Scopus, Q2).
- 27. Alyona Lovska. Simulation of loads on the carrying structure of an articulated flat car in combined transportation. *International Journal of Engineering & Technology*. 2018. 7 (4.3). Р. 140–146. (видання індексується в базі Scopus).
- Fomin Oleksij, Lovska Alyona, Gorobchenko Oleksandr, Turpak Serhii, Kyrychenko Iryna, Burlutski Oleksii. Analysis of dynamic loading of improved construction of a tank container under operational load modes. *EUREKA: Physics and Engineering*. 2019. 2. P. 61–70. (видання індексується в базі Scopus, Q2).

- 29. Fomin Oleksij, Lovska Alyona, Píštěk, Václav, Kučera Pavel. Research of stability of containers in the combined trains during transportation by railroad ferry. *MM SCIENCE JOURNAL*. 2020. MARCH. P. 3728–3733. (видання індексується в базі Scopus, Q2, WoS).
- 30. Lovskaya Alyona, Fomin Oleksij, Gerlici Juraj, Kravchenko Kateryna, Pavlo Prokopenko, Tomas Lack. Improvement of the bearing structure of the wagon-platform of the articulated type to ensure the reliability of the fixing on the deck of the railway ferry. *MATEC Web of Conferences*. 2019. Vol. 254. (видання індексується в базі WoS).
- 31. Fomin Oleksij, Gerlici Juraj, Lovskaya Alyona, Gorbunov Mykola, Kravchenko Kateryna, Prokopenko Pavlo, Lack Tomas. Dynamic loading of the tank container on a flat wagon considering fittings displacement relating to the stops. *MATEC Web of Conferences*. 2018. Vol. 234. (видання індексується в базі Scopus, WoS).
- 32. Fomin Oleksij, Gerlici Juraj, Lovskaya Alyona, Kravchenko Kateryna, Prokopenko Pavlo, Fomina Anna, Hauser Vladimír. Research of the strength of the bearing structure of the flat wagon body from round pipes during transportation on the railway ferry. *MATEC Web of Conferences*. 2018. Vol. 235. *(видання індексується в базі Scopus)*.
- 33. Fomin Oleksij, Lovska Alyona, Píštěk Václav, Kučera Pavel. Dynamic load computational modelling of containers placed on a flat wagon at railroad ferry transportation. VIBROENGINEERING PROCEDIA. 2019. Vol. 29. P. 118–123. (видання індексується в базі Scopus).
- 34. Fomin O., Gerlici J., Lovska A., Kravchenko K., Fomina Yu., Lack T. Determination of the strength of the containers fittings of a flat wagon loaded with containers during shunting. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2019. Vol. 659. 012056. doi:10.1088/1757-899X/659/1/012056. (видання індексується в базі Scopus).
- 35. Fomin O., Lovska A., Bazyl L., Radkevych O., Skliarenko I. Determination of the strength of the flat wagon fitting stops by elastic viscous interaction with

fittings of the tank container. *IOP Conf. Series: Materials Science and* Engineering. 2019. Vol. 708. 012008. doi:10.1088/1757-899X/708/1/012008. (видання індексується в базі Scopus).

- 36. Fomin Oleksij, Vatulia Glib, Lovska Alyona. Formation of flash-concept for a resource-saving articulated hopper car to transport hot pellets and agglomerate. *E3S Web of Conferences*. 2020. Vol. 166. 07002 (2020) https://doi.org/10.1051/e3sconf/202016607002. (видання індексується в базі Scopus).
- 37. Fomin O., Lovska A., Lack T., Bykovets N., Shatkovska H., Kravchenko K. Determination of the strength of a flat wagon by elastic viscous interaction with tank containers. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. 2020. Vol. 776. 012015. doi:10.1088/1757-899X/776/1/012015. (видання індексується в базі Scopus).
- Fomin Oleksij, Lovska Alyona, Píštěk, Václav, Kučera Pavel. The research of the influence of viscous interaction between wagon and container on the dynamic load during transportation by rail ferry. *VIBROENGINEERING PROCEDIA*. 2020. Vol. 31. P. 62–67. https://doi.org/10.21595/vp.2020.21439. (видання індексується в базі Scopus).

Proceedings that certify an approvement of thesis materials

- Lovska A. O. Features of construction and test calculations for the strength of the bearing system of the flat wagon of round pipes. *Logistics management and traffic safety: coll. abstracts of the international scientific-practical conference.* (Lozova, May 4 – 8, 2015). Lozova: Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, 2015. pp. 25–26.
- 40. Lovska A. O. Substantiation of expediency of optimization and computer modeling of strength of a body of a gondola car with use as bearing elements of a design of round pipes. *Development of scientific and innovative activity on transport: materials of the 77th international scientific and technical conference of scientific and practical conference.* (Kharkiv, April 21-23, 2015). Kharkiv: UkrSART, 2015. P. 63–64.

- 41. Lovska A. O. Investigation of dynamic loads acting on the load-bearing structures of car bodies in combined transportation. *Development of scientific and innovative activity on transport: materials of the 78th international scientific and technical conference.* (Kharkiv, April 26-28, 2016). Kharkiv: UkrSART, 2016. P. 39–40.
- 42. Lovska A. O. Research of dynamic loading of the car-platform with the containers placed on it at shunting collision. *Innovations in the infrastructure of transport and logistics systems. Problems, experience, prospects: coll. abstracts of the international scientific-practical conference.* (Truskavets, April 11–17, 2016). Truskavets: Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, 2016. P. 108–110.
- Lovska A. O. Clarification of the values of dynamic loads acting on the loadbearing structures of car bodies during transportation by rail ferries. *Problems* and prospects of railway transport development: materials of the 76th international scientific-practical conference. (Dnipropetrovsk, May 19–20, 2016). Dnipropetrovsk: DNURT, 2016. P. 49–50.
- Lovska A. O., Yalova I. V. Investigation of dynamic loads acting on a platform car with containers during transportation by rail. *Problems and prospects of railway transport development: materials of the 77th international scientificpractical conference*. (Dnipropetrovsk, May 11–12, 2017). Dnipropetrovsk: DNURT, 2017. P. 53–55.
- Lovska A. O., Ravlyuk V. G. Research of dynamic loading of bearing designs of containers at transportation on cars-platforms. *Dynamics of Scientific Meetings-*2017: Proceedings of the XIII International Scientific and Practical Conference. (Przemyśl, 07–15 July 2017). Przemyśl: Nauka i studia, 2017. P. 24–26.
- 46. Lovska A. O. Determination of dynamic loading of the improved bearing design of the car-platform of the articulated type at the combined transportations. *Logistics management and traffic safety: a collection of scientific papers of the scientific-practical conference of students and young people.* (Lyman, October

5-7, 2017). Lyman: Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, 2017.P. 92–94.

- 47. Lovskaya A. O. Features of mathematical modeling of dynamic loading of bearing designs of the containers placed on cars-platforms at operational modes of loading. *Transport safety issues: VIII International Scientific and Practical Conference dedicated to the Year of Science*. (Gomel, November 23-24, 2017). Republic of Belarus, Gomel: BelGUT, 2017. P. 116–117.
- Lovska A. O. Research of dynamic loads acting on the car-platform of articulated type with containers at operational load modes. *Problems of transport and logistics development: a collection of abstracts of the VII International Scientific and Practical Conference*. (Odessa, April 26-28, 2017). Odessa: Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, 2017. P. 97–98.
- 49. Alyona Lovska. Research of loads on carrying structures of containers in combined trains in rail ferry transportation. *Globalization of scientific and educational space. Innovations of transport. Problems, experience, prospects:* Theses of international scientific and practical conference. (Italy, May 2018). Italy: Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, 2018. P. 71–74.
- Lovska A. O., Rybin A. V. Determination of the load of the tank-container during transportation as part of a combined train on a railway ferry. *Science and technology of the present time: priority development directions of Ukraine and Poland: International Multidisciplinary Conference.* (Wolomin, 19–20 October 2018). Wolomin, 2018. P. 110–111.
- Lovska A. O. Computer modeling of tank container load under operating conditions. Logistics management and traffic safety: a collection of scientific papers of the scientific-practical conference of students and young scientists. (Kyiv, November 16-17, 2018). Kyiv: Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, 2018. P. 114–116.
- 52. Lovska A. O. Modeling of loading of a bearing design of the car-platform of the articulated type at the combined transportations. *Transport technologies and infrastructure: abstracts of reports of the international scientific and technical*

conference. (Kharkiv, May 14–16, 2018). Kharkiv: UkrSURT, 2018. P. 125–126.

- Fomin O. V., Lovska A. O., Gorban A. V., Skok P. O. Investigation of the dynamic load of the container placed on the car-platform during transportation by rail ferry. *Current issues of engineering mechanics: Abstracts of the VI International Conference*. (Odessa, May 20-24, 2019). Odessa: OSACEA, 2019. P. 198–200.
- Lovska A. O. Mathematical modeling of the dynamic load of the tank-container during transportation by rail. *Problems and prospects of railway transport development: materials of the 79th international scientific-practical conference.* (Dnipro, May 16-17, 2019). Dnipro: DNURT, 2019. P. 55–56.
- 55. Lovska A. A., Rybin A. V. Modeling of loading of the container of the standard size 1CC at transportation on the railway ferry. *Logistics management and traffic safety: a collection of scientific papers of the scientific-practical conference of applicants for higher education and young scientists.* (Lyman, November 14-16, 2019). Lyman: Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, 2019. P. 96–99.
- Lovska A. O., Rybin A. V. Determination of the stability of the container size 1CC when transported by rail. SCIENCE, ENGINEERING AND TECHNOLOGIES: GLOBAL AND CURRENT TRENDS: International scientific-practical conference. (Prague, Czech Republic, December 27–28, 2019). Prague, Czech Republic, 2019. P. 54–56.
- 57. Lovska Alyona. Research of dynamic loading of a container located on a flat wagon at visco-elastic interaction between fittings and fitting stops. *Globalization of scientific and educational space. Innovations of transport. Problems, experience, prospects*: Theses of international scientific and practical conference. (Salou (Spain), 4–11 May 2019). Salou (Spain): Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, 2019. P. 57–58.
- 58. Lovska A. O. Investigation of the dynamic load of containers with elasticviscous bonds in fittings under operating conditions. *New generation wagons:*
from the XX to the XXI century: Abstracts of the II All-Ukrainian Conference. (Kharkiv, April 23-25, 2019). Kharkiv: UkrSURT, 2019. P. 13–14.

- Fomin Oleksij, Gerlici Juraj, Lovska Alyona, Kravchenko Kateryna, Fomina Yuliia, Lack Tomas. Determination of the strength of the containers fittings of a flat wagon. *Research and Development of Mechanical Elements and Systems, IRMES 2019*: Book of Abstracts for the 9th International Scientific Conference [on]. (Kragujevac, 5–7 September 2019.). Kragujevac, 2019. P. 228–229.
- 60. Fomin O. V., Lovska A. O., Chimshir V. I., Bukatova O. M., Yarenchuk L. G. Features of determining the load of the load-bearing structure of the body of a gondola car of articulated type of round pipes. *Problems of reliability and durability of engineering structures and buildings on railway transport: abstracts of reports of the 8th International scientific and technical conference.* (Kharkiv, November 20-22, 2019). Kharkiv, UkrSURT, 2019. P. 95–96.
- Lovska A. O. Determination of dynamic loading of containers at operating modes. *Transport and logistics: problems and solutions: a collection of scientific papers of the IX International Scientific and Practical Conference.* (Odessa, May 22-24, 2019). Odessa: Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, 2019. P. 81–84.

Scientific works that additionally reflect scientific dissertation results

- 62. Lovskaya Alyona, Gerlici Juraj, Fomin Oleksij, Kravchenko Kateryna, Fomina Yuliia, Lack Tomas. Special Aspects of Determining the Dynamic Load of the Tank Container During Its Transportation in an Integrated Train Set by a Railway Ferry. *TRANSBALTICA XI: Transportation Science and Technology Proceedings of the International Conference TRANSBALTICA*. Vilnius, Lithuania, 2019. P. 580–590.
- 63. Lovska A. A. Investigation of the dynamic load of the flat wagon with containers during transportation by rail. *Railway transport of Ukraine*. 2017. № 2. P. 16–20.

- 64. Tank container: Patent 134400 Ukraine, MPC (2019.01) B61D 3/00, B61D 3/20 (2006.01), B61D 5/00, B65D 88/06 (2006.01), B65D 88/12 (2006.01). u2018 12988; declared 12/27/18; published 10.05.19, Bulletin № 9.
- 65. Flat wagon of articulated type for transporting containers: Patent 134913
 Ukraine, MPC B61D 3/08 (2006.01), B61D 3/20 (2006.01). u2018 13016;
 declared 28.12.18; published 10.06.19, Bulletin № 11.
- 66. Tank container: Patent 135552 Ukraine, MPC (2019.01) B65D 88/12 (2006.01),
 B61D 3/00, B61D 3/20 (2006.01). u2018 12989; declared 12/27/18;
 published 10.07.19, Bulletin № 13.
- 67. Device for securing a wagon relative to a railway ferry deck: Patent 136743 Ukraine, MPC (2019.01) B60P 7/08 (2006.01), B60P 7/135 (2006.01), B60P 3/06 (2006.01), B63B 25/00; u2019 03401; declared 04.04.19; published on 27.08.19, Bulletin №16.
- Impact-traction device of a railway car: Patent 138422 Ukraine, MPC B65G 11/16 (2006.01), B65G 11/18 (2006.01). u2019 05595; declared 23.05.19; published 25.11.19, Bulletin № 22.
- 69. Flat wagon of articulated type for transporting containers: Patent 145433 Ukraine, MPC (2020.01) B61D 3/00, B61D 3/08 (2006.01), B61F 1/08 (2006.01). u2020 04117; declared 07.07.20; published on 10.12.20, Bulletin № 23.

3MICT

	ТЕРМІНИ ТА ВИЗНАЧЕННЯ 4				
	ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ	46			
	Вступ	47			
	РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ З ВИЗНАЧЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ				
	КОНСТРУКЦІЙ ВАГОНІВ ПРИ НАДНОРМОВАНИХ РЕЖИМАХ 57				
	1.1 Особливості навантажень несучих конструкцій вагонів при				
	наднормованих режимах експлуатації	57			
	1.2 Дослідження основних пошкоджень несучих конструкцій вагонів при				
	наднормованих режимах	60			
	1.3 Аналіз основних науково-технічних публікацій з питань досліджень				
	динамічної навантаженості та міцності вагонів	66			
	1.4 Висновки до розділу 1	84			
РОЗДІЛ 2 ФОРМУВАННЯ МАТЕМАТИЧНИХ ТА КОМП'ЮТЕРНИХ					
МОДЕЛЕЙ ДИНАМІЧНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ КОНТЕЙНЕРІВ У					
	СКЛАДІ КОМБІНОВАНИХ ПОЇЗДІВ, А ТАКОЖ НЕСУЧИХ				
	КОНСТРУКЦІЙ ВАГОНІВ ПРИ ПЕРЕВЕЗЕННІ НА ЗАЛІЗНИЧНИХ				
	ΠΟΡΟΜΑΧ	86			
	2.1 Формування математичних моделей динамічної навантаженості	00			
	суховантажних контейнерів у складі комбінованих поїздів при перевезенні				
	на поромах	86			
	2.2 Формування математичних моделей динамічної навантаженості				
	контейнерів-цистерн у складі комбінованих поїздів при перевезенні на				
	поромах	96			
	2.3 Формування комп'ютерних моделей динамічної навантаженості	70			
	контейнерів при перевезенні на залізничному поромі	101			
	2.4 Удосконалення схеми взаємодії контейнера з вагоном-платформою при				
	перевезенні на залізничному поромі	107			

2.5 Удосконалення схеми взаємодії кузовів вагонів з палубою залізничного

порому

116 2.5.1 Визначення динамічної навантаженості несучої конструкції вагона при перевезенні залізничним поромом 116 2.5.2 Комп'ютерне моделювання динамічної навантаженості кузовів 121 вантажних вагонів при перевезенні на залізничному поромі 2.5.3 Конструкційні особливості пристрою для закріплення вагонів відносно палуби 127 2.5.4 Формування математичної моделі динамічної навантаженості кузова напіввагона при перевезенні на залізничному поромі 130 2.5.5 Формування комп'ютерної моделі динамічної навантаженості кузова 133 напіввагона при перевезенні на залізничному поромі 2.6 Удосконалення несучої конструкції пасажирського вагона ДЛЯ забезпечення надійності закріплення на залізничному поромі 137 2.6.1 Конструкційні особливості пристрою для закріплення кузова 137 пасажирського вагона на залізничному поромі 2.6.2 Математичне моделювання линамічної кузова навантаженості пасажирського вагона з урахуванням заходів щодо удосконалення при 139 перевезенні на залізничному поромі 2.6.3 Розрахунок на міцність кузова пасажирського вагона з урахуванням заходів щодо удосконалення при перевезенні на залізничному поромі 140 2.7 Висновки до розділу 2 142 РОЗДІЛ З ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ ВАГОНІВ ПРИ МАНЕВРОВОМУ СПІВУДАРЯННІ 147 3.1 Математичне моделювання линамічної навантаженості несучої конструкції вагона-платформи з суховантажними контейнерами при маневровому співударянні 147 3.2 Математичне динамічної навантаженості несучої моделювання конструкції вагона-платформи контейнерами-цистернами 3 при 151 маневровому співударянні динамічної 3.3 Комп'ютерне моделювання навантаженості несучої

конструкції вагона-платформи з суховантажними контейнерами при маневровому співударянні 155

3.4 Комп'ютерне моделювання динамічної навантаженості несучої конструкції вагона-платформи з контейнерами-цистернами при маневровому співударянні
 159

3.5 Теоретичне обґрунтування впровадження пружних, в'язких та пружнов'язких зв'язків в несучі конструкції засобів комбінованого транспорту для
зменшення динамічної навантаженості в експлуатації

Теоретичне обґрунтування впровадження пружних, в'язких 3.5.1 та пружно-в'язких зв'язків в несучу конструкцію суховантажного контейнера 162 3.5.2 Теоретичне обґрунтування впровадження пружних, в'язких та пружно-в'язких зв'язків в несучу конструкцію контейнера-цистерни 168 3.5.3 Формування комп'ютерної моделі динамічної навантаженості розміщеного вагоні-платформі контейнера, на при маневровому 172 співударянні

3.5.4 Формування комп'ютерної моделі динамічної навантаженості контейнера-цистерни, розміщеного на вагоні-платформі при маневровому співударянні

3.6 Визначення міцності фітингових упорів вагона-платформи з урахуванням в'язкої та пружно-в'язкої взаємодії з контейнером або контейнером-цистерною

3.7 Висновки до розділу 3

РОЗДІЛ 4 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ В'ЯЗКИХ ЗВ'ЯЗКІВ В НЕСУЧІ КОНСТРУКЦІЇ ВАГОНІВ З ТРУБ КРУГЛОГО ПЕРЕРІЗУ ДЛЯ ЗМЕНШЕННЯ ДИНАМІЧНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ В ЕКСПЛУАТАЦІЇ

4.1 Формування математичної моделі динамічної навантаженості вагона при маневровому співударянні193

4.2 Формування комп'ютерної моделі динамічної навантаженості вагона з урахуванням використання концепту упряжного пристрою200

41

181

188

4.3 Особливості проектування вагонів зчленованого типу з труб круглого 209перерізу 4.4 Особливості проектування контейнерів-цистерн з труб круглого 226 перерізу 4.5 Висновки до розділу 4 236 5 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ РОЗДІЛ НЕСУЧІ ПРИНЦИПІВ МУЛЬТИФУНКЦІОНАЛЬНОСТІ В КОНСТРУКЦІЇ ВАГОНІВ 239 5.1 Теоретичне обгрунтування впровадження піноалюмінію в несучі конструкції залізничних вагонів 239 5.2 Теоретичне обгрунтування впровадження пружних елементів в несучі конструкції вагонів для підвищення втомної міцності в експлуатації 254 5.2.1 Теоретичне обгрунтування впровадження пружних елементів в несучу конструкцію напіввагона для підвищення втомної міцності в експлуатації 254 5.2.2 Теоретичне обгрунтування впровадження пружних елементів в несучу вагона-платформи для підвищення втомної міцності в конструкцію 266 експлуатації 5.2.3 Теоретичне обгрунтування впровадження пружних елементів в несучу міцності конструкцію критого підвищення втомної вагона для В 281 експлуатації 5.3 Розрахунок економічного ефекту від впровадження запропонованих заходів 287 5.4 Висновки до розділу 5 297 РОЗДІЛ 6 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ дослідження МІЦНОСТІ ВАГОНА-ПЛАТФОРМИ НЕСУЧОЇ КОНСТРУКЦІЇ ПРИ 300 НАДНОРМОВАНИХ РЕЖИМАХ 6.1 Експериментальне дослідження міцності несучої конструкції вагона-300 платформи при типовій схемі взаємодії фітингів з фітинговими упорами 6.2 Експериментальне дослідження міцності несучої конструкції вагонаплатформи при пружній взаємодії фітингів з фітинговими упорами 313

6.3 Висновки до розділу 6				
ВИСНОВКИ	322			
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ				
Додаток А Акти про впровадження результатів дисертації				
Додаток Б Список публікацій здобувача за темою дисертації та відомості				
про апробацію результатів дисертації				
Додаток В Програма та методика випробувань вагона-платформи,				
завантаженого контейнерами при типовій схемі взаємодії фітингів з				
фітинговими упорами, а також з урахуванням удосконалень				

ТЕРМІНИ ТА ВИЗНАЧЕННЯ

Вагоноконструкція – конструкція залізничного вагону.

Втомна міцність (опір втомі) – властивість матеріалу не руйнуватися з часом під дією робочих навантажень.

Динамічна навантаженість – процес, що характеризується швидкою зміною в часі значень, напрямків або точок (зон) прикладання динамічних навантажень і виникнення в елементах конструкції динамічних сил.

Інноваційна конструкція вагона – несуча конструкція вагона, яка дозволяє при серійному впровадженні досягти значного економічного ефекту та підвищену ефективність експлуатації рухомого складу.

Інтероперабельність – властивість залізничного транспорту підтримувати безпечний та безперебійний рух рухомого складу, що відповідає необхідному рівню якості роботи і залежить від рівня технічного, технологічного, організаційного, кваліфікаційного забезпечення, необхідного для дотримання відповідності технічним специфікаціям оперативної сумісності (Проект закону України "Про залізничний транспорт України", №9512).

Залізничний пором – судно, призначене для перевезення залізничних транспортних засобів.

Концепт — інноваційна ідея, що містить в собі творчий сенс.

Міцність – властивість матеріалу чинити опір руйнуванню під дією напружень, що виникають під впливом зовнішніх сил.

Модуль вагона – конструктивно закінчена складова вагону, призначена для реалізації цільових і/або забезпечуючих функцій.

Мультиматеріальність – принцип, згідно з яким конструкція виговляється більш ніж з одного виду матеріалу.

Мультифункціональність – принцип, згідно з яким кожен елемент або вузол виконує в конструкції більш ніж одну функцію одночасно.

Наднормований режим – режим, при якому несуча конструкція випробовує навантаження, що перевищують нормативні значення.

Напружений стан – сукупність нормальних та дотичних напружень, що виникають на різних майданчиках, які проходять через дану точку.

Напружено-деформований стан – сукупність напружень і деформацій, що виникають при дії на матеріальне тіло зовнішніх навантажень, температурних полів та інших факторів.

Несуча конструкція вагону – сукупність конструкційних елементів, що сприймають основні навантаження в експлуатації.

Пошкодження вагона – подія, що полягає в порушенні справного стану вагону при збереженні працездатного стану.

Проектний строк служби вагона – це період, протягом якого вагон за належного утримання може виконувати передбачені проектом функції, а рівень безпеки при цьому не знижується нижче показніків, встановлених правилами експлуатації.

Режим експлуатації вагона – інтенсивність використання вагона за призначенням з параметрами, визначеними проектом або встановленими в процесі його експлуатації.

Ресурсозберігаюча конструкція вагона – конструкція вагона, при виготовленні якої використані принципи раціоналізації використання матеріально-технічних, трудових, фінансових, природніх та інших ресурсів з метою отримання конструкції з покращеними показниками.

Строк служби вагона – календарна тривалість експлуатації вагона від початку експлуатації або її відновлення після ремонту, або модернізації до переходу до граничного стану.

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

BAT	_	Відкрите акціонерне товариство
ВПΦ	_	вагон-платформа
ДН	_	динамічна навантаженість
ДП	_	Державне підприємство
3П	_	залізничний пором
ΙΠΤ	_	ізопараметричний тетраедр
КЦ	_	контейнер-цистерна
MCE	_	метод скінчених елементів
НВЦ	_	Науково-впроваджувальний центр
НДС	_	напружено-деформований стан
НС	_	напружений стан
CE	_	скінчений елемент
CEM	_	скінчено-елементна модель
УММ	_	узагальнена математичн модель

ВСТУП

Актуальність теми. Перспективи техніко-економічного розвитку України зумовлюють підвищення ефективності експлуатації залізничного рухомого складу, провідної галузі транспортної системи. Для як залізничного рухомого складу на сучасному етапі конкурентоспроможності розвитку транспортної галузі важливим є створення мультифункціональних конструкцій. Досягти цього можливо шляхом урахування стадії на динамічних проектування уточнених навантажень, які виникають при експлуатації наднормованих режимах (залізнично-поромні перевезення, маневрове співударяння, падіння брила вантажу на несучу конструкцію вагона, дія ударних навантажень на кришку люка напіввагона, дія циклічних навантажень на несучу конструкцію напіввагона при використанні вібромашин для дорозвантаження кузова, розвантаження кузова грейферним ковшем, відкриття кришки люка без торсіонного механізму тощо). Це сприятиме зменшенню пошкоджень вагонів в експлуатації, підвищенню безпеки руху, екологічної безпеки перевезень вантажів, покращенню інтероперабельності (контейнерні (суховантажні КЦ), залізнично-поромні, перевезення та контрейлерні тощо).

У відповідності до Національної транспортної стратегії України на період до 2030 року (від 30 травня 2018 р. № 430-р) для підвищення ефективності перевізного процесу у міжнародному сполученні необхідним є впровадження в експлуатацію високоефективного рухомого складу з покращеними технікоекономічними, експлуатаційними екологічними та характеристиками. Нормативна база згідно якої здійснюється проектування рухомого складу не відображає особливостей навантажень несучих конструкцій при наднормованих режимах, що зумовлює необхідність її уточнення та доповнення для створення високоефективного рухомого складу.

Зважаючи на згадане, дисертаційна робота присвячена розвиткові основ розрахунків конструкцій вагонів наукових ШЛЯХОМ урахування наднормованих режимів при експлуатації, зокрема залізнично-поромні перевезення поїздів комбінованого транспорту, маневрове співударяння ВПФ, завантажених контейнерами або КЦ з урахуванням технологічних зазорів. Це дозволить знизити матеріалоємність вагонів, підвищити вантажопідйомність, збільшити середні швидкості руху в завантаженому та порожньому станах, покращити антикорозійні та антифрикційні властивості, збільшити термін служби та зменшити загальну виробничу та експлуатаційну собівартість.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами та темами. Дисертаційна робота виконана у відповідності з Національною транспортною стратегією України на період до 2030 року (від 30 травня 2018 р. № 430-р), Комплексною програмою оновлення залізничного рухомого складу України на 2008-2020 роки, затвердженою розпорядженням Кабінету Міністрів України від 14 жовтня 2008 року № 1259, Стратегічними пріоритетними напрямами інноваційної діяльності на 2011-2021 роки.

Дослідження за темою дисертаційної роботи проводились дисертантом держбюджетних науково-дослідних при виконанні робіт: «Створення вагонів концептуальнонових вантажних модульного типа, ЯК основа забезпечення позицій України на ринках залізничних вантажоперевезень та машинобудування» (№0117U000564); «Фундаментальні основи створення адекватно-спрямованого напружено-деформованого стану мультифункціональних модулів вагоноконструкцій 3 можливостями перспективного широкого машинобудівного застосування» (№0119U100437); «Інноваційні засади створення ресурсозберігаючих конструктивів вагонів шляхом урахування уточнених динамічних навантажень та функціональноадаптивних флеш-концептів» (№0120U102037); «Розроблення концептуальних засад для відновлення ефективного функціонування застарілих вантажних вагонів» (№0120U104943).

Мета і задачі дослідження. Метою роботи є вирішення науковоприкладної проблеми – покращення ефективності функціонування вагонів шляхом урахування наднормованих режимів при експлуатації.

Для досягнення поставленої мети вирішені такі науково-прикладні задачі:

- проаналізувати наукові дослідження з визначення навантаженості конструкцій вагонів при наднормованих режимах;

- сформувати математичні моделі для визначення ДН контейнерів та КЦ у складі комбінованих поїздів при перевезенні на ЗП з урахуванням таких схем їх взаємодії: відсутність переміщень ВПФ та контейнера відносно початкового положення; наявність переміщень ВПФ при коливаннях ЗП та нерухомість контейнерів відносно рами; наявність переміщень ВПФ відносно палуби та контейнерів відносно рами ВПФ.

- визначити ДН несучих конструкцій вагонів при використанні в'язких стяжок для закріплення на палубах ЗП;

- дослідити ДН контейнерів та КЦ, розміщених на ВПФ при маневровому співударянні;

- сформувати математичні моделі для визначення ДН контейнерів та КЦ з урахуванням пружних, в'язких та пружно-в'язких зв'язків у фітингах;

 провести теоретичне обґрунтування впровадження в'язких зв'язків в несучі конструкції вагонів з труб круглого перерізу з метою зменшення ДН в експлуатації;

 провести теоретичне обґрунтування створення вагонів зчленованого типу з труб круглого перерізу, обладнаних новими концептами упряжних пристроїв;

- провести теоретичне обгрунтування мультифункціональних виконань несучих конструкцій вагонів;

- провести експериментальне дослідження міцності вагона при наднормованих режимах навантажень;

 провести техніко-економічне обґрунтування запропонованих рішень щодо удосконалення несучих конструкцій вагонів та контейнерів при наднормованих режимах навантажень.

Об'єкт дослідження – процеси виникнення, сприйняття та перерозподілу навантажень в конструктивах вагонів, а також їх інноваційного розвитку.

Предмет дослідження — закономірності функціонування конструктивів вагонів при наднормованих режимах експлуатації; дослідження, а також моделювання ДН та мультифункціональне виконання їх складових.

Методи дослідження. При роботи виконанні дисертаційної використовувалися такі теорії та методи дослідження: сучасні методи математичної статистики при дослідженні пошкоджень несучих конструкцій ВПФ в експлуатації; класичні методи складання диференціальних рівнянь руху механічних систем, зокрема, метод Лагранжа II роду, при дослідженні ДН несучих конструкцій вагонів при наднормованих режимах експлуатації; методи теоретичної механіки при визначенні стійкості контйенерів та КЦ на ВПФ; МСЕ при визначенні основних показників міцності та комп'ютерному моделюванні ДН несучих конструкцій вагонів; метод Фішера для перевірки адекватності сформованих моделей; метод математичного планування експерименту при визначенні оптимальних параметрів несучих елементів транспортних засобів труб круглого перерізу; сучасні 3 методи експериментальних досліджень при визначенні навантаженості ВПФ при наднормованих режимах експлуатації; метод визначення проектного строку служби для визначення проектного строку служби удосконалених несучих конструкцій вагонів.

Обґрунтованість та достовірність наукових положень, висновків, рекомендацій, які захищаються обумовлені використанням сучасних методів математичного моделювання, коректними допущеннями, підтверджуються задовільною збіжністю розрахункових і експериментальних даних.

Наукова новизна отриманих результатів.

Розвинуті наукові основи розрахунків конструкцій вагонів при наднормованих режимах експлуатації, а саме, при перевезенні поїздів комбінованого транспорту на ЗП, а також маневровому співударянні.

Вперше:

 розроблено метод урахування наднормованих режимів навантаженості несучих конструкцій вагонів в експлуатації, а саме при перевезенні комбінованих поїздів на ЗП та маневрових співударяннях ВПФ, завантажених контейнерами або КЦ з пружними, в'язкими та пружно-в'язкими зв'язками у фітингах;

 сформовано математичні моделі для визначення ДН контейнерів або КЦ у складі комбінованих поїздів при перевезенні на ЗП з урахуванням таких схем їх взаємодії: відсутність переміщень ВПФ та контейнера відносно початкового положення; наявність переміщень ВПФ при коливаннях ЗП та нерухомість контейнерів відносно рами; наявність переміщень ВПФ відносно палуби та контейнерів відносно рами ВПФ;

• отримано аналітичні та графічні залежності ДН суховантажних контейнерів та КЦ при перевезенні у складі комбінованих поїздів на ЗП, що дозволяють визначити стійкість контейнерів, а також КЦ на ВПФ;

• отримано залежності ДН суховантажних контейнерів та КЦ, розміщених на ВПФ при маневрових співударяннях з урахуванням пружних, в'язких або пружно-в'язких зв'язків у фітингах.

Дістали подальший розвиток:

• доопрацьовано математичну модель ДН несучої конструкції вагона при дії повздовжньої сили на нього з урахуванням застосування концепту упряжного пристрою автозчепу. Модель дозволяє отримати закономірності ДН вагонів з несучими елементами із труб круглого перерізу;

• доопрацьовано математичні моделі ДН несучих конструкцій вагонів з урахуванням використання пружних або в'язких зв'язків із засобами комбінованих перевезень (ЗП, ВПФ, контейнер), що дозволяють отримати закономірності їх ДН при експлуатації.

Удосконалено:

• науковий підхід щодо проектування несучих конструкцій вагонів, зокрема, обґрунтовано доцільність заповнення зчленованих оболонок, які є боковими та торцевими стінами напіввагонів, енергопоглинаючим матеріалом, а також використання пружних елементів в несучих конструкціях вагонів (напіввагон, ВПФ, критий вагон).

Практичне значення одержаних результатів.

Запропоновані практичні рішення щодо покращення ефективності функціонування вагонів в експлуатації.

• сформовані СЕМ вагонів, які дозволяють визначити їх динамічну навантаженість, а також міцність при наднормованих режимах та можуть бути використані при проведенні відповідних науково-дослідних та дослідно-конструкторських робіт;

 удосконалені та запатентовані: несучі конструкції вагонів, контейнерів та КЦ, пристрій для закріплення вагона відносно палуби залізничного порому, ударно-тяговий прилад (Патенти України: 122328, 111572, 134400, 134913, 135552, 136743, 138422, 145433);

• запропоновані доповнення нормативного документу ДСТУ 7598-2014 "Вагони вантажні. Загальні вимоги до розрахунків та проектування нових і модернізованих вагонів колії 1520 мм (несамохідних)", шляхом врахування наднормованих режимів навантажень вагонів в експлуатації;

• основні положення та рекомендації дисертаційної роботи передані з метою розгляду та подальшого впровадження в ДП "Український науководослідний інститут вагонобудування" (м. Кременчук) та ДМЗ "Карпати" (м. Новий Розділ). Також результати дисертаційної роботи використовуються в навчальному процесі УкрДУЗТ при підготовці бакалаврів та магістрів за спеціальністю 273 "Залізничний транспорт", а також для слухачів факультету підвищення кваліфікації кадрів. Особистий внесок здобувача. Усі результати дисертаційної роботи, які виносяться на захист, отримані особисто здобувачем або за його безпосередньої участі. Наукові публікації [9 – 13, 15– 18, 29, 39 – 43, 46 – 49, 51, 52, 54, 57, 58, 61, 63] опубліковані без співавторів. У роботах, опублікованих у співавторстві, дисертанту належить:

- створення скінчено-елементних моделей несучих конструкцій вагонів та проведення розрахунку на міцність при основних експлуатаційних режимах навантаження – [1, 3, 4, 5, 7, 20, 24, 36, 59, 60];

створення закономірностей динамічної навантаженості несучих конструкцій вагонів, обладнаних концептом упряжного пристрою – [1, 4, 6, 8, 23];

- створення закономірностей динамічної навантаженості контейнерів та контейнерів-цистерн, розміщених на вагонах-платформах при основних експлуатаційних режимах навантаження – [25, 27, 31, 45];

- створення закономірностей динамічної навантаженості вагонів, контейнерів та контейнерів-цистерн, розміщених на вагонах-платформах при перевезенні у складі комбінованих поїздів на залізничних поромах – [14, 21, 22, 28, 30, 33, 44, 50, 53, 55, 56, 62];

- впровадження пружно-в'язких зв'язків в несучі конструкції контейнерів та контейнерів-цистерн, а також вагонів для зменшення динамічної навантаженості в експлуатації – [2, 26, 34, 35, 37, 38];

 створення закономірностей динамічної навантаженості та міцності несучих конструкцій вагонів з труб круглого перерізу при основних експлуатаційних режимах навантаження – [1, 3, 7, 20, 24, 32];

- пошук аналогів вагонів (пристроїв закріплення) та формування заявок на винаходи (корисні моделі) – [19, 64–69].

Апробація результатів дисертації. Основні матеріали результатів дисертаційної роботи доповідалися, обговорювалися та отримали схвалення на 23 наукових конференціях: -77, 78 міжнародних науково-технічних конференціях «Розвиток наукової та інноваційної діяльності на транспорті», Український державний університет залізничного транспорту, УкрДУЗТ, 2015, 2016. (Україна, м. Харків);

- Міжнародній науково-практичній конференції "Інновації інфраструктури транспортно-логістичних систем. Проблеми, досвід, перспективи", СНУ ім. В. Даля, 2016. (Україна, м. Трускавець);

- 76, 77, 79 міжнародних науково-практичних конференціях "Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту", Дніпровський національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, 2016, 2017, 2019. (Україна, м. Дніпро);

- XIII międzynarodowej naukowipraktycznej konferencji "Dynamika naukowych badań-2017", 2017. (Republic of Poland, Przemyśl);

- Науково-практичній конференції здобувачів вищої освіти та молодих вчених "Логістичне управління та безпека руху на транспорті", СНУ ім. В Даля, 2017, 2018, 2019. (Україна);

- VIII Международной научно-практической конференции, посвященной Году науки "Проблемы безопасности на транспорте", БелГУТ, 2017. (Республика Беларусь, г. Гомель);

- VII міжнародній науково-практичній конференції "Проблеми розвитку транспорту і логістики", СНУ ім. В. Даля, 2017. (Україна, м. Одеса);

- International scientific and practical conference "Globalization of scientific and educational space. Innovations of transport. Problems, experience, prospects", Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, 2018. (Italy, Rome);

- International Multidisciplinary Conference «Science and technology of the present time: priority development directions of Ukraine and Poland», 2018. (Republic of Poland, Wolomin);

- Міжнародній науково-технічній конференції "Технології та інфраструктура транспорту", УкрДУЗТ, 2018 р. (Україна, м. Харків);

- VI Міжнародній конференції "Актуальні проблеми інженерної механіки", ОДАБА, 2019. (Україна, м. Одеса);

- Міжнародній науково-практичній конференції «НАУКА, ТЕХНІКА І ТЕХНОЛОГІЇ: ГЛОБАЛЬНІ ТА СУЧАСНІ ТЕНДЕНЦІЇ», 2019. (Чеська Республіка, Прага);

 International scientific and practical conference "Globalization of scientific and educational space. Innovations of transport. Problems, experience, prospects", Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, 2019. (Spain, Salou);

- II Всеукраїнській конференції «Вагони нового покоління: із XX в XXI сторіччя», УкрДУЗТ, 2019 р. (Україна, м. Харків);

- 9th International Scientific Conference [on] Research and Development of Mechanical Elements and Systems, IRMES, 2019. (Serbia, Kragujevac);

- 8 Міжнародній науково-технічній конференції «Проблеми надійності та довговічності інженерних споруд і будівель на залізничному транспорті», УкрДУЗТ, 2019. (Україна, м. Харків);

- IX міжнародній науково-практичній конференції «Транспорт і логістика: проблеми та рішення», СНУ ім. В. Даля, 2019 (Україна, м. Одеса).

В повному обсязі результати дисертаційної роботи доповідались та були схвалені на розширеному семінарі кафедр експлуатації та ремонту рухомого складу, інженерії вагонів та якості продукції, а також спеціалізованих комп'ютерних систем Українського державного університету залізничного транспорту за участю членів спеціалізованої вченої ради Д 64.820.04.

Публікації. Основні положення дисертаційної роботи і результати досліджень опубліковані в 69 наукових працях, в тому числі: 1 монографії, що опублікована англійською мовою в іноземному видавництві (Естонія, м. Талін); 15 наукових статтях, що індексуються наукомеричними базами даних SCOPUS та/або WoS (з них 3 – першого квартілю (Q1), 5 – 2 квартілю (Q2)); 10 публікаціях в матеріалах міжнародних конференцій, що індексуються наукометричними базами SCOPUS та/або WoS; 11 статтях в наукових фахових

виданнях України (з них 8 – без співавторів); 8 патентах України на винаходи та корисні моделі та 25 додаткових працях та працях апробаційного характеру.

Структура і обсяг роботи. Дисертація має вступ, шість розділів, висновки, список використаних джерел з 213 найменувань та 3 додатки. Повний обсяг дисертації складає 406 сторінок, в тому числі 264 сторінки основного тексту, 32 таблиці, 234 рисунки, 55 сторінок додатків.

РОЗДІЛ 1

АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ З ВИЗНАЧЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ КОНСТРУКЦІЙ ВАГОНІВ ПРИ НАДНОРМОВАНИХ РЕЖИМАХ

1.1 Особливості навантажень несучих конструкцій вагонів при наднормованих режимах експлуатації

Утримання лідерських позицій залізничної галузі на ринку транспортних послуг можливе при впровадженні в експлуатацію інноваційних конструкцій рухомого складу з покращеними техніко-економічними характеристиками. Досягти цього можливо шляхом урахування на стадії проектування уточнених динамічних навантажень, які виникають при наднормованих режимах експлуатації. До основних та більш наднормованих режимів частих експлуатації вагонів можна віднести:

- залізнично-поромні перевезення вагонів, а також ВПФ у складі поїздів комбінованого транспорту на ЗП;

- маневрове співударяння вагонів, в тому числі ВПФ з контейнерами із врахуванням технологічних зазорів між фітингами та фітинговими упорами;

- падіння брила вантажу на несучу конструкцію глуходонного напіввагона;

- дія ударних навантажень на кришку люка напіввагона;

- дія циклічних навантажень на несучу конструкцію напіввагона при використанні вібромашин для дорозвантаження кузова;

- розвантаження кузова грейферним ковшем;

- відкриття кришки люка без торсіонного механізму тощо.

Врахування цих навантажень на стадії проектування вагонів, а також їх удосконалення сприятиме зменшенню пошкоджень вагонів в експлуатації, підвищенню безпеки руху, екологічної безпеки перевезень вантажів, покращенню інтероперабельності (контейнерні перевезення (суховантажні та КЦ), залізнично-поромні, контрейлерні тощо).

Важливо зазначити, що деякі з цих режимів досліджені та висвітлені у відповідних працях вчених, зокрема, Герасимова К. В. (падіння брила вантажу на несучу конструкцію глуходонного напіввагона), Путято А. В. (дія ударних навантажень на кришку люка напіввагона), Візняка Р. І. (питання розвантаження кузова грейферним ковшем), Коваленка В. В. (відкриття кришки люка без торсіонного механізму), Сендерова Г. К., Романовича Є. В. (дія циклічних навантажень на несучу конструкцію напіввагона при використанні вібромашин для дорозвантаження кузова).

При цьому не приділялося уваги питанням визначення ДН ВПФ при перевезенні у складі поїздів комбінованого транспорту на ЗП, а також маневрових співударянь з урахуванням пружної, в'язкої та пружно-в'язкої взаємодії фітингів з фітинговими упорами.

Для підвищення ефективності експлуатації залізничного транспорту дістали розвитку комбіновані перевезення. Найбільшого розповсюдження серед таких перевезень набули залізнично-поромні, що пояснюється можливістю виходу України в міжнародне сполучення через акваторії Чорного та Азовського морів, а також контейнерні, що пояснюється мобільністю контейнера, як транспортного засобу.

За даними Організації об'єднаних націй в 2018 – 2023 роках сукупні середньорічні темпи росту світових морських перевезень складають, за прогнозами, 3,8%. Очікується збільшення об'єму перевезень за усіма секторами при більших темпах росту перевезень контейнерних та сухих масових вантажів. У зв'язку з цим питання перевезень поїздів комбінованого транспорту морем є актуальними.

У відповідності з даними Мінтрансу у 2020 році контейнерообіг через морські порти України збільшився до 425000 ТЕU у порівнянні з 2019 роком. При цьому обробку контейнерів здійснюють "Одеський" та "Південний" порти, "Чорноморськ", а також "Ольвія".

Перевезення вантажів контейнерними поїздами також збільшилося у порівнянні з 2019 роком на 41%. У складі контейнерних поїздів було транспортовано 230000 TEU. При цьому перевезення контейнерів здійснюється не тільки залізницею, а і у складі поїздів комбінованого транспорту на ЗП.

На сьогоднішній день залізнично-поромні маршрути сполучають Україну з Болгарією, Грузією, Туреччиною. Враховуючи прискорені темпи розвитку даного виду комбінованих перевезень прогнозується збільшення кількості залізнично-поромних маршрутів через акваторію Чорного моря.

Підвищення об'ємів вантажоперевезень між євроазіатськими країнами зумовлюють впровадження в експлуатацію нових транспортних маршрутів. Один з останніх серед таких є ланцюгом міжнародного транспортного коридору, який пов'язав між собою країни Європи та Азії і почав експлуатуватися з початку 2016 року, коли перший поїзд комбінованого транспорту перетнув акваторію Чорного моря на залізничному поромі і прослідував у Китай.

Важливо зазначити, що динамічні навантаження, які діють на контейнерні поїзда при перевезенні на ЗП значно перевищують ті, що діють при експлуатації на магістральних коліях. Ці навантаження викликані коливаннями ЗП в умовах хвилювання моря, особливостями взаємодії ВПФ з палубами, контейнерів з рамою ВПФ, вантажу зі стінами (котлом) контейнера або КЦ. Тому для забезпечення безпеки перевезень поїздів комбінованого транспорту на ЗП морем необхідним є проведення досліджень щодо ДН і стійкості контейнерів відносно рам ВПФ.

Також значні динамічні навантаження діють на ВПФ з контейнерами або КЦ при маневровому співударянні. При цьому приймається, що на задній упор автозчепу діє навантаження у 3,5 МН [24, 25, 31]. За рахунок наявності зазорів в парах "фітингові упори – фітинги" ці навантаження можуть значно перевищувати нормативні. Це сприяє пошкодженню як контейнерів, так і ВПФ, що викликає необхідність проведення позапланових видів ремонту. Пошкоджень несучих конструкцій при маневровому співударянні зазнають і інші типи вагонів. Здебільшого це пов'язано з технологією проведення маневрових робіт, а також технічним станом вагона. Відомо, що для перетворення кінетичної енергії удару в механічну роботу на вагонах використовуються упряжні пристрої. Для підвищення ефективності поглинання кінетичної енергії останнім часом знайшли використання поглинальні апарати з більш енергоємними матеріалами ніж типові гумово-металеві. Тому важливим питанням є створення та впровадження в експлуатації більш сучасних та ефективних концептів упряжних пристроїв.

1.2 Дослідження основних пошкоджень несучих конструкцій вагонів при наднормованих режимах

На підставі обробки даних ГІОЦ УЗ визначено пошкодження вантажних вагонів (всіх та вагонів України у тому числі), які відчеплювалися по кожній несправності до поточного ремонту. За 2019 р. поточний ремонт пройшли 194656 вагонів. Відсоткове розподілення найбільш частих пошкоджень вагонів за вузлами наведено на рисунку 1.1.

Отже превалюючий відсоток пошкоджень припадає на несучі конструкції вагонів – 67%. При цьому найбільшу кількість пошкоджень в експлуатації зазнають напіввагони. За даними 2019 р. лише за несправністю запорів кришок люків поточний ремонт пройшли 35750 вагонів.

Важливо зазначити, що значної кількості пошкоджень при наднормованих навантаженнях окрім несучих конструкцій вагонів зазнає автозчіпне обладнання. Розподіл пошкоджень автозчепного обладнання за вузлами наведено на рисунку 1.2.



Рисунок 1.1 – Розподіл пошкоджень за вузлами вагонів

Найбільша кількість пошкоджень припадає на корпус (46%) та упряжний пристрій (31%). Відсоткове розподілення пошкоджень за складовими упряжного пристрою наведено на рисунку 1.3.

З рисунку 1.3 видно, що найбільша пошкоджуваність припадає на болти підтримуючих планок (67%) та поглинальні апарати (25,6%). Це може бути обумовлене значними повздовжніми навантаженнями, які діють на несучі конструкції, а відповідно, і автозчепне обладнання при найбільш навантажених експлуатаційних режимах, зокрема І розрахунковому режимі. Тому важливим є впровадження заходів щодо зменшення ДН вагонів в експлуатації.

Також пошкоджень при наднормованих режимах експлуатації можуть зазнавати засоби комбінованого транспорту.

На 2020 рік власний парк АТ "Укрзалізниця" нараховує 4330 ВПФ для перевезення контейнерів, з них 5 ВПФ – філії "Львівська залізниця" АТ "Укрзалізниця", 161 ВПФ – філії "РВК" АТ "Укрзалізниця", 3766 ВПФ – філії ЦТС "Ліски" АТ "Укрзалізниця".



Рисунок 1.2 – Розподіл пошкоджень автозчепного обладнання за вузлами



Рисунок 1.3 – Розподіл пошкоджень упряжного пристрою за складовими

На момент проведення досліджень інвентарний парк АТ "Укрзалізниця" нараховував 111 ВПФ для перевезення контейнерів. При цьому йде тенденція на нарощування об'ємів перевезень контейнерів у міжнародному сполученні.

За даними, отриманими у АТ "Укрзалізниця" визначено кількість пошкоджень фітингових упорів ВПФ в експлуатації. Результати досліджень наведені на рисунку 1.4.

З рисунка 1.4 видно, що максимальна кількість пошкоджень припадає на 2013 р. Це пояснюється інтенсифікацією перевезень контейнерів у даний період. При взаємодії ВПФ з контейнерами простежуються пошкодження і самих контейнерів.

За даними, які опубліковані у відкритому доступі мережі Інтернет, кількість пошкоджень фітингових упорів ВПФ на російських залізницях наведено на рисунку 1.5.



Рисунок 1.4 – Кількість пошкоджень фітингових упорів ВПФ в експлуатації



залізниці

Найбільш часті пошкодження фітингових упорів та фітингів наведені на рисунку 1.6.







г)







e)



Рисунок 1.6 – Пошкодження фітингів та фітингових упорів а) перекіс фітинга; б) злам стійки; в) деформація стійки; г, д) тріщини у фітинговому упорі; є) пошкодження елементу кріплення

При цьому основними пошкодженнями фітингових упорів є тріщини в конструкції, а контейнерів – тріщини в фітингах та деформація несучої конструкції контейнера. Тому важливим є створення заходів щодо зменшення ДН ВПФ та контейнерів в експлуатації.

Дослідження статистичних даних пошкоджень ВПФ при перевезенні на українських ЗП дозволило зробити висновок, що найбільша кількість пошкоджень припадає на скоби лісових стійок (рисунок 1.7).

б)

a)



Рисунок 1.7 – Закріплення ВПФ на палубі ЗП "Герои Одессы" а) закріплення двох стяжок за скобу лісової стійки; б) закріплення однієї стяжки за скобу лісової стійки

Відсоткове співвідношення пошкоджень елементів несучих конструкцій ВПФ, зафіксоване під час натурних досліджень на станції "Чорноморськ – Поромна", наведено на рисунку 1.8. При цьому було досліджено 134 ВПФ.



Рисунок 1.8 – Відсоткове співвідношення найбільш частих пошкоджень несучих конструкцій ВПФ в експлуатації

1.3 Аналіз основних науково-технічних публікацій з питань досліджень динамічної навантаженості та міцності вагонів

створення науково-технічного заділу з удосконалень У несучих конструкцій вагонів значний вклад внесли науковці Всесоюзного науководослідного інституту залізничного транспорту (м. Москва), Московського державного університету шляхів сполучення (м. Москва), Білоруського державного університету транспорту (м. Гомель), Брянського державного університету транспорту (м. Брянськ), Санкт-Петербургського державного університету шляхів сполучення (м. Санкт-Петербург), ВАТ «НВЦ «Вагони» (м. Москва), ДП «Державний науково-дослідний центр залізничного транспорту України» (м. Київ), Українського державного університету залізничного транспорту (м. Харків), Державного університету інфраструктури та технологій (м. Київ), Східноукраїнського національного університету імені Володимира (м. Сєверодонецьк), Дніпровського національного Даля університету залізничного транспорту (м. Дніпро), Ростовського державного університету шляхів сполучення (м. Ростов) та ін.

Питання визначення ДН та міцності вагонів, а також відповідних удосконалень висвітлені у працях: П. С. Анісімова, О. Є. Афанасьєва, Битюцького, Г. І. Богомаза, Ю. П. Бороненка, Є. П. Блохіна, О. А. В. М. Бубнова, Т. В. Бутько, Г. Л. Ватулі, Р. І. Візняка, М. Ф. Веріго, С. В. Вершинського, К. В. Герасимова, В. Ф. Головка, А. П. Горбенка, М. І. Горбунова, В. Л. Горобця, В. М. Данилова, В. Г. Дановича, Р. Ю. Дьоміна, Ю. В. Дьоміна, Г. І. Ігнатенкова, М. Б. Кельріха, В. В. Кобіщанова, В. М. Котуранова, М. Л. Коротенка, С. А. Костриці, М. М. Кудрявцева, В. А. Лазаряна, B. П. Лозбинева. B. B. Лукіна, Л. А. Манашкіна, I. Е. Мартинова, В. Г. Маслієва, В. І. Мороза, І. Г. Морчиладзе, Л. А. Мурадяна, С. В. Мямліна, Є. М. Никольського, Л. М. Никольського, С. В. Панченка, Г. І. Петрова, В. С. Плоткіна, А. В. Путято, Ю. С. Ромена, М. М. Соколова, В. Ф. Ушкалова, В. М. Філіпова, О. В. Фоміна, О. О. Хохлова, В. Д. Хусідова,
Л. А. Шадура, П. В. Шевченка, В. В. Шевченка, І. І. Челнокова,
Г. Ю. Черняк та ін.

При цьому подальший розвиток питань визначення ДН і та міцності вагонів при наднормованих режимах, а також удосконалень їх конструкцій є досить важливою та актуальною задачею.

Відомо, що основні навантаження, як діють на вагон в експлуатації приводяться до наступних схем за напрямком їх дії: вертикальні, бокові (поперечні), поздовжні. Як правило, вважається, що сили діють незалежно одна від одної. При розрахунках вагонів на міцність ураховується найбільш несприятливе сполучення зусиль згідно з розрахунковими режимами [18, 55, 147].

У вагонобудуванні прийняті два основні ("І" та "ІІІ") і один додатковий спеціальний ("ІІ") розрахункові режими [20, 57, 150]. В експлуатації режиму "І" відповідають для вантажних вагонів такі умови: осаджування та рушання з місця поїзда; співударяння вагонів при маневрових роботах, розпусканні з гірки; екстрене гальмування при малих швидкостях руху. За цим режимом розглядається відносно рідкісне поєднання екстремальних навантажень. Основна вимога при розрахунках на міцність – не допустити появи залишкових деформацій (пошкоджень) у вузлі вагона. Допустимі напруження обираються близькими до межі плинності матеріалу з урахуванням характеру дії навантаження (квазистатичне, ударне) та властивостей матеріалу.

Розрахунковий режим "III" відображує звичні експлуатаційні умови руху вантажних та пасажирських вагонів у складі поїзда на прямих та кривих дільницях колії, по стрілочних переводах з допустимою швидкістю при періодичних службових гальмуваннях. У цьому випадку розглядається відносно часте сполучення помірних за величинами навантажень, характерних для нормальної роботи вагона у складі поїзда, що рухається.

Головна вимога при розрахунках – не допустити руйнування вузла вагона від утомленості матеріалу. Допустимі напруження встановлюються

близькими до межі витривалості матеріалу з урахуванням спільної дії квазистатичних, вібраційних та ударних навантажень, впливу корозії.

Додатковий спеціальний режим "ІІ" встановлюється для окремих типів вагонів як сукупність навантажень, притаманних для цих вагонів. Наприклад, при вантажно-розвантажувальних роботах, ремонті та ін.

Важливо зазначити, що деякі схеми навантажень вагонів в експлуатації не висвітлюються повною мірою зазначеними режимами. Наприклад, перевезення поїздів комбінованого транспорту на ЗП, маневрове співударяння ВПФ з контейнерами (КЦ) з урахуванням наявності зазорів між фітингами та фітинговими упорами, навантаженість несучих конструкцій вагонів 3 (в'язкими, пружно-в'язкими) зв'язками при експлуатаційних пружними режимах тощо. На даному етапі розвитку транспортної галузі ці питання потребують обов'язкового розв'язку з метою створення інноваційного рухомого складу.

Питання впровадження пружних та в'язких зв'язків в несучі конструкції вагонів та їх складові для зменшення ДН та забезпечення міцності в експлуатації вже підтвердили свою ефективність.

Визначення показників міцності основних несучої конструкції напіввагона при падінні брила вантажу наведені у [24]. Виявлені межі використання емпіричних залежностей для розрахунку часу ударної взаємодії тіл в залежності від їх характерних розмірів. У якості еталонних значень напружень прийнято динамічну межу плинності сталі марки 09Г2С. Виконаний аналіз використання різних типів несучих систем кузовів для амортизації удару вантажу, що падає без підсипного шару із дрібних фракцій. Досліджені конструкції підсилення настилу підлоги кузовів двома двотаврами, чотирма двотаврами №12, шістьома двотаврами №10 та шістьома двотаврами 100х60х5мм. Запропоновані два варіанти конструкції рами напіввагона: з двохшаровим настилом підлоги та зі складовими пружними балками. Дослідження проведені стосовно глуходонного напіввагона.

Особливості покращення функціонування розвантажувальних пристроїв напіввагонів шляхом удосконалення їх конструкції та методів розрахунків розглянуті у [56]. Встановлено причину наднормативного навантаження кришок люків напіввагонів в середніх частинах повздовжніх обв'язувань, що призводить до виникнення тріщин в цих місцях. Розроблено математичні залежності для визначення деформованого стану базових та перспективних конструктивів кришок люків, використання яких дозволяє на теоретичному рівні визначати доцільність впровадження інноваційних конструкцій. Побудовано "І-АБО" – дерево конструктивних виконань кришки люка напіввагона, засновується на застосуванні принципів яке блочності, ієрархічності та варіативності. Запропоновано принципово нові варіанти виконань кришок люків напіввагонів, особливістю яких є використання пружних зв'язків у конструкції, а також способів їх функціонування. Запропоновано нові конструкції розвантажувальних пристроїв з в'язкими та пружними зв'язками.

Однак для забезпечення міцності несучих конструкцій напіввагонів в експлуатації важливим є подальший розвиток питань надання мультифункціональності їх конструкціям.

Питання удосконалення несучих конструкцій вагонів для забезпечення їх міцності в експлуатації висвітлені в ряді наукових публікацій та робіт.

Удосконалення конструкції кузова універсального напіввагона ДЛЯ зменшення кількості пошкоджень його складових в експлуатації проводиться у [5]. Виконано класифікацію напіввагонів та на її основі розроблено узагальнену конструктивну схему. Шя схема дозволяє формувати параметризовані моделі розрахункові 3 урахуванням конструктивних, функціональних та технологічних елементів. Наведено алгоритм та методику вибору геометричних параметрів торцевої та бокової стін напіввагона. Отримані залежності впливу геометричних параметрів несучих елементів на показники міцності торцевої та бокової стін. Запропоновано розрахунковоекспериментальну залежність для оцінювання ударного навантаження насипного вантажу на торцеву стіну напіввагона.

Хілой І. А. під керівництвом професора Битюцького О. А. здійснив удосконалення конструкції кузова спеціалізованова напіввагона [142]. В роботі сформовані алгоритми та методики вибору параметрів бокової стіни та вузла з'єднання верхніх обв'язувань кузова спеціалізованого напіввагона. Запропоновано залежність розподілу дії насипного вантажу на торцеву стіну напіввагона за висотою при співударянні вагонів. Наведені уточнені розрахункові моделі кузова, бокової стіни та вузла з'єднання верхніх обв'язувань спеціалізованого напіввагона. Експериментально обґрунтовано використання шарнірного з'єднання верхніх обв'язувань бокової та торцевої стін в конструкції кузова спеціалізованого напіввагона.

Особливості оптимізації кузовів вантажних вагонів відкритого типу с несучою підлогою розглянуто у роботі Бейна Д. Г. [7, 8]. Наведений алгоритм сумісної структурної та параметричної оптимізації бокових стін та рами напіввагонів. Запропоновано варіант моделювання підкріплених панелей общивки з використанням модифікованих пластинчато-стрижневих моделей, а також розроблені СЕМ. Приведені результати уточненого аналізу НС несучих елементів кузова напіввагона. Проведений аналіз впливу бокових навантажень та зігнутості листа несучого настилу підлоги на НС несучих елементів кузова напіввагона.

Визначення навантаженості защемлень стійок кузовів напіввагонів з урахуванням корозійного зносу проводиться у [66]. В роботі розроблено уточнену методику оцінки накопичень пошкоджень в елементах конструкції, яка заснована на використанні лінійного принципу складання втомних пошкоджень. Методика враховує кінетику корозійного зносу вузлів вагонів. Для визначення НДС вузла защемлення шворневої стійки напіввагона створені СЕМ. Встановлені закономірності зміни рівня напружень в вузлі защемлення шворневої стійки в залежності від строку служби напіввагона, геометричних параметрів елементів конструкції, які обумовлені корозійним зносом в процесі експлуатації.

Літвінов В. П. у своїй роботі провів моделювання навантаженості при ударах в автозчеп кузовів вагонів як двомірних механічних систем [69]. В роботі розроблено уточнену методику, яка дозволяє моделювати навантаженість кузовів вагонів при ударах в автозчеп як двомірних механічних систем зі змінними параметрами, які здійснюють просторові коливання. Запропоновані дві спрощені схеми та їх математичні моделі для дослідження плоских та просторових коливань кузова вагона. Розроблений алгоритм, який дозволяє дослідити ДН кузовів вагонів. Достовірність математичного та програмного забезпечення перевірена шляхом співставлення результатів розрахунку з експериментальними даними. Досліджено ДН восьмивісного напіввагона та вагона для перевезення холоднокатаної сталі при швидкостях співударянь від 1 до 2 м/с. Визначено НС торцевої стіни вагона. Проведено удосконалення конструкції вагона з метою забезпечення міцності при співударяннях до 2 м/с.

У роботі Битюцького O. A. розроблений комплексний метод випробування [9]. проектування, розрахунку та вантажних вагонів Запропонований метод дозволяє на основі використання єдиної інформаційної моделі вагона, який створюється або модернізується, сучасних методів засобів обчислювальної техніки та баз даних створювати розрахунку автоматизовану систему проектування, розрахунку та випробування вантажних вагонів на основних етапах їх життєвого циклу з урахування технологічних та експлуатаційних факторів. У роботі сформовано та обґрунтовано методику апроксимації резервуарів вагонних конструкцій при розрахунку МСЕ. Дана методика дозволяє проводити уточнений розрахунок котлів цистерн, КЦ, ємностей спеціалізованих вагонів.

Особливості створення комплексу спеціалізованих вагонів на основі методу адаптивного конструювання викладені у [49]. В роботі здійснено побудову функціональної структури вагона у вигляді графа функціональної взаємодії елементів технічної системи і об'єктів (навколишнього середовища). Розроблено метод проектування спеціалізованих саморозвантажувальних вагонів для перевезення насипних вантажів, який адаптовано до особливостей цього типу рухомого складу. Розроблено та реалізовано шляхом комп'ютерного моделювання математичні моделі коливань вантажного вагона в горизонтальній площині на візках з надбуксовим підвішуванням з довільним і плоско-паралельним розташуванням колісних пар. Визначено найбільш раціональні сфери застосування екіпажів з незалежним обертанням коліс колісних пар з технічної та економічної точок зору.

Разом з цим проблема удосконалення несучих конструкцій напіввагонів для забезпечення міцності в експлуатації залишається актуальною.

Обгрунтування використання труб круглого перерізу у якості несучих елементів кузовів вантажних вагонів висвітлюється у роботах [135, 140, 141]. При цьому використано метод оптимізації за резервами міцності. До уваги прийняті основні типи вантажних вагонів, які знайшли використання на залізницях широкої колії. Проведені дослідження дозволили зменшити матеріалоємність несучих конструкцій вагонів у порівнянні з вагонамипрототипами. Однак на стадії проектування вагонів враховані нормативні динамічні навантаження, які діють на їх несучі конструкції в експлуатації. Тобто автором не проводилося визначення уточнених динамічних навантажень з урахуванням оптимізації конструкцій.

Визначення характеристик міцності кузова напіввагона при вивантаженні насипних вантажів проводиться у [23]. Проведено класифікацію технічних засобів вивантаження з напіввагонів насипних вантажів. Визначено зусилля в елементах конструкцій вантажних вагонів на прикладі взаємодії кузова напіввагона і грейферного ковша. Для забезпечення міцності напіввагона при розвантажувальних операціях, а також підвищення продуктивності розвантажувальних робіт запропоновано використання вагоноперекидача підвісного типу. Наведено математичну модель для визначення кінематичних характеристик, а також законів руху механічної системи "напіввагон –
вагоноперекидач підвісного типу". Отримані теоретичним шляхом результати підтверджені експериментально.

В роботі Долгих К. О. проведено визначення навантаженості кузова напіввагона при дії накладних вібромашин [37]. Розроблена методика дослідження навантаженості кузова напіввагона при дії вібромашин, яка заснована на положеннях метода гібридного моделювання та МСЕ з урахуванням характеру дії навантажень, можливості визначення режимів дії вібромашини на кузов напіввагона, перевірки умови течії вантажу. Також в роботі проведено дослідження впливу параметрів накладних машин на навантаженість елементів кузова напіввагона, виконаний розрахунок значень коефіцієнтів запасу втомної міцності складових обшивки з урахуванням

Однак заходам щодо удосконалення несучої конструкції напіввагона для зменшення ДН в роботі уваги не приділяється.

Відомо, що одним з найбільш затребуваних вагонів в міжнародному сполученні є ВПФ. Питання проектування та удосконалення несучих конструкцій ВПФ висвітлені у працях науковців провідних освітніх підрозділів та вагонобудівних підприємств СНД.

Вибір конструктивної схеми та параметрів несучої конструкції ВПФ для перевезення великовантажних контейнерів розглядається у [68]. Визначені конструктивні ознаки, за якими запропоновано класифікацію та сформовано узагальнену конструктивну схему, яка дозволяє проводити обґрунтований вибір конструктивних параметрів довгобазного ВПФ. В роботі наведено параметризовану СЕМ конструкції рами довгобазного ВПФ з сіткою змінного кроку. Виконані експериментальні дослідження зразка ВПФ з метою визначення достовірності результатів використання запропонованої методики.

Шайтанова І. К. провела обґрунтування можливості використання універсальних ВПФ моделей 13-401 та 13-4012 для перевезення контейнерів [148]. В роботі запропонований комплексний підхід до модернізації вагонів, заснований на прогнозі попиту на перевезення в вагонах відповідного типу, аналізі технічних можливостей та економічної доцільності, а також на його базі показана можливість та ефективність переобладнання універсальних ВПФ в платформи-контейнеровози. Обґрунтовано можливість переобладнання універсальних ВПФ моделей 13-401 та 13-4012 під перевезення великовантажних контейнерів.

Покращення міцнісних якостей довгобазних ВПФ шляхом удосконалення їх конструкцій та методів розрахунків проводиться у [134]. Створено процедуру оцінювання НДС рами довгобазного ВПФ в залежності від різних видів експлуатаційних навантажень. Також в роботі представлено процедуру визначення раціональних параметрів несучих елементів конструкцій довгобазних ВПФ з урахуванням різних схем завантажень.

Вибір конструктивних рішень зчленованих ВПФ наведено у [129]. Визначено перспективні технічні рішення зчленованих ВПФ колії 1520 мм. Розроблена методика комп'ютерного моделювання проходження зчленованими ВПФ для перевезення контейнерів з турнікетними опорами та без них кривих дільниць колії та пагорбів сортувальних гірок з метою визначення оптимальних розмірів конструктивних елементів для безпечного проходження вказаних дільниць колії.

Під керівництвом професора Мямліна С. В. Гуржи Н. Л. виконала роботу "Поліпшення технічних характеристик секційного ВПФ шляхом вдосконалення конструкції" [33]. В роботі розроблено математичну модель для визначення та оцінки основних показників міцності шестивісного секційного ВПФ. Наведено математичну модель, яка описує просторові коливання секційного ВПФ. Визначено залежності показників ДН ВПФ секційного типу від пружнодисипативних параметрів візків. Удосконалено метод експериментальних досліджень ВПФ у визначені параметрів втомної міцності.

Обґрунтування варіантів подовження строків служби спеціалізованих ВПФ проводиться у [44]. Розроблені методики порівняльної оцінки варіантів подовження строків служби ВПФ, які враховують економічну ефективність даних робіт. Створені СЕМ модернізованих ВПФ, які враховують зміни після проведення капітального ремонту з подовженням строку служби та проведений розрахунок на міцність.

параметрів ВΠΦ Обґрунтування структури та довгобазних для перевезення автопоїздів та великовантажних контейнерів проводиться у [103]. Розроблені СЕМ варіантів виконань рам ВПФ. Розроблена математична модель довгобазного ВПФ з раціональною конструкцією рами для визначення показників динаміки. Досліджено пружності основних вплив рами довгобазного ВПФ на показники динаміки.

Важливо зазначити, що при проведенні досліджень до уваги не приймалися наднормовані випадки навантаженості несучих конструкцій ВПФ, зокрема, перевезення ВПФ на ЗП у складі поїздів комбінованого транспорту.

Богомаз Г. І. провів дослідження динаміки цистерни (вагонів та контейнерів) при повздовжніх ударах та перехідних режимах руху поїздів [11]. В роботі розроблено та обґрунтовано методи моделювання та дослідження ДН елементів конструкції цистерн з урахуванням коливань наливних вантажів при маневровому співударянні та перехідних режимах руху поїздів, спрямованих на створення перспективних з покращеними техніко-економічними показниками та зменшеною матеріалоємністю спеціалізованих вагонів та контейнерів для перевезення наливних, в тому числі екологічно небезпечних вантажів.

Методика оптимізації несучої системи кузова вагона з урахуванням обмежень за міцністю та опору втомі розглянута у [16]. Розроблений варіант методики параметричної оптимізації кузовів вагонів, який включає модифікацію метода перерахунку, алгоритми та програмний комплекс для виконання оптимізаційного розрахунку, а також варіант приблизного розрахунку параметрів опору втомі, який є зручним для виконання оптимізаційних розрахунків. Розроблені в роботі алгоритм та програмний комплекс дозволяють забезпечити мінімальні матеріалоємності при проектуванні та модернізації кузовів вагонів.

Удосконалення вагонів на основі використання зйомних кузовів розглянуто у роботі Даукші А. С. [35]. Проведено дослідження лінійних розмірів зйомних

кузовів та техніко-економічні параметри вагона, проведений вибір основних типів кузовів та їх лінійних розмірів. Розроблена методика розрахунку потрібного парку ВПФ та зйомних кузовів, яка відрізняється урахуванням сезонних коливань відправки вантажів. Проведена оцінка економічного ефекту від використання зйомних кузовів.

Однак при проектуванні зйомних кузовів до уваги не приймалися навантаження, які можуть діяти на них при наднормованих режимах в експлуатації.

Вибір науково обґрунтованих конструктивних рішень, які спрямовані на забезпечення міцності основних вузлів КЦ проводиться у [146]. Створено уточнену математичну модель для визначення НДС КЦ при перевезенні на ВПФ. Визначено НДС КЦ для різних конструктивних рішень. Розроблені рекомендації по проектуванню КЦ та визначено раціональні конструктивні рішення, які відповідають умовам безпечного транспортування КЦ залізничним транспортом.

При цьому автором запропоновано технічні рішення, які дозволяють підвищити міцність елементів кріплення каркасу до котла КЦ та люка-лаза. Однак ці рішення реалізуються шляхом підсилення несучої конструкції КЦ, а не зменшення його ДН в експлуатації.

Аршинцев Д. Н. у своїй роботі запропонував способи підвищення ефективності контейнерних перевезень та забезпечення безпеки руху контейнерних поїздів [4]. В роботі доведена доцільність використання спеціалізованих колодязних ВПФ для перевезення контейнерів з завантаженням в два яруси. Запропонований метод розрахунку контейнерів другого яруса та зазначені вимоги до нього. Експериментальні дослідження проведені для ВПФ моделі 13-3124, який призначено для перевезення великовантажних контейнерів з завантаженням у два яруси.

Дослідження НДС великовантажних контейнерів в умовах експлуатації наведено в роботі Костриці С. А. [61]. Використаний МСЕ для визначення навантаженості великовантажного контейнера, який представлений у вигляді просторової пластинчато-стрижневої системи. Приведений аналіз різних розрахункових схем для оцінювання навантаженості елементів конструкції великовантажного контейнера. Показано, які розрахункові схеми доцільно використовувати для оцінки міцності контейнера при конкретному режимі експлуатації. Розроблений спосіб визначення ДН великовантажного контейнера при повздовжньому навантаженні. Розрахункова схема "ВПФ – контейнер – вантаж" обрана у вигляді просторової стрижневої системи з нелінійними зв'язками. При розв'язку задачі нелінійна механічна система наведена у вигляді декількох лінійних, зв'язаних між собою силами взаємодії, що імітують нелінійні зв'язки. Приведений аналіз динамічних навантажень, що виникають у елементах конструкції великовантажного контейнера в залежності від умов завантаження вантажів у контейнери та розміщення контейнерів на ВПФ.

На підставі результатів теоретичних досліджень зроблені рекомендації по вибору раціональних параметрів деяких елементів конструкції великовантажних контейнерів та способу їх кріплення до залізничної ВПФ. У зв'язку з тим, що переобладнання залізничних ВПФ більш енергоємними поглинальними апаратами досить складно, пропонується здійснити зміну конструкції пристроїв кріплення контейнерів до ВПФ таким чином, щоб зменшити зазори між фітинговими упорами та фітингами або обладнати упори ВПФ спеціальними амортизуючими пристроями.

В роботі запропоновані заходи щодо зменшення ДН контейнерів в експлуатації, однак не наведені дослідження щодо обґрунтування впровадження запропонованих заходів. Крім того, дане удосконалення пропонується здійснити щодо фітингових упорів, а не фітингів, що значно простіше з технічної точки зору.

Удосконалення метода розрахунку кріплень вантажів при співударянні вагонів розглянуто у [62]. Отримано аналітичну формулу, яка дозволяє визначити вертикальну інерційну силу кузова, яка передається на ресорні комплекти та кріплення вантажу в момент їх максимального стискання при коливаннях в залежності від власної частоти коливань та амплітуди прискорень, що виникають при коливаннях вантажу з власною частотою та амплітудою. Результати проведених експериментальних досліджень виявили суттєвий вплив на розподілення навантажень між кріпленнями зусиль попереднього закручування в розтяжках, які дозволили встановити їх раціональні значення.

Однак при цьому не приділено увагу питанню зменшення ДН розтяжок при маневровому співударянні вагона.

Питання ситуаційної адаптації вагонів для міжнародного перевезення вантажів розглянуті Морчиладзе І. Г. [110]. В роботі розроблено метод ситуаційної адаптації вагонів до міжнародних перевезень вантажів, який заснований на урахуванні габаритно-масових обмежень через транспортні коридори та сумісності автомобільного, водного, залізничного рухомого складу при перевезенні укрупнених вантажів. Розроблений алгоритм переобладнання вагонів для міжнародних перевезень вантажів. Встановлені закономірності зміни міцністних, динамічних та аеродинамічних характеристик вантажонесучих вагонів з різними конструктивними схемами кузовів, рам, ходових частин та з урахуванням одно- та багаторівневого перевезення укрупнених вантажних одиниць.

Однак автором не розглянуті питання ситуаційної адаптації вагонів до перевезень на ЗП.

Удосконалення методів розрахунку опору втомі зварних з'єднань рам довгобазних ВПФ розглянуто у [22]. Запропонований уточнений метод розрахунку опору втоми зварних з'єднань рам довгобазних ВПФ, який відрізняється визначенням ефективного коефіцієнту концентрації напружень з використанням СЕМ зварювальних швів. Створені СЕМ різних типів зварювальних з'єднань (таврового, нахлесточного та стикового) балок рам довгобазних ВПФ з урахуванням геометрії зварювального шва, наявністю конструктивного непровару та зони термічного впливу. Визначені значення механічних характеристик матеріалу в різних зонах зварювального з'єднання шляхом експериментальних досліджень.

При проведенні досліджень враховані нормативні значення навантажень, які діють на ВПФ в експлуатації. Тобто не враховувалися наднормовані режими навантажень несучої конструкції ВПФ в експлуатації.

Питання розвитку методів і засобів досліджень з убезпечення технічної експлуатації залізничного рухомого складу висвітлені у [39]. В роботі розвинуто метод прогнозування та діагностики утворення і розвитку тріщин у несучих конструкціях рухомого складу. Розроблено комп'ютерну модель для дослідження динаміки вантажних вагонів в поїздах при різних характеристиках технічного стану ходових частин і колії. Розроблено мобільну систему для визначення ДН рухомого складу в умовах експлуатації. Також в роботі запропоновано до використання перспективні технології діагностування технічного стану рухомого складу.

Адріянов С. С. V своїй роботі розглянув питання визначення навантаженості елементів спеціалізованих вагонів, обладнаних амортизаторами підвищеної енергоємності [1]. Розроблена математична модель, алгоритм та моделювання маневрового співударяння вагонів. обладнаних програма еластомірними поглинальними апаратами. Наведена математична модель частини математичної коливань рідкого вантажу ЯК складової моделі співударяння. Визначені маневрового параметри математичної моделі еластомірного поглинального апарату. Запропоновані засоби моделювання дозволяють на стадії проектування цистерн визначати величини навантажень на елементи вагона, в тому числі при гідравлічному ударі. Запропонована математична модель еластомірного поглинального апарату дозволяє моделювати силові характеристики нових моделей еластомірних апаратів. Визначені зусилля в автозчепі при маневровому співударянні.

Запропоноване рішення дозволяє знизити ДН вагона при маневровому співударянні, але повністю не вирішує проблеми збереження несучих конструкцій вагонів в експлуатації.

Викликають цікавість роботи, які спрямовані на підвищення ефективності експлуатації рухомого складу [52, 101, 131, 189, 193, 202, 206]. В даних роботах наведені нетривіальні підходи до визначення ДН та міцності несучих конструкцій транспортних засобів та рішення, спрямовані та покращення його

техніко-економічних показників.

В роботах [190, 196, 209, 210, 212, 213] наведений аналіз інноваційних конструкцій вагонів, а також особливості розрахунку на міцність несучих конструкцій при основних експлуатаційних режимах навантаження. Зокрема до уваги приймається І та III розрахункові режими.

Однак при проектуванні зазначених конструкцій вагонів та їх розрахунках не враховані наднормовані навантаження, які можуть діяти на них в експлуатації.

Питання оптимізації несучих конструкцій вагонів висвітлені у працях вітчизняних та закордонних вчених [15, 111, 128, 188, 192, 200, 203, 208]. Наведені моделі щодо визначення оптимальних параметрів несучих конструкцій вагонів, а також особливості щодо їх застосування. При складанні даних моделей враховано нормативні значення навантажень, що можуть діяти на них в експлуатації. Тобто до уваги не приймалися наднормовані навантаження.

Чимало наукових праць присвячено дослідженню ДН несучих конструкцій вагонів в експлуатації [38, 43, 50, 147, 160, 204, 211]. При цьому використовуються УММ, результати яких підтверджено комп'ютерним чи фізичним експериментами. До уваги приймаються ударні випробування вагонів (маневрові співударяння) та ходові випробування. Разом з цим питання визначення ДП вагонів при наднормованих режимах залишаються актуальними.

науково-дослідній роботі "Забезпечення надійності роботи У та збереження пасажирських і вантажних вагонів при перевезенні на поромах" проведений аналіз особливостей функціонування і перспектив розвитку поромних перевезень у міжнародному сполученні [45]. Досліджено технологію подавання, розміщення, а також схем закріплення пасажирських і вантажних вагонів відносно трюмів і палуб ЗП. Визначено НДС кузову вагону в умовах залізнично-поромним судном. Розроблено перевезення заходи щодо забезпечення їх збереження.

Однак в роботі не запропоновано заходів щодо удосконалення несучих конструкцій вагонів для безпеки перевезень на ЗП. Крім того, не приділено уваги питанням перевезення поїздів комбінованого транспорту на ЗП в міжнародному сполученні.

Особливості створення вагонів для перевезення великовагових вантажів розглянуті у [160]. Визначення динаміки та міцності вагона здійснено в програмному комплексі ProMechanica та CosmosWorks. Розглянуто можливість створення несучої конструкції вагона з різнотипних матеріалів.

Аналіз конструкції вагона для інтермодальних перевезень проводиться у [196]. Особливістю вагона є наявність пониженої середньої частини, а також наявність оборотних секторів. Така конструкція вагона забезпечує можливість здійснювати завантаження/вивантаження автотехніки на/з нього самокатом.

Моделювання міцності несучої конструкції ВПФ з урахуванням розміщення на ній автомобільного напівпричепу проводиться у [13]. Запропоновано розрахункову схему для отримання уточнених значень напружень у несучій конструкції ВПФ.

Особливості конструкції вагона для перевезення транспортних засобів, а також контейнерів висвітлюються у [201]. Конструкція вагона дозволяє швидко без проводити завантаження вивантаження вантажів будь-якої та інфраструктури та терміналів. Наведені результати визначення динамічних Розрахунок здійснений програмі MSC показників вагона. В Adams. Встановлено, що з урахуванням запропонованих рішень міцність вагона забезпечується [162].

В роботах [136, 138, 185] проводиться дослідження пошкоджень несучих конструкцій вагонів в експлуатації та запропоновано заходи щодо їх удосконалення.

Особливості створення несучих конструкцій вагонів з використання методів оптимізації та визначення показників їх міцності висвітлюється у роботах [191, 199]. Разом з цим в розглянутих роботах не приділено уваги визначенню міцності вагонів при наднормованих режимах навантажень.

Визначення міцності ВПФ при статичній та ДН несучої конструкції проводиться у [205], при цьому використані експериментальні методи, зокрема – електричного тензометрування.

Розрахунок показників динаміки ВПФ з використанням методів мультитіла наведено у [212]. Рівняння руху ВПФ сформульовані в абсолютних координатах з використанням метода Лагранжа I роду.

Дослідження просторових коливань ВПФ з довгомірним вантажем при русі по залізничній колії зі стиковими та гармонійними нерівностями у горизонтальній та вертикальній площинах наведені у [3]. Опис коливань механічної системи здійснений шляхом складання системи з двадцяти диференціальних рівнянь.

Однак при проведенні розрахунків несучих конструкцій вагонів до уваги не прийнято наднормованих режимів їх навантажень в експлуатації.

Питання визначення ДН та міцності несучих конструкцій контейнерів при експлуатаційних режимах знайшли відображення в роботах багатьох науковців.

Особливості використання спрощених методів виміру НДС кузоваконтейнера змінного об'єму наведені у [107]. У роботі запропонована схема навантаження та методика випробувань кузовів-контейнерів на поперечний на повздовжній перекоси.

Визначення НДС кузова-контейнера змінного об'єму проводиться у [108]. Розрахунок здійснений в програмному комплексі ANSYS. Для перевірки адекватності отриманих результатів проводилися експериментальні дослідження на поперечний перекіс контейнера при незначних величинах навантажень.

Дослідження НДС кузова-контейнера при підійманні краном та переміщенні волоком проводиться у [42]. Теоретичне визначення показників міцності здійснено у програмному комплексі APM WinMachine. Експериментальне дослідження міцності проводилося за допомогою метода електричного тензометрування.

Особливості створення контейнера для перевезення плодоовочевої продукції висвітлені у [47]. В статті наведені вимоги до кузова-контейнера, запропонована його конструкція та проведений розрахунок на міцність за МСЕ.

Визначення ДН контейнера при експлуатаційних режимах навантаження проведено у [207]. Отримані величини динамічних навантажень враховано при розрахунках на міцність контейнера в середовищі програмного комплексу ANSYS.

Особливості розрахунку на міцність підлоги 40-футового контейнера у програмному комплексі Abaqus/CAE v 6.1 наведені у [158]. Запропоновані щодо безпечної експлуатації рекомендації даного типу контейнера. Особливості проектування контейнерів, призначених для перевезення труб морем висвітлюються у [120]. Наведені результати довгомірних розрахунку каркасу контейнера на міцність при перевезенні довгомірних труб.

Визначення ДН ВПФ, завантаженого контейнерами, проводиться у [157]. Запропоновано модель, яка дозволяє врахувати переміщення контейнера при повздовжній навантаженості ВПФ.

В роботі [156] проведено визначення ДН несучої конструкції контейнера, розміщеного на ВПФ, при маневровому співударянні. Отримано прискорення, які діють на контейнер при цьому.

Визначення динамічної стійкості вантажу при завантажені та транспортуванні контейнером проводиться у [159]. Дослідження проведені стосовно тарно-штучного вантажу. Заходи щодо надійного кріплення сталевих рулонів у контейнерах при залізнично-водних перевезеннях розглянуті у [12].

Особливості проектування контейнерів для перевезення довгомірних вантажів висвітлюється у [194]. Наведений розрахунок на міцність несучих елементів контейнера при дії на його стіни навантажень від труб, який реалізовано за МСЕ. Вплив центру ваги контейнера на метацентричну висоту судна досліджується у [143]. Запропонований алгоритм оцінки впливу положення центру ваги контейнера на остійність контейнеровоза.

Однак у розглянутих роботах не приділено уваги питанням удосконалення несучих конструкцій контейнерів для зменшення ДН в експлуатації.

1.4 Висновки до розділу 1

1. Розглянуто перспективи експлуатації поїздів комбінованого транспорту у міжнародному сполученні. Приведені статистичні дані перевезень вантажів поїздами комбінованого транспорту. Встановлено, що мають місце тенденції збільшення об'єму контейнерних перевезень.

Досліджено особливості навантаженості несучих конструкцій вагонів при наднормованих режимах експлуатації. Визначено найбільш навантажені режими експлуатації рухомого складу: перевезення поїздів комбінованого транспорту на ЗП, маневрове співударяння ВПФ з контейнерами, а також інших типів вагонів при підвищених швидкостях тощо.

2. Досліджено основні пошкодження несучих конструкцій вагонів при наднормованих режимах навантажень. Приведено статистичні дані пошкоджень, які зафіксовані при найбільш неблагоприємних з точки зору силового впливу режимах навантажень рухомого складу в експлуатації.

Встановлено, що за даними 2019 року превалюючий відсоток пошкоджень вагонів припадає на їх несучі конструкції – 67%. Значних пошкоджень зазнає і автозчепне обладнання. Найбільша кількість пошкоджень припадає на корпус автозчепу – 46% та упряжний пристрій – 31%. Це зумовлене дією значних повздовжніх навантажень на автозчеп в експлуатації.

Досліджено статистичні дані пошкоджень несучих конструкцій ВПФ та контейнерів в експлуатації. Основними пошкодженнями фітингових упорів ВПФ є тріщини в конструкції, а контейнерів – тріщини в фітингах та деформація несучої конструкції контейнера.

Дослідження статистичних даних пошкоджень ВПФ при перевезенні на українських ЗП показали, що найбільша кількість пошкоджень припадає на скоби лісових стійок – 67% від загальної кількості досліджених ВПФ на станції "Чорноморськ – Поромна". Це обумовлено тим, що даний елемент конструкції частіш за все використовується для закріплення на палубі ЗП.

3. Проведено аналіз основних науково-технічних публікацій з питань досліджень ДН та міцності вагонів. Визначено, що значний заділ у розвиток наукових основ досліджень ДН та міцності несучих конструкцій вагонів внесли фахівці провідних наукових установ України, СНД, Чехії, Словаччини та інших країн.

При цьому подальший розвиток питань визначення ДН та міцності вагонів при наднормованих режимах, а також удосконалень їх конструкцій є досить важливою та актуальною задачею.

Аналіз існуючих нормативних документів з питань проектування вагонів встановив, що вони не відображають повною мірою наднормованих режимів навантажень вагонів. Це викликає пошкодження несучих конструкцій вагонів в експлуатації, необхідність проведення позапланових видів ремонту та може впливати на безпеку руху залізничного транспорту.

Встановлено, що питанням ДН вагонів при наднормованих режимах навантажень не приділялося належної уваги. Це зумовлює необхідність розвитку наукових основ розрахунків конструкцій вагонів при наднормованих режимах експлуатації, а також створення рішень щодо їх удосконалень.

РОЗДІЛ 2

ФОРМУВАННЯ МАТЕМАТИЧНИХ ТА КОМП'ЮТЕРНИХ МОДЕЛЕЙ ДИНАМІЧНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ КОНТЕЙНЕРІВ У СКЛАДІ КОМБІНОВАНИХ ПОЇЗДІВ, А ТАКОЖ НЕСУЧИХ КОНСТРУКЦІЙ ВАГОНІВ ПРИ ПЕРЕВЕЗЕННІ НА ЗАЛІЗНИЧНИХ ПОРОМАХ

2.1 Формування математичних моделей динамічної навантаженості суховантажних контейнерів у складі комбінованих поїздів при перевезенні на поромах

Підвищення об'ємів вантажоперевезень між євроазіатськими країнами зумовлюють впровадження в експлуатацію нових транспортних маршрутів. Один з останніх серед таких є ланцюгом міжнародного транспортного коридору, який пов'язав між собою країни Європи та Азії і почав експлуатуватися з початку 2016 року, коли перший поїзд комбінованого транспорту перетнув акваторію Чорного моря на ЗП і прослідував у Китай (рисунок 2.1).



Рисунок 2.1 – Перевезення ВПФ, завантажених контейнерами на ЗП *a*) рух ВПФ з контейнерами до виставного парку; *б*) накат ВПФ на ЗП

Для забезпечення безпеки перевезень поїздів комбінованого транспорту на ЗП морем необхідним є проведення досліджень щодо ДН і стійкості контейнерів відносно рам ВПФ [70, 93, 135, 154, 155].

До уваги прийняті три схеми взаємодії контейнерів з рамою ВПФ [71, 72, 172, 173]:

 – відсутність переміщень ВПФ з контейнерами відносно палуби. Тобто при коливаннях ЗП ВПФ та контейнери, розміщені на ньому, повністю повторюють траєкторію коливань судна (рисунок 2.2, *a*);

 – наявність переміщень ВПФ відносно палуби та відсутність переміщень контейнерів відносно рами ВПФ (рисунок 2.2, б);

– наявність переміщень ВПФ відносно палуби та контейнерів відносно рами ВПФ (рисунок 2.2, *в*).

Розглянуті кутові переміщення ВПФ з контейнерами навколо повздовжньої осі X на кут θ (еквівалент коливань бічна хитавиця в динаміці вагонів), як випадку найбільшої навантаженності несучої конструкції ВПФ з контейнерами, а також забезпечення їх стійкості відносно палуби.

Для визначення динамічних навантажень, які діють на несучу конструкцію контейнера у складі комбінованого поїзда при перевезенні на ЗП використано математичну модель (2.1) [74, 75, 76, 182].

$$\left(\frac{D}{12 \cdot g} (B^2 + 4z_g^2)\right) \ddot{q} + \left(\Lambda_\theta \cdot \frac{B}{2}\right) \dot{q} = p' \cdot \frac{h}{2} + \Lambda_\theta \cdot \frac{B}{2} \cdot \dot{F}(t), \qquad (2.1)$$

де $q = \theta$ – узагальнена координата, що відповідає кутовому переміщенню ЗП з комбінованими поїздами навколо повздовжньої осі. Початок системи координат розміщений в центрі мас ЗП. D – вагове водовитіснення; B – ширина ЗП; h – висота борта; Λ_{θ} – коефіцієнт опору коливанням; z_{g} – координата центру ваги; p' – вітрове навантаження; F(t) – закон дії зусилля, яке збурює рух ЗП з кузовами вагонів, розміщеними на його палубах.

Розрахунки проведені стосовно ЗП "Герои Шипки", що рухається акваторією Чорного моря. В якості базової моделі ВПФ обрана модель 13-4012, а контейнера – модель 1СС, масою брутто 24 т.



Рисунок 2.2 – Розрахункова схема для дослідження кутових переміщень відносно повздовжньої осі ВПФ з контейнерами, розміщеними на ЗП а) при відсутності переміщень ВПФ з контейнерами відносно палуби; б) при наявності переміщень ВПФ відносно палуби та відсутності переміщень контейнерів відносно рами ВПФ; в) при наявності переміщень ВПФ відносно палуби та контейнерів відносно рами ВПФ Визначення коефіцієнту опору коливанням ЗП здійснено за методикою, наведеною в [10, 102, 151].

При визначенні прискорень, які діють на ВПФ з контейнерами враховано курсові кути хвилі по відношенню до корпуса ЗП [10, 102, 114, 151].

$$\chi = k\lambda \cdot L \cdot \cos(\alpha), \qquad (2.2)$$

де $k\lambda$ – коефіцієнт, який залежить від форми обводів судна; L – довжина судна; α – кут хвилі по відношенню до корпусу.

При складанні моделі до уваги не прийнята ударна дія морських хвиль на корпус ЗП. Рух хвилі описувався у вигляді трохоідального закону. Початкове переміщення та швидкість ЗП прийняті рівними нулю.

Вхідні параметри математичної моделі: геометричні характеристики ЗП, гідрометеорологічні характеристики акваторії Чорного моря [34], координати розміщення вагонів відносно центру коливань ЗП. До уваги прийняті курсові кути хвилі по відношенню до корпуса ЗП з вагонами на борту [114, 166, 167, 171].

Для розв'язання диференціального рівняння (2.1) складено програму розрахунку в програмному комплексі Mathcad [41, 53], для чого воно зводилося до нормальної форми Коші, після чого інтегрувалися за методом Рунге – Кутта [98, 99, 121, 153].

На рисунку 2.3 наведено прискорення, які діють на несучу конструкцію ВПФ з контейнерами, що розміщений на крайній від фальшборта колії верхньої палуби ЗП при кутових переміщеннях навколо повздовжньої осі. Найбільша величина прискорення виникає при курсовому куті хвилі по відношенню по корпуса ЗП $\chi = 120^{\circ}$.



Рисунок 2.3 – Прискорення, які діють на несучу конструкцію ВПФ з контейнерами при коливаннях ЗП

Приведені величини прискорень не враховують горизонтальну складову прискорення вільного падіння.

Загальна величина прискорення, яке діє на крайній від фальшборта ВПФ з контейнерами, склала близько 0,25*g*.

Для визначення прискорень, які діють на ВПФ з контейнерами при перевезенні ЗП з урахуванням можливих переміщень вагона відносно палуби в умовах хвилювання моря (рисунок 2.2, δ), сформовано математичну модель (2.3).

Перше рівняння математичної моделі характеризує переміщення ЗП в умовах хвилювання моря, а друге – ВПФ з контейнерами відносно палуби.

При складанні математичної моделі враховано, що ВПФ має власну ступінь вільності відносно палуби ЗП.

$$\begin{cases} \left(\frac{D}{12 \cdot g} (B^2 + 4z_g^2)\right) \ddot{q}_1 + \left(\Lambda_\theta \cdot \frac{B}{2}\right) \dot{q}_1 = p' \cdot \frac{h}{2} + \Lambda_\theta \cdot \frac{B}{2} \cdot \dot{F}(t), \\ I_\theta^{B\Pi\Phi} \cdot \ddot{q}_2 = p'_{B\Pi\Phi} \cdot \frac{h_{B\Pi\Phi}}{2} + M_{B\Pi\Phi}^{\Pi}, \end{cases}$$

$$(2.3)$$

де $q_1 = \theta_1$ – узагальнена координата, що відповідає кутовому переміщенню ЗП

відносно повздовжньої осі; $q_2 = \theta_2 -$ узагальнена координата, що відповідає кутовому переміщенню ВПФ з контейнерами відносно повздовжньої осі. Початок системи координат розміщений в центрі мас ЗП; $I_{\theta}^{B\Pi\Phi}$ – момент інерції ВПФ з контейнерами відносно повздовжньої осі; $p'_{B\Pi\Phi}$ – вітрове навантаження на бокову проекцію ВПФ з контейнерами, розміщеного на верхній палубі ЗП; $h_{B\Pi\Phi}$ – висота бокової проекції ВПФ з контейнерами; $M_{B\Pi\Phi}^{\Pi}$ – момент сил, що виникає між ВПФ та палубою ЗП при кутових переміщеннях відносно повздовжньої осі.

Початкове переміщення та швидкість ЗП прийняті рівними нулю, для ВПФ з контейнерами початкове переміщення визначено можливою податливістю його вузлів відносно палуби (буксовий вузол відносно осі колісної пари, рама візка відносно осі буксового вузла, фрикційний клин відносно середини боковини, надресорна балка відносно фрикційного клина, п'ятник по підп'ятнику [115]) та склало 31 мм. Початкова швидкість прийнята рівною нулю.

Результати розрахунків наведені на рисунку 2.4.



Рисунок 2.4 – Прискорення, які діють на несучу конструкцію ВПФ з контейнерами при перевезенні ЗП з урахуванням можливих переміщень відносно палуби

Загальна величина прискорення, яке діє на крайній від фальшборта ВПФ з контейнерами, склала близько 0,3*g*.

Отримані результати дозволяють зробити висновок, що дана величина прискорення перевищує прискорення, яке діє на контейнер, розміщений на ВПФ з урахуванням жорсткого закріплення відносно палуби майже на 20 %.

З метою визначення прискорень при наявності переміщень ВПФ відносно палуби та контейнерів відносно рами ВПФ складено математичну модель, яка враховує кутові переміщення елементів системи ("ЗП – ВПФ – контейнер") навколо повздовжньої осі (рисунок 2.2, *в*)).

При визначенні моменту сил, що виникає між ВПФ та палубою взята до уваги горизонтальна складова ваги брутто з урахуванням сили тертя між складовими вагона. При визначенні моменту сил між ВПФ та контейнером до уваги прийнята горизонтальна складова ваги брутто контейнера, сили тертя між фітинговим упором та фітингом, а також геометрія фітингового упору.

$$\begin{cases} \left(\frac{D}{12 \cdot g} (B^{2} + 4z_{g}^{2})\right) \ddot{q}_{1} + \left(\Lambda_{\theta} \cdot \frac{B}{2}\right) \dot{q}_{1} = p_{3\Pi}^{\prime} \cdot \frac{h}{2} + \Lambda_{\theta} \cdot \frac{B}{2} \cdot \dot{F}(t), \\ I_{B\Pi\phi}^{\theta} \cdot \ddot{q}_{2} = p_{B\Pi\phi}^{\prime} \cdot \frac{h_{B\Pi\phi}}{2} + M_{B\Pi\phi}^{\Pi} + M_{B\Pi\phi}^{K}, \\ I_{\kappa}^{\theta} \cdot \ddot{q}_{3} = p_{\kappa}^{\prime} \cdot \frac{h_{\kappa}}{2} + M_{\kappa}^{B\Pi\phi}, \end{cases}$$

$$(2.4)$$

де $q_1 = \theta_1$ – узагальнена координата, що відповідає кутовому переміщенню навколо повздовжньої осі ЗП; $q_2 = \theta_2$ – узагальнена координата, що відповідає кутовому переміщенню навколо повздовжньої осі ВПФ; $q_3 = \theta_3$ – узагальнена координата, що відповідає кутовому переміщенню навколо повздовжньої осі контейнера. Початок системи координат розміщений в центрі мас ЗП; $M_{B\Pi\Phi}{}^{K}$ – момент сил, що виникає між ВПФ та контейнерами при кутових переміщеннях відносно повздовжньої осі; I_{K}^{θ} – момент інерції контейнера; h_{K} – висота бокової поверхні контейнера; p'_{K} – вітрове навантаження на бокову поверхню контейнера; $M_{K}^{B\Pi\Phi}$ – момент сил, що виникає між контейнером та ВПФ при кутових переміщеннях відносно повздовжньої осі. Прийняте припущення, що ВПФ при кутових переміщеннях навколо повздовжньої осі має власну ступінь вільності до моменту часу, коли сила тертя F_{TP} прийме значення менше за динамічне навантаження P_{o} . Коли це станеться – рама переміститься на величину можливих горизонтальних зміщень елементів конструкції [115] та буде повторювати траєкторію переміщення ЗП. Теж саме стосується і контейнера, можливі зміщення якого обумовлені наявністю технологічних зазорів між фітинговими упорами та фітингами [29, 30, 32]. Тобто, ВПФ має власну ступінь вільності, обмежену величиною можливих зміщень елементів конструкції. Контейнер має власну ступінь вільності до моменту часу коли здійсниться спирання вертикальних стінок фітингів у фітингові упори.

На підставі проведених розрахунків встановлено, що найбільші величини прискорень виникають при курсових кутах морської хвилі по відношенню до корпуса ЗП $\chi = 60^{\circ}$ та $\chi = 120^{\circ}$. Результати розрахунків наведені на рисунку 2.5. При цьому максимальне прискорення контейнера склало близько 2,5 м/c², ВПФ – 1,8 м/c². Чисельні значення прискорень приведені без урахування складової прискорення вільного падіння.

Загальна величина прискорення, яке діє на крайній від фальшборта ВПФ, склала близько 0,4*g*, а на контейнера, розміщені на ньому, близько 0,47*g*.

Отримані результати дозволяють зробити висновок, що дана величина прискорення перевищує прискорення, яке діє на контейнер, розміщений на ВПФ з урахуванням жорсткого закріплення відносно палуби майже на 50 %, а при наявності переміщень ВПФ відносно палуби та відсутності переміщень контейнерів відносно рами на 35 %.

Для оцінки стійкості контейнерів відносно рами ВПФ проведені дослідження коефіцієнту стійкості рівноваги k_c при кутових переміщеннях ЗП відносно повздовжньої осі.

Для забезпечення стійкості рівноваги контейнера відносно рами ВПФ повинна виконуватися умова [77, 81, 94]:

$$k_{c} = \frac{M_{\text{sidm}}}{M_{nep}} \ge 1, \tag{2.5}$$

де M_{gidh} – величина відновлюючого моменту; M_{nep} – величина перекидаючого моменту.

$$M_{nep} = p'_{k} \cdot \frac{h_{\kappa}}{2} + M_{_{\delta p}} \cdot \left(g \cdot \sin\theta + \ddot{q}_{k}\right) \cdot \frac{h_{\kappa}}{2}, \qquad (2.6)$$

$$M_{_{gi}\partial_{H}} = P_{_{\delta p}} \cdot \cos\theta \cdot \frac{B_{_{\kappa}}}{2} + n_{_{\phi}} \cdot \left(M_{_{\delta p}} \cdot \left(g \cdot \sin\theta + \ddot{q}_{_{k}}\right)\right) \cdot \frac{h_{_{\phi}}}{2}, \qquad (2.7)$$

де $M_{\delta p}$ – маса брутто контейнера; \ddot{q}_{k} – прискорення, яке діє на контейнер при кутових переміщеннях відносно повздовжньої осі; $P_{\delta p}$ – вага брутто контейнера; B_{k} – ширина контейнера; n_{ϕ} – кількість фітингових упорів на які здійснюється обпирання контейнера при кутових переміщеннях відносно повздовжньої осі; h_{ϕ} – висота фітингового упора.



Рисунок 2.5 – Прискорення, які діють на несучу конструкцію ВПФ з контейнерами при перевезенні ЗП з урахуванням можливих переміщень відносно початкового положення *а*) ВПФ; б) контейнер

При визначенні перекидаючого моменту взяті до уваги максимальні чисельні значення прискорень, які розраховані за допомогою математичного моделювання та є складовими динамічних навантажень, що діють на контейнер. При цьому поріг стійкості встановлюється у випадку коли величини відновлюючого та перекидаючого моментів рівні між собою.

Проведені дослідження дозволили зробити висновок, що коефіцієнт стійкості контейнера відносно рами ВПФ має значення менше 1 при наявності переміщень фітингів контейнерів відносно фітингових упорів ВПФ. При цьому стійкість контейнера забезпечується при кутах крену ЗП до 25⁰ (рисунок 2.6).



Рисунок 2.6 – Залежність коефіцієнту стійкості контейнера відносно рами ВПФ від кутів крену ЗП

2.2 Формування математичних моделей динамічної навантаженості контейнерів-цистерн у складі комбінованих поїздів при перевезенні на поромах

Для визначення ДН КЦ при перевезенні на ЗП складено математичні моделі (2.8) – (2.10). Розрахункові схеми наведені на рисунку 2.7.

При цьому до уваги прийняті кутові переміщення ЗП відносно повздовжньої осі (бортова хитавиця), як випадок найбільшої навантаженості ВПФ з КЦ при перевезенні морем.

Початок системи координат розміщений у центрі мас ЗП [85, 96].

$$\begin{cases} \left(\frac{D}{12 \cdot g} \left(B^{2} + 4z_{g}^{2}\right)\right) \ddot{\Theta}_{1} + \left(\Lambda_{0} \cdot \frac{B}{2}\right) \dot{\Theta}_{1} = p' \cdot \frac{h}{2} + \Lambda_{0} \cdot \frac{B}{2} \cdot \dot{F}(t), \qquad (2.8) \\ I_{ij} \cdot \ddot{\Theta}_{2} - m_{ij} \cdot c_{ij} \cdot I_{ij} \cdot \ddot{\Theta}_{1} + g \cdot m_{ij} \cdot I_{ij} \cdot \Theta_{2} = 0, \qquad (2.8) \end{cases}$$

$$\begin{cases} \left(\frac{D}{12 \cdot g} \left(B^{2} + 4z_{g}^{2}\right)\right) \ddot{\Theta}_{1} + \left(\Lambda_{0} \cdot \frac{B}{2}\right) \dot{\Theta}_{1} = p' \cdot \frac{h}{2} + \Lambda_{0} \cdot \frac{B}{2} \cdot \dot{F}(t), \qquad (2.9) \end{cases}$$

$$\begin{cases} \left(I_{0i} + \sum_{j=1}^{k} m_{ij} \cdot c_{ij}^{2}\right) \cdot \ddot{\Theta}_{2} + \sum_{j=1}^{k} m_{ij} \cdot c_{ij} \cdot I_{ij} \cdot \ddot{\Theta}_{3} - g \cdot \left(m_{i} \cdot z_{ci} + \sum_{j=1}^{k} m_{ij} \cdot c_{ij}\right) \cdot \Theta_{2} = M_{K}^{BH\Phi}, \qquad (2.9) \end{cases}$$

$$\begin{cases} \left(\frac{D}{12 \cdot g} \left(B^{2} + 4z_{g}^{2}\right)\right) \ddot{\Theta}_{1} + \left(\Lambda_{0} \cdot \frac{B}{2}\right) \dot{\Theta}_{1} = p' \cdot \frac{h}{2} + \Lambda_{0} \cdot \frac{B}{2} \cdot \dot{F}(t), \qquad (2.9) \end{cases}$$

$$\begin{cases} \left(\frac{D}{12 \cdot g} \left(B^{2} + 4z_{g}^{2}\right)\right) \ddot{\Theta}_{1} + \left(\Lambda_{0} \cdot \frac{B}{2}\right) \dot{\Theta}_{1} = p' \cdot \frac{h}{2} + \Lambda_{0} \cdot \frac{B}{2} \cdot \dot{F}(t), \qquad (2.9) \end{cases}$$

$$\begin{cases} \left(\frac{D}{12 \cdot g} \left(B^{2} + 4z_{g}^{2}\right)\right) \ddot{\Theta}_{1} + \left(\Lambda_{0} \cdot \frac{B}{2}\right) \dot{\Theta}_{1} = p' \cdot \frac{h}{2} + \Lambda_{0} \cdot \frac{B}{2} \cdot \dot{F}(t), \qquad (2.9) \end{cases}$$

$$\begin{cases} \left(\frac{D}{12 \cdot g} \left(B^{2} + 4z_{g}^{2}\right)\right) \ddot{\Theta}_{1} + \left(\Lambda_{0} \cdot \frac{B}{2}\right) \dot{\Theta}_{1} = p' \cdot \frac{h}{2} + \Lambda_{0} \cdot \frac{B}{2} \cdot \dot{F}(t), \qquad (2.9) \end{cases}$$

$$\begin{cases} \left(\frac{D}{12 \cdot g} \left(B^{2} + 4z_{g}^{2}\right)\right) \ddot{\Theta}_{1} + \left(\Lambda_{0} \cdot \frac{B}{2}\right) \dot{\Theta}_{1} = p' \cdot \frac{h}{2} + \Lambda_{0} \cdot \frac{B}{2} \cdot \dot{F}(t), \qquad (2.10) \end{cases}$$

$$\end{cases}$$

$$\begin{cases} \left(\frac{D}{12 \cdot g} \left(B^{2} + 4z_{g}^{2}\right)\right) \ddot{\Theta}_{1} + \left(\Lambda_{0} \cdot \frac{B}{2}\right) \dot{\Theta}_{1} = p' \cdot \frac{h}{2} + \Lambda_{0} \cdot \frac{B}{2} \cdot \dot{F}(t), \qquad (2.10) \end{aligned}$$

$$\end{cases}$$

$$\begin{cases} \left(\frac{D}{12 \cdot g} \left(B^{2} + 4z_{g}^{2}\right)\right) \ddot{\Theta}_{1} + \left(\Lambda_{0} \cdot \frac{B}{2}\right) \dot{\Theta}_{1} = p' \cdot \frac{h}{2} + \Lambda_{0} \cdot \frac{B}{2} \cdot \dot{F}(t), \qquad (2.10) \end{aligned}$$

$$\end{cases}$$

$$\end{cases}$$

$$\begin{cases} \left(\frac{D}{12 \cdot g} \left(B^{2} + 4z_{g}^{2}\right)\right) \dot{\Theta}_{1} + \left(\Lambda_{0} \cdot \frac{B}{2}\right) \dot{\Theta}_{1} = p' \cdot \frac{h}{2} + \Lambda_{0} \cdot \frac{B}{2} \cdot \dot{F}(t), \qquad (2.10) \end{aligned}$$

$$\end{cases}$$

$$\end{cases}$$

$$\begin{cases} \left(I_{0i} + \sum_{j=1}^{k} m_{ij} \cdot c_{ij}^{2} + M_{BH\Phi} + M_{BH\Phi}^{K}, \qquad (2.10) \end{array}$$

$$\end{cases}$$

$$\end{cases}$$

$$\end{cases}$$

$$\end{cases}$$

$$\end{cases}$$

$$\end{cases}$$

Для ЗП: D – вагове водовитіснення; B – ширина; h – висота борта; Λ_{θ} – коефіцієнт опору коливанням; z_g – координата центру ваги; p' – вітрове навантаження; F(t) – закон дії зусилля, яке збурює рух ЗП з вагонами,

розміщеними на його палубах.

Для ВПФ: $I_{B\Pi\phi}$ – момент інерції ВПФ відносно повздовжньої осі; $p'_{B\Pi\phi}$ – вітрове навантаження на бокову проекцію ВПФ; $h_{B\Pi\phi}$ – висота бокової проекції ВПФ; $M_{B\Pi\phi}^{\Pi}$ – момент сил, який виникає між ВПФ та палубою ЗП; $M_{B\Pi\phi}^{K}$ – момент сил, який виникає між ВПФ та КЦ.

Для КЦ та наливного вантажу: I_{ij} – момент інерції маятника; m_{ij} – маса *j*-го маятника у *i*-му КЦ; c_{ij} – відстань від площини $z_i = 0$ до точки закріплення *j*-го маятника у *i*-му КЦ; l_{ij} – довжина *j*-го маятника; I_{θ} – приведений момент інерції *i*-го КЦ та наливного вантажу, що не бере участі в русі відносно котла; z_{ci} – висота центру ваги КЦ; m_i – маса тіла, яке еквівалентне *i*-му КЦ з частиною наливного вантажу, що не бере участі в переміщенні відносно котла; $M_K^{B\Pi\Phi}$ – момент сил, що виникає між КЦ та ВПФ.

У якості вагона-прототипу обрано ВПФ моделі 13-4012М. Дослідження проведені стосовно КЦ типорозміру 1СС, завантаженого бензином до 95 % місткості котла [122]. Враховано, що перевезення КЦ здійснюється на ЗП типу "Герои Шипки" через акваторію Чорного моря.

Рух наливного вантажу описувався сукупністю математичних маятників [12, 63]. Даний вид коливань вантажу відображено у праці Богомаза Г. І. [12]. Розв'язання диференціальних рівнянь (4.8)–(4.10) здійснено за методом Рунге-Кутта, реалізованого в середовищі програмного комплексу MathCad. Початкові переміщення та швидкості прийняті рівними нулю.

Результати розрахунку у вигляді залежностей прискорень, які діють на КЦ від курсових кутів хвилі по відношенню до корпуса ЗП, наведені на рисунку 2.8.

Встановлено, що при відсутності переміщень ВПФ та КЦ відносно початкового положення загальна величина прискорення, яке діє на крайній від фальшборта ВПФ з КЦ, склала близько 0,3*g*.



Рисунок 2.7 – Схеми переміщень КЦ у складі комбінованих поїздів при перевезенні на ЗП

 а) при відсутності переміщень ВПФ з КЦ відносно палуб; б) при наявності переміщень КЦ відносно рами та відсутності переміщень ВПФ; в) при наявності переміщень ВПФ відносно палуби та КЦ відносно рами ВПФ

При наявності переміщень КЦ відносно рами та відсутності переміщень ВПФ відносно палуби загальна величина прискорення, яке діє на крайній від фальшборта КЦ склала близько 0,6g.

Дана величина прискорення, перевищує ту, що діє на КЦ при експлуатації відносно магістральних колій на 17 % [115].

Для випадку переміщень ВПФ відносно палуби та КЦ відносно рами загальна величина прискорення, яке діє на крайній від фальшборта КЦ, склала близько 0,9*g* (рисунок 2.9).

Тобто дана величина прискорення перевищує на 40 % прискорення, яке діє на КЦ при експлуатації відносно магістральних колій.



Рисунок 2.8 – Прискорення, які діють на КЦ при перевезенні на ЗП

Отже максимальні прискорення, які діють на КЦ, відповідають курсовим кутам морської хвилі по відношенню до корпуса ЗП – 60° та 120°. Отримані величини прискорень враховано при дослідженні стійкості КЦ відносно рами ВПФ.

Встановлено, що стійкість КЦ для найбільш несприятливого випадку навантаження забезпечується при куті крену до 10° (рисунок 2.10). При другій схемі стійкість КЦ забезпечується при кутах крену до 12°, при третій – до 25°.



Рисунок 2.9 – Прискорення, які діють на КЦ, розміщений на ВПФ при



Рисунок 2.10 – Залежність коефіцієнту стійкості КЦ відносно рами ВПФ від кута крену ЗП

Отже, для забезпечення безпеки перевезень наливних вантажів у КЦ морем важливим є дотримання відповідних умов, а саме – дотримання кутів крену ЗП в межах до 10°.

2.3 Формування комп'ютерних моделей динамічної навантаженості контейнерів при перевезенні на залізничному поромі

Дослідження ДН суховантажного контейнера проведено також шляхом комп'ютерного моделювання в програмному комплексі CosmosWorks [83, 84, 86, 149, 197]. Розрахунок здійснений за МСЕ [2, 25, 65, 104, 195]. При складанні розрахункової схеми (рисунок 2.11) враховано, що на ВПФ діє вертикальне навантаження від контейнерів $P_{\rm s}^{\rm BH\Phi}$, розміщених на ньому, горизонтальне навантаження на фітингові упори $P_{\rm r}^{\rm BH\Phi}$ від фітингів (рисунок 2.12), а також навантаження, яке діє на ВПФ від ланцюгових стяжок $P_{\rm sc}$. Внаслідок просторового розміщення ланцюгових стяжок навантаження, яке передається через них на раму ВПФ, розкладалося на три складові з урахуванням кутів розміщення в просторі.



Рисунок 2.11 – Розрахункова схема для визначення ДН ВПФ з контейнерами при перевезенні на ЗП

При цьому на контейнер діє вертикальне статичне навантаження P_e^{cm} , обумовлене вагою брутто, тиск розпору від насипного вантажу P_p на бокову стіну контейнера та вітрове навантаження P'_e [86]. Тиск від насипного вантажу на стіни контейнера визначений за методом Кулона з корегуванням Синельникова.

При складанні СЕМ використані просторові ІПТ. Оптимальні кількість тетраедрів визначена графоаналітичним методом [87, 90, 164, 165]. Характеристика СЕМ несучої конструкції ВПФ з контейнерами, розміщеними на ньому при перевезенні ЗП наведена в таблиці 2.1.



Рисунок 2.12 – Навантаження, які діють на фітинговий упор ВПФ від фітинга контейнера при коливаннях ЗП

Параметр	Значення
Кількість точок Якобіана	4
Кількість елементів	2010206
Кількість вузлів	669705
Максимальний розмір елементу, мм	50
Мінімальний розмір елементу, мм	10
Максимальне співвідношення боків елементів	16258
Відсоток елементів з співвідношенням боків менше трьох	47,6
Відсоток елементів з співвідношенням боків більше десяти	20,4
Мінімальна кількість елементів в колі	8
Співвідношення збільшення розміру елементу	1,9

Таблиця 2.1 – Дані щодо СЕМ ВПФ з контейнерами

Закріплення моделі здійснювалося у зонах обпирання на візки та робочі поверхні механічних упор-домкратів. Для цього на основних повздовжніх балках рами ВПФ в зоні взаємодії зі шворневими встановлювалися накладки, круглої форми, діаметр яких дорівнює діаметру робочих частин механічних упор-домкратів. Враховано, що контейнер має власну ступінь вільності у горизонтальній площині за рахунок наявності зазорів між фітингами та фітинговими упорами. Матеріал несучої конструкції контейнера – сталь марки 09Г2С. Результати розрахунку наведені на рисунку 2.13.



Рисунок 2.13 – Розподілення полів прискорень, які діють на ВПФ з контейнерами при перевезенні ЗП

Розбіжність між результатами математичного та комп'ютерного моделювання ДН контейнера зображена на рисунку 2.14.

Для верифікації розробленої моделі використаний F-критерій [48, 55, 127].

$$F_p = \frac{S_{a\delta}^2}{S_y^2},\tag{2.11}$$

де $S_{a\partial}^2$ – дисперсія адекватності;

 S_{y}^{2} – дисперсія відтворюваності.

Дисперсія адекватності знаходилася за формулою

$$S_{ao}^{2} = \frac{\sum_{i=1}^{n} (y_{i} - y_{i}^{p})}{f_{i}},$$
(2.12)

де *у_i^p* – розрахункове значення величини, отриманої шляхом моделювання;

*f*_{*i*} – кількість ступенів вільності.

$$f_i = N - q, \tag{2.13}$$

де N – кількість дослідів в матриці планування;

q – кількість коефіцієнтів рівняння.

Дисперсія відтворюваності визначалася за формулою

$$S_{y}^{2} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^{n} S_{i}^{2}, \qquad (2.14)$$

де S_i^2 – дисперсія в кожній строці, де проводилися паралельні експерименти. Встановлено, що гіпотеза про адекватність не відхиляється.



Рисунок 2.14 – Розбіжність між результатами математичного та комп'ютерного моделювання ДН ВПФ з контейнерами

Розрахунок проведений для всіх розглянутих вище схем взаємодії контейнерів з ВПФ при перевезенні на ЗП.

Для дослідження ДН КЦ при перевезенні на ЗП проведено комп'ютерне

моделювання з використанням МСЕ, реалізованого в програмному комплексі CosmosWorks [174 – 177].

У якості СЕ застосовані просторові ІПТ. Основні дані щодо СЕМ ВПФ з КЦ наведені в таблиці 2.2.

Параметр	Значення
Кількість точок Якобіана	4
Кількість вузлів	396934
Кількість елементів	1192935
Максимальний розмір елементу	70
Мінімальний розмір елементу	14
Мінімальна кількість елементів в колі	9
Співвідношення збільшення розмірів елементів	1,7
Максимальне співвідношення боків	13317
Відсоток елементів зі співвідношенням боків менше 3	36,7
Відсоток елементів зі співвідношенням боків менше 10	15,4

Таблиця 2.2 – Дані щодо СЕМ ВПФ з КЦ

Розрахункова схема для визначення ДН КЦ, розміщеного на ВПФ при перевезенні ЗП, наведена на рисунку 2.15. Враховано, що на ВПФ діє вертикальне навантаження від КЦ $P_e^{B\Pi\Phi}$, розміщених на ньому, горизонтальне навантаження на фітингові упори $P_e^{B\Pi\Phi}$ від фітингів, а також навантаження, яке діє на ВПФ від ланцюгових стяжок P_{nc} . Внаслідок просторового розміщення ланцюгових стяжок навантаження, яке передається через них на раму ВПФ, розкладалося на три складові з урахуванням кутів розміщення в просторі.

Закріплення ВПФ здійснювалося в зонах обпирання на ходові частини, а також робочі поверхні механічних упор-домкратів. Враховано, що на котел КЦ діє вертикальне-статичне навантаження P_{g}^{cm} , тиск від наливного вантажу P_{Hg} та вітрове навантаження P_{g} . В якості матеріалу конструкції використано сталь марки 09Г2С. Результати розрахунку наведені на рисунку 2.16.



Рисунку 2.15 – Розрахункова схема для визначення ДН ВПФ з КЦ при перевезенні на ЗП

Максимальні прискорення, які діють на КЦ, зосереджені у рамі з боку натяжіння ланцюгових стяжок та складають близько 0,9g. У верхній частині котла КЦ прискорення склали 0,3g.

Розбіжність між результатами математичного та комп'ютерного моделювання ДН ВПФ з КЦ при перевезенні на ЗП наведено на рисунку 2.17.



Рисунок 2.16 – Розподілення полів прискорень, які діють на ВПФ з КЦ при перевезенні на ЗП



Рисунок 2.17 – Розбіжність між результатами математичного та комп'ютерного моделювання ДН ВПФ з КЦ

Для перевірки адекватності розроблених моделей ДН ВПФ з КЦ при перевезенні на ЗП, проведено розрахунок за F-критерієм.

Результати проведених розрахунків дозволили зробити висновок, що гіпотеза про адекватність не відхиляється.

2.4 Удосконалення схеми взаємодії контейнера з вагоном-платформою при перевезенні на залізничному поромі

Попередні дослідження встановили, що типова схема взаємодії контейнерів з ВПФ не забезпечує їх стійкості при перевезенні морем [78, 79]. У зв'язку з цим для перевезення контейнерів у складі комбінованих поїздів доцільним є використання ВПФ моделі 13-9744 (ТУ 3182-002-47766175-2004) зі спеціальними надбудовами (рисунок 2.18).



Рисунок 2.18 – ВПФ моделі 13-9722 а) в завантаженому стані; б) в порожньому стані

Також є можливим постановку подібних зйомних надбудов на несучі конструкції інших моделей ВПФ, які використовуються при залізнично-поромних перевезеннях.

В рамках даного дослідження в якості прототипу обрано ВПФ моделі 13-401. Несуча конструкція ВПФ з урахуванням постановки зйомних надбудов наведена на рисунок 2.19. Блоково-ієрархічна схема несучої конструкції вагонаплатформи наведена на рисунку 2.20.

Модуль несучої конструкції ВПФ відноситься до І ієрархічного рівня формалізованого описання. Складові модуля несучої конструкції відносяться до II ісрархічного рівня: хребтова балка, шворневі балки, основні повздовжні балки, проміжні (поперечні та повздовжні балки), розкоси. Складові елементів II рівня утворюють III рівень: надбудови для забезпечення стійкості контейнерів. Складові елементів III рівня утворюють IV рівень: торцеві надбудови та вертикальні стійки. До елементів V рівня відносяться вертикальні стійки надбудов, поперечні пояси, похилі пояси та обшивка 3 енергопоглинаючого матеріалу.

Для зменшення ДН контейнерів пропонується встановлення на внутрішній поверхнях надбудов матеріалу з в'язкими властивостями. Для
обґрунтування запропонованого рішення проведено математичне моделювання. Розрахункова схема наведена на рисунок 2.21.



Рисунок 2.19 – Удосконалена несуча конструкція ВПФ а) у порожньому стані; б) у завантаженому стані



Рисунок 2.20 – Блоково-ієрархічна схема несучої конструкції ВПФ ХБ – хребтова балка; ШБ – шворневі балки; ОПБ – основні повздовжні балки; КБ – кінцеві балки; ПБ – проміжні балки (повздовжні та поперечні); Р – розкоси; НБ – надбудови; ТНБ – торцеві частини надбудов; ВС – вертикальні стійки; ВСН – вертикальні стійки надбудов; ПП – поперечні пояси; ППН – поперечні пояси надбудов; ОЕМ – общивка з енергопоглинаючого матеріалу.



Рисунок 2.21 – Розрахункова схема ВПФ, завантаженого контейнерами

При цьому враховано, що закріплення вагона відносно палуби ЗП здійснюється за типовою схемою. Тобто для обезвантаження ресорного підвішування ВПФ використовуються чотири механічних упор-домкрати, що встановлюються під шворневі балки рами. Також використовуються вісім ланцюгових стяжок, які одним кінцем кріпляться до несучої конструкції вагона, а іншим за палубний рим. Під крайні в зчепах вагони встановлюються гальмівні башмаки. Також крайні в зчепах вагони взаємодіють з тупіковими упорами [112 – 114]. Математична модель переміщень ВПФ при в'язкій взаємодії з контейнерами має вигляд

$$\begin{cases} \left(\frac{D}{12 \cdot g} (B^{2} + 4z_{g}^{2})\right) \ddot{q}_{1} + \left(\Lambda_{\theta} \cdot \frac{B}{2}\right) \dot{q}_{1} = p_{3\Pi}^{\prime} \cdot \frac{h}{2} + \Lambda_{\theta} \cdot \frac{B}{2} \cdot \dot{F}(t), \\ I_{B\Pi\phi}^{\theta} \cdot \ddot{q}_{2} = p_{B\Pi\phi}^{\prime} \cdot \frac{h_{B\Pi\phi}}{2} + M_{B\Pi\phi}^{\Pi} + M_{B\Pi\phi}^{K}, \\ I_{\kappa}^{\theta} \cdot \ddot{q}_{3} = p_{\kappa}^{\prime} \cdot \frac{h_{\kappa}}{2} - \beta \cdot h_{\kappa} \cdot \dot{q}_{3} + M_{\kappa}^{B\Pi\phi}, \end{cases}$$
(2.15)

де $q_1 \approx \theta_n$ – узагальнена координата, що відповідає кутовому переміщенню відносно повздовжньої осі ЗП; $q_2 \approx \theta_e$ – узагальнена координата, що відповідає

кутовому переміщенню відносно повздовжньої осі ВПФ; $q_3 \approx \theta_{\kappa}$ – узагальнена координата, що відповідає кутовому переміщенню відносно повздовжньої осі контейнера.

для ЗП:

D – вагове водовитіснення; B – ширина; h – висота борта; Λ_{θ} – коефіцієнт опору коливанням; z_g – координата центру ваги; $p'_{3\Pi}$ – вітрове навантаження на надводну проекцію; F(t) – закон дії зусилля, яке збурює рух ЗП з вагонами, розміщеними на його палубах.

для ВПФ з контейнерами:

 $I_{B\Pi\phi}^{\ \theta}$ – момент інерції ВПФ; $h_{B\Pi\phi}$ – висота бокової поверхні ВПФ; $p'_{B\Pi\phi}$ – вітрове навантаження на бокову поверхню ВПФ; $M_{B\Pi\phi}^{\ \Pi}$ – момент сил, що виникає між ВПФ та палубою ЗП при кутових переміщеннях відносно повздовжньої осі; $M_{B\Pi\phi}^{\ K}$ – момент сил, що виникає між ВПФ та контейнерами при кутових переміщеннях відносно повздовжньої осі; $I_{K}^{\ \theta}$ – момент інерції контейнера; h_{K} – висота бокової поверхні контейнера; p'_{K} – вітрове навантаження на бокову поверхню контейнера; $M_{K}^{B\Pi\phi}$ – момент сил, що виникає між контейнером та ВПФ при кутових переміщеннях відносно повздовжньої осі; β – коефіцієнт в'язкого опору між несучою конструкцією ВПФ та контейнером.

При визначенні моментів сил, що виникають між ВПФ та палубою, а також між ВПФ та контейнером до уваги взяті горизонтальні складові ваги брутто, відповідно, ВПФ та контейнера. Розрахунки проведені стосовно ЗП "Герои Шипки", що рухається акваторією Чорного моря.

Розв'язання системи диференціальних рівнянь (2.15) здійснено за допомогою метода Рунге-Кутта в середовищі програмного комплексу MathCad. Початкові переміщення та швидкості прийняті рівними нулю. При цьому коефіцієнт в'язкого опору повинен знаходитися в діапазоні 0,5 – 1,2 кН·с/м.

На підставі проведених розрахунків встановлено, що найбільші величини прискорень виникають при курсових кутах хвилі по відношенню до корпуса ЗП



Рисунок 2.22 – Прискорення, які діють на несучу конструкцію ВПФ при

перевезенні на ЗП



Рисунок 2.23 – Прискорення, які діють на контейнер при перевезенні

Чисельні значення прискорень приведені без урахування складової прискорення вільного падіння.

З урахуванням гідрометеорологічних характеристик акваторії Чорного моря та надводної проекції ЗП типу "Герои Шипки" отримано значення кута крену ЗП $\theta = 12, 2^{\circ}$. Величина крену розрахована для випадку статичної дії вітру на надводну проекцію ЗП [10, 102].

Тоді, загальна величина прискорення, яке діє на контейнер складає 3,57 м/с² (0,36g), а на несучу конструкцію ВП Φ – 2,47 м/с² (0,25g).

Отже з урахуванням введення в'язкого зв'язку між несучою конструкцією ВПФ та контейнерами стає можливим знизити ДН, відповідно, на 38% та 23% у порівнянні з типовою схемою взаємодії.

Для комп'ютерного моделювання ДН ВПФ з контейнерами з урахуванням запропонованих рішень використано програмний комплекс CosmosWorks [170, 179]. Розрахунок проведений за MCE.

При складанні СЕМ використані просторові ІПТ (рисунок 2.24). Оптимальні кількість СЕ визначена за графоаналітичним методом. Кількість вузлів склала 302512, елементів – 883801. Максимальний розмір елементу – 100 мм, мінімальний – 20 мм.



Рисунок 2.24 – СЕМ несучої конструкції ВПФ з контейнерами

При складанні розрахункової схеми враховано, що на несучу конструкцію ВПФ діє вертикальне навантаження від ваги-брутто контейнерів P_{e} , зусилля від натяжіння ланцюгових стяжок $P_{\pi u}$, вітрове навантаження P_{eimp} , а також горизонтальне навантаження від контейнера на надбудови P_{e} , зумовлене коливаннями ВПФ (рисунок 2.25).

На контейнер діє вертикальне статичне навантаження P_{6}^{κ} , горизонтальне навантаження в зонах взаємодії з надбудовами P_{2}^{κ} , а також вітрове навантаження на бокову поверхню P_{simp}^{κ} .



Рисунок 2.25 – Розрахункова схема несучої конструкції ВПФ з контейнерами

Закріплення моделі здійснювалося в зонах обпирання на візки, а також робочі поверхні механічних упор-домкратів. Для цього на моделі встановлювалися накладки, площа яких дорівнює площі робочих поверхонь упор-домкратів. Між зонами взаємодії контейнера та надбудовами ВПФ встановлювався в'язкий зв'язок з коефіцієнтом в'язкого опору 1,2 кH·с/м. Результати розрахунку наведені на рисунку 2.26.

Максимальні прискорення при цьому діють на верхню частину контейнерів за центральною оссю симетрії несучої конструкції ВПФ та складають близько 2,6 м/с².



Рисунок 2.26 – Розподілення полів прискорень відносно несучої конструкції ВПФ з контейнерами

Прискорення, які діють на контейнер, отримані шляхом теоретичного та комп'ютерного моделювання наведені на рисунок 2.27.



Рисунок 2.27 – Прискореннями контейнера, розміщеного на ВПФ

З рисунка 2.27 видно, що максимальний відсоток розбіжності між прискореннями складає 17,7% при куті крену ЗП 10⁰.

Отже з урахуванням в'язкого зв'язку між ВПФ та контейнером при перевезенні на ЗП стає можливим знизити ДН несучої конструкції контейнера та підвищити безпеку перевезень морем.

2.5 Удосконалення схеми взаємодії кузовів вагонів з палубою залізничного порому

2.5.1 Визначення динамічної навантаженості несучої конструкції вагона при перевезенні залізничним поромом

Для визначення динамічних навантажень, які діють на кузова вагонів при перевезенні ЗП з урахуванням можливих переміщень їх відносно палуб в умовах хвилювання моря, сформовано математичну модель (2.16).

До уваги прийняті кутові переміщення ЗП з вагонами відносно повздовжньої осі, як випадок найбільшої навантаженості.

Перше рівняння математичної моделі характеризує переміщення ЗП в умовах хвилювання моря, а друге – кузова вагона відносно палуби.

$$\begin{cases} \left(\frac{D}{12 \cdot g} (B^2 + 4z_g^2)\right) \ddot{q}_1 + \left(\Lambda_\theta \cdot \frac{B}{2}\right) \dot{q}_1 = p' \cdot \frac{h}{2} + \Lambda_\theta \cdot \frac{B}{2} \cdot \dot{F}(t), \\ I_y^{\kappa} \cdot \ddot{q}_2 = p'_{\kappa} \cdot \frac{h_{\kappa}}{2} + M_{\theta}, \end{cases}$$
(2.16)

де $q_1 = \theta_1$, $q_2 = \theta_2$ – узагальнені координати, які відповідають: θ_1 – кутовому переміщенню ЗП відносно повздовжньої осі, яка проходить через його центр мас; θ_2 – кутовому переміщенню кузова вагона відносно повздовжньої осі, яка проходить через його центр мас.

Параметри ЗП: D – вагове водовитіснення; B – ширина; z_g – координата центру ваги; h – висота борта; Λ_{θ} – коефіцієнт опору коливанням.

Параметри вагона: I_y^{κ} – момент інерції кузова вагона відносно його повздовжньої осі; p'_{κ} – вітрове навантаження на бокову стіну кузова вагона,

розміщеного на верхній палубі; h_{κ} – висота кузова вагона; M_{θ} – момент сил, який виникає між вагоном на палубою.

Параметри збурюючої дії: p' – вітрове навантаження на надводну проекцію ЗП; F(t) – закон дії зусилля, яке збурює рух ЗП з кузовами вагонів, розміщеними на його палубах.

Початкове переміщення та швидкість ЗП прийняті рівними нулю, для вагона початкове переміщення визначено можливою податливістю його вузлів відносно палуби (буксовий вузол відносно осі колісної пари, рама візка відносно осі буксового вузла, фрикційний клин відносно середини боковини, надресорна балка відносно фрикційного клина, п'ятник по підп'ятнику [115]) та склало 31 мм, початкова швидкість прийнята рівною нулю.

В сформованій математичній моделі не враховано ударну дію морських хвиль на корпус ЗП з вагонами, розміщеними на його борту.

Результати проведених розрахунків наведені на рисунку 2.28.

Отримані результати дозволяють зробити висновок, що дані величини прискорень перевищують прискорення, які діють на кузова вагонів з урахуванням жорсткого закріплення їх відносно палуб майже на 20%, а прискорення, які діють на кузова вагонів при експлуатації на магістральних коліях на 40% [26, 27].

Також до уваги прийнятий випадок випадкового збурення. При цьому враховані дійсні гідрометеорологічні характеристики хвилювання моря, які зафіксовані під час шторму в Чорному морі [51].

Оскільки шторм відбувався у II районі Чорного моря (рисунок 2.29), то в розрахунках врахована довжина поромних маршрутів, які проходять через цей район – "Чорноморськ – Поті", "Чорноморськ – Батумі" (Україна – Грузія).



Рисунок 2.28 – Прискорення, які діють на кузова вагонів при коливаннях ЗП

а) кузов вагона, розміщений на крайній від фальшборта колії; *б*) кузов вагона, розміщений на другій від фальшборта колії; *в*) кузов вагона, розміщений на середній колії

В роботі наведені результати розрахунків для поромного маршруту "Чорноморськ – Поті", для якого час руху через штормовий район Чорного моря складає близько 4 год., при русі з конструкційною швидкістю 18,6 вузлів (9,6 м/с).



Рисунок 2.29 – Схема залізнично-поромних маршрутів України за районами Чорного моря

Для урахування змінних параметрів збурюючої дії використано теорію рядів Фур'є, тобто [102]

$$F(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{i=1}^{\infty} C_i \cos(\omega_i t + \beta_i) = \frac{a_0}{2} + \sum_{i=1}^{\infty} a_i \cos(\omega_i t) + \sum_{i=1}^{\infty} b_i \sin(\omega_i t); \quad (2.17)$$

$$\frac{a_0}{2} = \frac{1}{T} \int_0^T F(t) dt; \qquad (2.18)$$

$$a_i = \frac{2}{T} \int_0^T F(t) \cos(\omega_i t) dt; \qquad (2.19)$$

$$b_i = \frac{2}{T} \int_0^T F(t) \sin(\omega_i t) dt \qquad (2.20)$$

Після проведення відповідних розрахунків, отримано

$$F(t) = a - \frac{2R \cdot e^{k \cdot b}}{\omega \cdot t} \left(\cos\left(k \cdot a + \omega \cdot t\right) - 1 \right) + 2b - \frac{2R \cdot e^{k \cdot b}}{\omega \cdot t} \sin\left(k \cdot a + \omega \cdot t\right) + b = 0$$

$$+ \sum_{i=1}^{n} \left(\frac{2a}{t \cdot \omega} \sin \omega t + \frac{R \cdot e^{kb}}{t} \left(t \cdot \sin(k \cdot a) - \frac{1}{2\omega} (\cos(k \cdot a + 2\omega \cdot t) - \cos(k \cdot a)) \right) + \frac{2b}{t \cdot \omega} \sin(\omega \cdot t) - \frac{R \cdot e^{kb}}{t} \left(t \cdot \cos(k \cdot a) + \frac{1}{2\omega} (\sin(k \cdot a + 2\omega \cdot t) - \sin(k \cdot a)) \right) \right) + \frac{2b}{t \cdot \omega} \left(-\frac{2a}{t \cdot \omega} (\cos(\omega_i \cdot t)) + \frac{R \cdot e^{kb}}{t} \left(t \cdot \cos(k \cdot a) - \frac{1}{2\omega} (\sin(k \cdot a + 2\omega \cdot t)) \right) - \frac{2b}{t \cdot \omega} (\cos(\omega_i \cdot t)) + \frac{R \cdot e^{kb}}{t} \left(t \cdot \sin(k \cdot a) - \frac{1}{2\omega} (\cos(k \cdot a + 2\omega \cdot t)) \right) \right).$$
(2.21)

На підставі проведених розрахунків визначено прискорення, які діють на кузова вагонів при перевезенні ЗП з урахуванням різних курсових кутів хвилі по відношенню до його корпуса. Результати розрахунків наведені на рисунку 2.30.



Рисунок 2.30 – Прискорення, які діють на крайній від фальшборта кузов вагона, розміщений на верхній палубі ЗП

a) при
$$\chi = 0^{\circ}$$
 та 120°; б) при $\chi = 30^{\circ}$ та 135°; в) при $\chi = 45^{\circ}$ та 150°; г) при $\chi = 60^{\circ}$ та 180°

З рисунка 2.30 видно, що максимальне значення прискорення складає близько 0,11 м/с²(з урахуванням горизонтальної складової прискорення вільного падіння – 2,2 м/с² (0,22 g)) та відповідає значенням курсових кутів хвилі $\chi = 45^{\circ};60^{\circ};150^{\circ}$ та 180°. При завданих гідрометеорологічних характеристиках шторму величини прискорень, що діють на кузов вагона не перевищують допустимі.

2.5.2 Комп'ютерне моделювання динамічної навантаженості кузовів вантажних вагонів при перевезенні на залізничному поромі

З метою комп'ютерного моделювання ДН кузовів вагонів, розміщених на ЗП в умовах морської хитавиці, побудовано просторову модель фрагменту ЗП типу "Герои Шипки". При складанні моделі враховані основні конструкційні елементи корпуса ЗП. Довжина моделі складає 39,6 м, ширина – 26 м.

В якості досліджуваного типу вагону обраний напіввагон моделі 12-757, побудови ПАТ "КВБЗ".

Просторову модель фрагменту ЗП з урахуванням напіввагонів, розміщених відносно його палуб, наведено на рисунку 2.31.



Рисунок 2.31 – Просторова модель фрагменту ЗП з напіввагонами, розміщеними відносно його палуб

З метою забезпечення обпирання несучих конструкцій кузовів вагонів на палуби побудовано просторову модель механічного упор-домкрату за альбомом креслень багатообертових засобів закріплення (рисунок 2.32).

На базі складеної просторової моделі побудовано модель для визначення прискорень вагонів, розміщених на ЗП.

Розрахунок виконано за допомогою MCE в середовищі програмного комплексу CosmosWorks.

При складанні СЕМ використані просторові ІПТ (рисунок 2.33). При цьому кількість вузлів сітки склала 149223, елементів – 500354. Максимальний розмір елементу дорівнює 1000 мм, мінімальний – 200 мм. Мінімальна кількість елементів в колі склала 15, співвідношення збільшення розмірів елементів у сітці – 1,8. Максимальне співвідношення боків – $9,5 \cdot 10^5$, відсоток елементів зі співвідношенням боків менше 3 - 6,96, більше 10 - 81,5.

a)



Рисунок 2.32 – Моделювання взаємодії кузова напіввагона з механічним упор-домкратом

а) механічний упор-домкрат у вільному стані; б) при взаємодії з кузовом вагона

При складанні розрахункової схеми враховано, що на ЗП діють такі навантаження: вертикально-статичне P_{e}^{cm} , обумовлене вагою брутто ЗП, вітрове P_{e} , гідростатичний тиск $P_{e.c.}$ на занурену частину корпуса ЗП, виштовхуюча сила P_{a} , зусилля, які діють на палубу ЗП посередництвом вагонів у вертикальному

напрямку $P_{a.sar}^{cm}$ та горизонтальному $P_{c.sar}^{cm}$, а також зусилля, які діють на палубу через багатообертові засоби закріплення вагонів, тобто ланцюгові стяжки $P_{n.c.}^{i}$ та механічні упор-домкрати $P_{y,a}$



Рисунок 2.33 – СЕМ фрагменту ЗП типу "Герои Шипки" з кузовами вагонів

На рисунку 2.34 наведено розрахункову схему ЗП з кузовами вагонів, розміщеними відносно його палуб в умовах кутових переміщень відносно повздовжньої осі, як випадку найбільшої навантаженності несучої конструкції кузовів вагонів при морській хитавиці.

У зв'язку з тим, що в розрахунках враховано фрагмент ЗП, то з метою урахування його відкинутої частини у відповідних перерізах прикладені зусилля (вертикальні, повздовжні та поперечні), чисельні значення яких визначено за методом перетинів.

При визначенні зусиль, які діють на палубу посередництвом вагонів, розміщених на ній враховано кут крену ЗП, при цьому горизонтальне навантаження, прикладене від гребенів коліс на рейки з внутрішнього боку дії збурюючого зусилля, включає в себе складову прискорення вільного падіння, вітрове та інерційне навантаження.

При визначенні вітрового навантаження, яке діє на надводну проекцію ЗП з кузовами вагонів, розміщеними на верхній палубі врахований вітровий тиск, що притаманний для акваторії Чорного моря та дорівнює 1,47 кН/м² [33].



Рисунок 2.34 – Розрахункова схема фрагменту ЗП з кузовами вагонів

Для моделювання зусилля, яке діє на палубу ЗП через ланцюгові стяжки використовувалися накладки, конфігурація яких ідентична геометрії зони закріплення риму до палуби. Внаслідок просторового розміщення ланцюгових стяжок зусилля, яке діє на палубу через них розкладалося на складові з урахуванням кутів розміщення стяжок у просторі (рисунок 2.35). У зонах обпирання механічних упор-домкратів на палубу також встановлювалися накладки, геометрія яких повторює геометрію опорної частини упор-домкрата на палубу. Зусилля на накладки визначене з урахуванням кута крену ЗП, тобто з зовнішнього боку дії збурюючого зусилля відбувається їх розвантаження, а з внутрішнього – завантаження.



Рисунок 2.35 – Схема дії зусиль на палубу ЗП від вагонів, розміщених на ній та багатообертових засобів закріплення

В якості матеріалу ЗП застосована сталь марки *D*, для якої притаманне значення межі міцності $\sigma_B = 440 - 590$ МПа та межі плинності $\sigma_T = 315$ МПа, для несучої конструкції вагона застосована сталь 09Г2С зі значеннями $\sigma_B = 490$ МПа та $\sigma_T = 345$ МПа.

В дослідженнях враховано, що на несучу конструкцію напіввагонів діють такі навантаження (таблиця 2.3): вертикально-статичне навантаження P_{e}^{cm} , обумовлене вагою брутто вагона, вітрове P_{e} на крайні від фальшборта вагони, розміщені з боку дії вітрового навантаження, зусилля розпору насипного вантажу P_{p} (кам'яне вугілля), а також зусилля, які діють на кузов напіввагона через ланцюгові стяжки P_{nc}^{i} .

Закріплення кузова напіввагона моделювалося у відповідності до схем, зазначених у [112, 113, 114]. У зв'язку з тим, що ланцюгова стяжка має просторове розміщення, зусилля, яке діє від неї на кузов розкладалося на три складові. Результати досліджень прискорень, які діють на кузова вагонів, розміщених на ЗП, наведені на рисунку 2.36.

При цьому з метою зменшення часу розрахунку дослідження проводилися в три етапи. На першому етапі напіввагони розміщувалися на верхній палубі, на другому – головній, на третьому – трюмній.

З метою перевірки адекватності розробленої моделі проведено розрахунок за F-критерієм. Прийнято, що модель, яка розглядається є лінійною, тобто однофакторною та характеризує зміну прискорень кузовів напіввагонів з урахуванням кутів крену ЗП. При цьому кількість ступенів вільності при N = 5буде складати $f_1 = 3$. Таблиця 2.3 – Навантаження, які діють на кузов напіввагона при перевезенні ЗП в випадку симетричного закріплення відносно палуби

Переміщення кузова вагона	Навантаження, які діють на кузов напіввагона				Складові навантаження, які діють на кузов напіввагона від ланцюгових								
					Динамічне навантаження, кН			Вітрове навантаження, кН			Навантаження від натяжіння		
	Вертикально- статичне навантаження, кН	Вітрове навантаження, кН	Тиск розпору, кПа (3 боку нахилу кузова)	Навантаження від натяжіння ланцюгових стяжок, кН							ланцюгових стяжок, кН		
					XY	YZ	XZ	XY	YZ	XZ	XY	YZ	XZ
Кутові відносно повздовжньої осі	p _y =222,1 p _z =792,0	41,61	16,1	54	$p_x=27,77$ $p_y=48,1$	$\mathrm{p_{y}=27,77}$ $\mathrm{p_{z}=48,1}$	$p_{\rm x}=26,16$ $p_{\rm z}=48,1$	$p_{x}=5,2$ $p_{y}=9,0$	$p_{y=5,2}$ $p_{z=9,0}$	$p_{x}=5,2$ $p_{z}=9,0$	$p_x=27$ $p_y=47$	$p_{y=27}$ $p_{z=47}$	$p_{x}=27$ $p_{z}=47$



Рисунок 2.36 – Прискорення, які діють на кузова вагонів, розміщені відносно верхньої палуби ЗП

При кутових переміщеннях ЗП з кузовами вагонів відносно повздовжньої осі отримано значення дисперсії відтворюваності $S_y^2 = 0,07$, дисперсії адекватності $S_{ao}^2 = 0,017$ при $f_2 = 5$ та встановлено, що фактичне значення F-критерію $F_p = 5,24$, що менше табличного значення критерію $F_t = 5,41$. Тому гіпотеза про адекватність розробленої моделі не заперечується. Похибка апроксимації при цьому склала близько 6%.

2.5.3 Конструкційні особливості пристрою для закріплення вагонів відносно палуби

З метою пом'якшення дії навантажень від ланцюгових стяжок на кузова вагонів пропонується здійснювати не жорсткий зв'язок між ними, а в'язкий, посередництвом встановлення спеціального пристрою – демпферу між кузовом та палубою (рисунок 2.37) [97, 180, 123].



Рисунок 2.37 – Пристрій для закріплення вагона відносно палуби ЗП 1 – стрижень; 2 – гак для закріплення кузова; 3 – корпус; 4 – поршень; 5 – дросельні отвори; 6 – перехідник з різьбовою нарізкою; 7 – жорсткий стрижень; 8 – гак для закріплення за палубний рим

Пристрій для закріплення вагона відносно палуби ЗП складається з жорсткого стрижня 1 на кінці якого розміщений гак 2 для закріплення за кузов вагона. Виконуючим органом пристрою є гідравлічний демпфер, до складу якого входить корпус 3. Всередині корпусу розміщений поршень 4 з дросельними отворами 5. Нижня частина пристрою складається з перехідника 6 з різьбовою нарізкою для регулювання довжини пристрою, жорсткого стрижня 7 та гака 8 для закріплення за палубний рим.

Блоково-ієрархічна схема в'язкої стяжки наведена на рисунку 2.38. Модуль в'язкої стяжки відноситься до І ієрархічного рівня формалізованого описання. Складові в'язкої стяжки відносяться до ІІ ієрархічного рівня: стрижень, гак для закріплення кузова, корпус, перехідник з різьбовою нарізкою, жорсткий стрижень, гак для закріплення за палубний рим. Складові елементів ІІ рівня утворюють ІІІ рівень: поршень, шток з дросельними отворами та в'язка речовина.



Рисунок 2.38 – Блоково-ісрархічна схема в'язкої стяжки

Схема закріплення кузова напіввагона відносно палуби з урахуванням запропонованого пристрою, наведена на рисунок 2.39.



Рисунок 2.39 – Схема закріплення кузова напіввагона відносно палуби з урахуванням запропонованого пристрою

Для закріплення одного вагона відносно палуби використовується вісім таких пристроїв – по чотири з кожного боку вагона.

2.5.4 Формування математичної моделі динамічної навантаженості кузова напіввагона при перевезенні на залізничному поромі

З метою визначення прискорень кузова напіввагона при закріпленні його відносно палуби за допомогою запропонованого пристрою здійснено математичне моделювання. Для цього складена розрахункова схема кузова вагона, розміщеного на ЗП (рисунок 2.40).

При цьому система диференціальних рівнянь (2.22) враховує кутові переміщення ЗП відносно повздовжньої осі, а також кузова вагона відносно палуби.

$$\begin{cases} \frac{D}{12 \cdot g} \cdot \left(B^2 + 4 \cdot z_g^2\right) \cdot \ddot{q}_1 + \left(\Lambda_\theta \cdot \frac{B}{2}\right) \cdot \dot{q}_1 = p' \cdot \frac{h}{2} + \Lambda_\theta \cdot \frac{B}{2} \cdot \dot{F}(t), \\ I_k \cdot \ddot{q}_2 + \beta \cdot \frac{\theta}{2} \cdot \dot{q}_2 = p_k \cdot \frac{h_k}{2} + F_\beta, \end{cases}$$
(2.22)

де q_1 , q_2 – узагальнені координати, що відповідають кутовому переміщенню відносно повздовжньої осі *X*, відповідно, ЗП та кузова вагона.

Для ЗП:

D – вагове водовитіснення; B – ширина; h – висота борта; Λ_{θ} – коефіцієнт опору коливанням; z_g – координата центру ваги; p' – вітрове навантаження; F(t) – закон дії зусилля, яке збурює рух ЗП з кузовами вагонів, розміщеними на його палубах.

Для кузова вагона:

 I_k – момент інерції відносно повздовжньої осі; β – коефіцієнт в'язкого опору; e_k – ширина кузова; p_k – вітрове навантаження на бокову стіну; h_k – висота бокової стіни; F_{β} – момент сил, який виникає між кузовом та палубою.



Рисунок 2.40 – Розрахункова схема для визначення ДН кузова напіввагона

Розв'язання системи диференціальних рівнянь руху (2.22) здійснено в програмному комплексі Mathcad з використанням метода Рунге-Кутта.

При цьому проводився перехід від системи диференціальних рівнянь другого порядку до системи диференціальних рівнянь першого порядку, права частина якого записана у векторі для застосування стандартних алгоритмів вирішення системи за допомогою функції rkfixed MATHCAD [41, 53].

На рисунках 2.41, 2.42 наведено графічні залежності прискорень, які діють на кузов напіввагона при кутових переміщеннях ЗП відносно повздовжньої осі.

Для порівняльного аналізу на рисунку 2.41 наведено прискорення, які діють на кузов напіввагона при типовій схемі взаємодії з палубою, а на рисунку 2.42 – при в'язкій схемі. Прискорення наведені для курсового кута хвилі $\chi = 0^0$ по відношенню до корпуса ЗП з кузовами вагонів, розміщеними на ньому.



Рисунок 2.41 – Прискорення, які діють на кузов напіввагона при типовій схемі взаємодії з палубою

З рисунків 2.41 та 2.42 можна зробити висновок, що при встановленні між кузовом вагона та палубою в'язкого зв'язку є можливим знизити величини прискорень, які діють на несучу конструкцію кузова на 30 %.



Рисунок 2.42 – Прискорення, які діють на кузов напіввагона при в'язкій взаємодії з палубою

Важливо зазначити, що при цьому робоча рідина, яка буде створювати в'язкий опір між кузовом та палубою повинна мати коефіцієнт в'язкого опору від 1,8 кH·c/м до 4,2 кH·c/м.

2.5.5 Формування комп'ютерної моделі динамічної навантаженості кузова напіввагона при перевезенні на залізничному поромі

Для визначення прискорень, які діють на кузов напіввагона при в'язкій взаємодії з палубою також проведено комп'ютерне моделювання [180]. Дослідження проведені в програмному комплексі CosmosWorks. Розрахунок виконано за допомогою MCE.

За прототип обрано напіввагон моделі 12-757. У якості СЕ використані ІПТ. Визначення оптимальної кількості елементів СЕМ здійснено за графоаналітичним методом. Основні характеристики моделі наведені в таблиці 2.4.

Параметр	Значення
Кількість точок Якобіана	4
Кількість елементів	494489
Кількість вузлів	160639
Максимальний розмір елементу, мм	80,0
Мінімальний розмір елементу, мм	16,0
Максимальне співвідношення боків елементів	1000,9
Відсоток елементів з співвідношенням боків менше трьох	26,9
Відсоток елементів з співвідношенням боків більше десяти	26,2
Мінімальна кількість елементів в колі	9
Співвідношення збільшення розміру елементу	1,7

Таблиця 2.4 – Характеристика СЕМ кузова напіввагона

Розрахункова схема несучої конструкції напіввагона при кутових переміщеннях навколо повздовжньої осі наведена на рисунку 2.43.



Рисунок 4.43 – Розрахункова схема несучої конструкції кузова напіввагона а) вид зверху; б) вид збоку

Враховано, що на кузов напіввагона діє вертикальне статичне навантаження P_e^{cm} , зусилля розпору насипного вантажу P_p , динамічне навантаження, а також навантаження, які діють через пристрої для закріплення відносно палуби P_{np} . Оскільки пристрої для закріплення вагона мають просторове розміщення [112 – 114], то навантаження, яке буде передаватися на кузов через них, розкладалося на складові (рисунок 2.44).

У якості насипного вантажу прийнято кам'яне вугілля, як один з найбільш поширених типів вантажів, що перевозяться напіввагонами у міжнародному залізнично-водному сполученні.

Для урахуванням наявності в'язкого елементу між кузовом та палубою на шворневих балках встановлювалися накладки з матеріалу, який має коефіцієнт в'язкого опору 3,5 кН·с/м.

Результати розрахунку показали, що максимальні прискорення кузова напіввагона виникають у середніх частинах бокових стін та складають близько 1,4 м/c², а також в консольних частинах рами – 1,7 м/c² (рисунки 2.45, 2.46).

Найменша величина прискорень спостерігається в зонах спирання кузова на візки.



Рисунок 2.44 – Моделювання навантаження від пристрою для закріплення кузова відносно палуби

З метою верифікації моделей ДН напіввагона застосований F-критерій. В якості варіаційного параметра прийнятий кут крену ЗП. На підставі проведених



розрахунків отримано прискорення, які діють на кузов напіввагона при коливаннях ЗП (рисунок 2.47).

Рисунок 2.45 – Розподілення полів прискорень, які діють на несучу конструкцію кузова напіввагона при в'язкій взаємодії з палубою ЗП (вид збоку)



Рисунок 2.46 – Розподілення полів прискорень, які діють на несучу конструкцію кузова напіввагона при в'язкій взаємодії з палубою ЗП (вид знизу)



Рисунок 2.47 – Прискорення, які діють на кузов напіввагона при перевезенні на ЗП

Встановлено, що при дисперсії відтворюваності $S_y^2 = 0,98$ та дисперсії адекватності $S_{ad}^2 = 1,1$ фактичне значення F-критерію $F_p=1,12$, що менше табличного значення $F_t=3,29$. Тобто гіпотеза про адекватність не заперечується.

2.6 Удосконалення несучої конструкції пасажирського вагона для забезпечення надійності закріплення на залізничному поромі

2.6.1 Конструкційні особливості пристрою для закріплення кузова пасажирського вагона на залізничному поромі

Для забезпечення надійності закріплення кузовів пасажирських вагонів на ЗП запропоновано встановлення на їх шворневих балках спеціальних вузлів (рисунок 2.48).

Принцип дії вузла заснований на роботі гідравлічного демпфера, що дозволяє знизити величину ДН кузова при коливаннях ЗП. При передачі навантаження через провушину 7 на вузол від гака ланцюгової стяжки здійснюється переміщення поршня 5 зі штоком 3 відносно корпуса 4. При цьому відбувається перетікання робочої рідини через відкритий дросельний отвір та створення опору переміщенню поршня. Відпускна пружина 8 стискається. Переміщення поршня 5 у початкове положення здійснюється за рахунок відпускної пружини 8. При зворотному переміщенні поршня 5 процес перетікання здійснюється через інший дросельний отвір. Енергія, що утворюється при цьому розсіюється у навколишнє середовище.



Рисунок 2.48 – Вузол для закріплення кузова вагона відносно палуби а) конструкція вузла; б) схема закріплення кузова 1 – опорна частина; 2 – шарнір; 3 – шток; 4 – корпус; 5 – поршень; 6 – дросельні

отвори; 7 – провушина для закріплення гака ланцюгової стяжки; 8 – відпускна

В зоні взаємодії штока 3 з опорною частиною 1 вузла, яка кріпиться до вертикального листа шворневої балки здійснюється шарнірне з'єднання 2. Це дозволяє у випадку відсутності необхідності використання вузла перемістити його у горизонтальне положення (рисунок 2.49).



Рисунок 2.49 – Положення вузла для закріплення кузова вагона відносно палуби

а) при закріпленні кузова вагона; б) при відсутності закріплення

2.6.2 Математичне моделювання динамічної навантаженості кузова пасажирського вагона з урахуванням заходів щодо удосконалення при перевезенні на залізничному поромі

Для визначення чисельного значення динамічного навантаження, яке діє на кузов вагона при новій схемі закріплення відносно палуби використано математичну модель (2.22).

Вхідними параметрами моделі є технічні характеристики ЗП та кузовів пасажирських вагонів, а також гідрометеорологічні характеристики акваторії плавання. Розрахунки проведені стосовно ЗП типу "Мукран", що рухається акваторією Балтійського моря [54, 152]. Гідрометеорологічні характеристики акваторії моря визначені за даними, наведеними в [34].

Прискорення, які діють на кузов вагона з урахуванням нової схеми закріплення відносно палуби наведено на рисунку 2.50. Максимальні прискорення діють на кузов вагона при курсових кутах хвилі по відношенню до корпуса $3\Pi 60^0$ та 120^0 і складають близько 1,3 м/с².

Важливо зазначити, що при цьому робоча рідина, яка буде створювати в'язкий опір між кузовом та палубою повинна мати коефіцієнт в'язкого опору від 2 кH·c/м до 4,2 кH·c/м.



Рисунок 2.50 – Прискорення, які діють на кузов вагона при в'язкій взаємодії з палубою

Отже з урахуванням запропонованого рішення максимальні прискорення, які діють на кузов вагона зменшуються на 30% у порівнянні з типовою схемою закріплення відносно палуби.

2.6.3 Розрахунок на міцність кузова пасажирського вагона з урахуванням заходів щодо удосконалення при перевезенні на залізничному поромі

Для визначення міцності кузова пасажирського вагона з урахуванням запропонованих рішень проведено розрахунок за МСЕ, реалізованого в середовищі програмного комплексу CosmosWorks [95].

В моделі враховано елементи, які жорстко взаємодіють між собою зварюванням або заклепками. При складанні СЕМ використані просторові ІПТ.

Оптимальні кількість елементів визначена за графоаналітичним методом. Кількість вузлів моделі склала 152967, елементів – 434641. Максимальний розмір елементу склав 80 мм, а мінімальний – 16 мм. Відсоток елементів з співвідношенням боків менше трьох – 12, більше десяти – 59,9. Мінімальна кількість елементів в колі склала 10, співвідношення збільшення розміру елементів – 1,8.

При складанні розрахункової схеми враховано, що на кузов вагона діє вертикальне статичне навантаження P_6^{cm} , вітрове P_6 , а також навантаження від ланцюгових стяжок P_{nc} (рисунок 2.51).

Внаслідок просторового розміщення ланцюгових стяжок навантаження, яке буде діяти на кузов вагона через них розкладалося на складові та прикладалося до опорної частини вузла, розміщеної на вертикальному листі шворневої балки.

Закріплення моделі здійснювалося у зонах обпирання кузова на ходові частини вагона, а також в зонах встановлення механічних упор-домкратів.

В якості матеріалу конструкції кузова застосована вуглецева сталь марки Ст. 3. Результати розрахунку наведені на рисунок 2.52.



Рисунок 2.51 – Розрахункова схема кузова пасажирського вагона



Рисунок 2.52 – НС кузова пасажирського вагона

Максимальні еквівалентні напруження при цьому виникають у накладці, яка імітує опорну частину вузла та складають близько 120 МПа, тобто не перевищують допустимі [26, 27, 161]. Максимальні переміщення зафіксовані у хребтовій балці вагона та складають 1,47 мм. Максимальні деформації – 1,01·10⁻³.

2.7 Висновки до розділу 2

1. Сформовано математичні моделі ДН несучих конструкцій контейнерів, розміщених на ВПФ при перевезенні ЗП. Дослідження проведені у плоскій системі координат. Розрахунки проведені стосовно ЗП "Герои Шипки", що рухається акваторією Чорного моря. В якості базової моделі ВПФ обрана модель 13-4012, а контейнера – модель 1СС, масою брутто 24 т. Розв'язок моделей ДН здійснений у програмному комплексі MathCad. Початкове переміщення та швидкість ЗП прийняті рівними нулю.

Встановлено, що при відсутності переміщень ВПФ та контейнерів відносно початкового положення загальна величина прискорення, яке діє на крайній від фальшборта ВПФ з контейнерами склала близько 0,25g.

Для випадку наявності переміщень ВПФ при коливаннях ЗП та

нерухомості контейнерів відносно рами встановлено, що загальна величина прискорення, яке діє на крайній від фальшборта ВПФ з контейнерами, склала близько 0,3*g*.

При наявності переміщень ВПФ відносно палуби та контейнерів відносно рами ВПФ загальна величина прискорення, яке діє на крайній від фальшборта контейнер склала близько 0,47*g*.

При цьому стійкість контейнера забезпечується при кутах крену ЗП до 25°.

2. Сформовано математичні моделі ДН несучих конструкцій КЦ, розміщених на ВПФ при перевезенні ЗП. При складанні моделей враховано переміщення наливного вантажу у котлі КЦ, яке описано коливаннями математичного маятнику.

Встановлено, що при відсутності переміщень ВПФ та КЦ відносно початкового положення загальна величина прискорення, яке діє на крайній від фальшборта ВПФ з КЦ склала близько 0,3g.

При наявності переміщень КЦ відносно рами та відсутності переміщень ВПФ відносно палуби загальна величина прискорення, яке діє на крайній від фальшборта КЦ склала близько 0,6g.

Для випадку переміщень ВПФ відносно палуби та КЦ відносно рами загальна величина прискорення, яке діє на крайній від фальшборта КЦ склала близько 0,9*g*.

Для забезпечення безпеки перевезень наливних вантажів у КЦ морем важливим є дотримання відповідних умов, а саме – дотримання кутів крену ЗП в межах до 10°.

3. Сформовано комп'ютерні моделі ДН контейнерів при перевезенні на ЗП. Розрахунок здійснений за МСЕ. Дослідження проведені при кутових переміщеннях ВПФ з контейнерами, а також КЦ відносно повздовжньої осі. Отримано поля розподілення прискорень відносно ВПФ з контейнерами та КЦ, а також їх чисельні значення.

Для верифікації розроблених моделей використаний F-критерій. Встановлено, що гіпотеза про адекватність не відхиляється. 4. Удосконалено несучу конструкцію ВПФ з метою забезпечення стійкості контейнерів при перевезенні ЗП. При цьому запропоновано постановку зйомних надбудов на несучу конструкцію ВПФ. Для зменшення ДН контейнерів пропонується встановлення на внутрішніх поверхнях надбудов ВПФ матеріалу з в'язкими властивостями.

Сформовано математичну модель ДН контейнерів з урахуванням нової схеми взаємодії з ВПФ. До уваги прийняті кутові переміщення ЗП відносно повздовжньої осі. На підставі проведених розрахунків встановлено, що найбільші величини прискорень виникають при курсових кутах хвилі по відношенню до корпуса ЗП $\chi = 60^{\circ}$ та $\chi = 120^{\circ}$. Загальна величина прискорення, яке діє на контейнер складає 3,57 м/с² (0,36g), а на несучу конструкцію ВПФ – 2,47 м/с² (0,25g). З урахуванням введення в'язкого зв'язку між несучою конструкцією ВПФ та контейнерами стає можливим знизити ДН, відповідно, на 38% та 23% у порівнянні з типовою схемою взаємодії.

Сформовано комп'ютерну модель ДН контейнерів з урахуванням нової схеми взаємодії з ВПФ. Максимальні прискорення, які діють при цьому на контейнер склали близько 2,6 м/с². Максимальний відсоток розбіжності між прискореннями, отриманими теоретичним та комп'ютерним моделюванням складає 17,7%.

Проведені дослідження сприятимуть підвищенню ефективності комбінованих перевезень, а також можуть бути корисними напрацюваннями при створенні нових конструкцій ВПФ.

5. Визначено ДН несучої конструкції напіввагона з урахуванням можливих переміщень відносно палуби ЗП. Отримані результати дозволяють зробити висновок, що дані величини прискорень перевищують прискорення, які діють на кузова вагонів з урахуванням жорсткого закріплення їх відносно палуб майже на 20%, а прискорення, які діють на кузова вагонів при експлуатації на магістральних коліях на 40%.

Для верифікації моделі ДН несучої конструкції вагона при перевезенні на ЗП проведено комп'ютерне моделювання. Визначено поля розподілення
прискорень, а також їх чисельні значення. Проведені розрахунки дозволили зробити висновок, що гіпотеза про адекватність не відхиляється.

Досліджено ДН несучої конструкції вагона з урахуванням випадковості збурюючої дії. При цьому враховано дійсні гідрометеорологічні умови акваторії Чорного моря, які мали місце під час шторму.

Максимальне значення прискорення при цьому склало близько 0,11 м/с² (з урахуванням горизонтальної складової прискорення вільного падіння – 2,2 м/с² (0,22 g)) та відповідає значенням курсових кутів хвилі $\chi = 45^{\circ};60^{\circ};150^{\circ}$ та 180°. При завданих гідрометеорологічних характеристиках шторму величини прискорень, що діють на кузов вагона не перевищують допустимі.

6. Удосконалено схему взаємодії кузовів вагонів з палубою ЗП шляхом введення в'язкого зв'язку між ними. Тобто замість використання ланцюгової стяжки запропоновано використання пристрою, складовою якого є демпфер, що при коливаннях ЗП забезпечує в'язкий опір переміщенню кузова та пом'якшення динамічних навантажень, які діють на нього.

Проведено математичне моделювання ДН кузова напіввагона при перевезенні на ЗП з урахуванням запропонованих заходів. Встановлено, що максимальне прискорення, яке діє на кузов вагона з урахуванням в'язкої взаємодії з палубою складає $1,7 \text{ м/c}^2$, що менше за величину прискорень, які діють на кузов при типовій схемі закріплення на 30 %.

Проведено комп'ютерне моделювання ДН кузова напіввагона при перевезенні на ЗП з урахуванням запропонованих заходів. Результати моделювання показали, що максимальні прискорення кузова напіввагона виникають у середніх частинах бокових стін та складають близько 1,4 м/с², а також в консольних частинах рами – 1,7 м/с².

Верифіковано моделі ДН кузова напіввагона за F-критерієм. Встановлено, що гіпотеза про адекватність не заперечується.

7. Удосконалено конструкцію кузова пасажирського вагона для забезпечення надійності закріплення на ЗП. При цьому запропоновано

здійснювати закріплення кузова за спеціальні вузли, встановлені на шворневих балках. Принцип дії вузла заснований на роботі гідравлічного демпфера, що дозволяє знизити величину ДН кузова при перевезенні морем.

Досліджено ДН кузова пасажирського вагона з урахуванням заходів щодо удосконалення при перевезенні на ЗП. Встановлено, що максимальна величина прискорення, яке діє на кузов вагона, виникає при курсових кутах хвилі по відношенню до корпуса ЗП 60^{0} та 120^{0} і складає близько 1,3 м/с². При цьому робоча рідина, яка буде створювати в'язкий опір між кузовом та палубою повинна мати коефіцієнт в'язкого опору від 2 кН·с/м до 4,2 кН·с/м.

З урахуванням запропонованого рішення максимальні прискорення, які діють на кузов вагона зменшуються на 30% у порівнянні з типовою схемою закріплення відносно палуби.

Проведено розрахунок на міцність кузова пасажирського вагона з урахуванням заходів щодо удосконалення при перевезення на ЗП. Максимальні еквівалентні напруження при цьому складають близько 120 МПа та зосереджені у накладці, яка імітує опорну частину вузла. Максимальні переміщення виникають у хребтовій балці вагона та складають 1,47 мм, максимальні деформації – 1,01·10⁻³.

Проведені дослідження сприятимуть забезпеченню міцності кузовів пасажирських вагонів при перевезенні на ЗП, а також підвищенню ефективності експлуатації залізнично-поромних перевезень в міжнародному сполученні.

РОЗДІЛ З

ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ ВАГОНІВ ПРИ МАНЕВРОВОМУ СПІВУДАРЯННІ

3.1 Математичне моделювання динамічної навантаженості несучої конструкції вагона-платформи з суховантажними контейнерами при маневровому співударянні

Для визначення експлуатаційних значень динамічних навантажень, що діють на несучу конструкцію контейнера, розміщеного на ВПФ при маневровому співударянні використано математичну модель, наведену у [12]. У даній моделі враховано, що три КЦ розміщені на довгобазному ВПФ, а зв'язок між ними імітувався як пружно-фрикційний, тобто кожний КЦ має власну ступінь вільності у вертикальній площині.

Важливо зазначити, що в експлуатації для перевезення контейнерів, а також КЦ використовуються і ВПФ на рамі яких можуть розміститися два контейнери. Такі вагони мають меншу базу, а відповідно і менші величини переміщень несучої конструкції під дією вертикального навантаження від контейнерів.

Схема дії повздовжньої сили на ВПФ з контейнерами, розміщеними на ньому з урахуванням сили тертя між фітингами та фітинговими упорами, наведена на рисунку 3.1.

Дослідження проведені стосовно ВПФ моделі 13-4085, побудови ВАТ "Дніпровагонмаш" (Україна) та контейнера типорозміру за ISO – 1СС.

Контейнер розглядався як прикріплена маса відносно рами ВПФ, що має податливість в повздовжньому напрямку за рахунок наявності зазорів між фітинговими упорами ВПФ та фітингами контейнера. Тобто, контейнер має власну ступінь вільності до моменту упору фітинга у фітинговий упор, після чого контейнер повторює траєкторію переміщення ВПФ. Зв'язок між рамою

 $\varphi_i = \chi_i = i \rho_i$



21

Ζ

FIP





розміщеними на ньому

1 – фітинг; 2 – фітінговий упор; 3 – повздовжня балка ВПФ

$$M'_{\Pi\Pi} \cdot \ddot{x}_{\Pi\Pi} + M_{\Pi\Pi} \cdot h \cdot \ddot{\varphi}_{\Pi\Pi} = S_a - \sum_{i=1}^2 F_{TP}^K, \qquad (3.1)$$

$$I_{\Pi\Pi} \cdot \ddot{\varphi}_{\Pi\Pi} + M_{\Pi\Pi} \cdot h \cdot \ddot{x}_{\Pi\Pi} - g \cdot \varphi_{\Pi\Pi} \cdot M_{\Pi\Pi} \cdot h = = l \cdot F_{TP} \Big(sign \dot{\Delta}_1 - sign \dot{\Delta}_2 \Big) + l \Big(k_1 \cdot \Delta_1 - k_2 \cdot \dot{\Delta}_2 \Big),$$
(3.2)

$$M_{\Pi\Pi} \cdot \ddot{z}_{\Pi\Pi} = k_1 \cdot \Delta_1 + k_2 \cdot \Delta_2 - F_{TP} \left(sign \dot{\Delta}_1 + sign \dot{\Delta}_2 \right), \tag{3.3}$$

$$m_i \cdot \ddot{x}_i + (m_i \cdot z_{ci}) \cdot \ddot{\varphi}_i = -F_{TP}^{\kappa}, \qquad (3.4)$$

FIP

 $P_{y\partial}$

k₁ Ę

A

≩K₂

$$I_i \cdot \ddot{\varphi}_i + (m_i \cdot z_{ci}) \cdot \ddot{x}_i - g \cdot (m_i \cdot z_{ci}) \cdot \varphi_i = 0, \qquad (3.5)$$

$$m_i \cdot \ddot{z}_{\Pi \Pi} = 0, \tag{3.6}$$

де

$$M'_{III} = M_{III} + 2 \cdot m_{T} + \frac{n \cdot l}{r^{2}}; \ \varDelta_{I} = z_{III} - l \cdot \varphi_{III}; \ \varDelta_{2} = z_{III} + l \cdot \varphi_{III},$$

де $M_{\Pi\Pi}$ – маса несучої конструкції ВПФ; $I_{\Pi\Pi}$ – момент інерції ВПФ відносно повздовжньої осі; S_a – величина повздовжньої сили удару в автозчеп; F_{TP}^{κ} – сила тертя, що виникає між фітинговим упором та фітингом при повздовжньому переміщенні контейнера; m_T – маса візка; I – момент інерції колісної пари; r – радіус середнєзношеного колеса; n – кількість осей візка; l – половина бази ВПФ; F_{mp} – абсолютне значення сили сухого тертя у ресорному комплекті; k_1, k_2 – жорсткість пружин ресорного підвішування візків ВПФ; m_i – маса контейнера; z_{ci} – висота центру ваги контейнера; I_i – приведений момент інерції *i*-го контейнера; $x_{\Pi\Pi}, \varphi_{\Pi\Pi}, z_{\Pi\Pi}$ – координати, що відповідають, відповідно, повздовжньому, кутовому відносно поперечної осі та вертикальному переміщенню ВПФ; x_i, φ_i – координати, що відповідають, відповідно,

При цьому $x_i < 30$ мм [29, 30, 32], якщо $x_i \ge 30$ мм, тоді $x_i = x_{\Pi \Pi}$.

Вертикальні переміщення контейнера відносно рами ВПФ не враховувалися. Величина сили повздовжнього удару, що діє на ВПФ, прийнята рівною 3,5 МН.

Розв'язання диференціальних рівнянь здійснено за допомогою метода Рунге – Кутта в середовищі програмного комплексу MathCad [80].

Результати досліджень дозволили зробити висновок, що при наявності зазорів між фітинговими упорами ВПФ та фітингами контейнера, прискорення, що діє на їх несучі конструкції складає, відповідно, близько 90 м/с² та 110 м/с².

149

математична модель зведена до вигляду:

$$M'_{\Pi\Pi} \cdot \ddot{x}_{\Pi\Pi} + M_{\Pi\Pi} \cdot h \cdot \ddot{\varphi}_{\Pi\Pi} = S_a, \qquad (3.7)$$

$$I_{\Pi\Pi} \cdot \ddot{\varphi}_{\Pi\Pi} + M_{\Pi\Pi} \cdot h \cdot \ddot{x}_{\Pi\Pi} - g \cdot \varphi_{\Pi\Pi} \cdot M_{\Pi\Pi} \cdot h =$$

= $l \cdot F_{TP}(sign\dot{\Delta}_1 - sign\dot{\Delta}_2) + l(k_1 \cdot \Delta_1 - k_2 \cdot \Delta_2),$ (3.8)

$$M_{\Pi\Pi} \cdot \ddot{\varkappa}_{\Pi\Pi} = k_1 \cdot \varDelta_1 + k_2 \cdot \varDelta_2 - F_{TP} \left(sign \dot{\varDelta}_1 + sign \dot{\varDelta}_2 \right), \tag{3.9}$$

$$m_i \cdot \ddot{x}_{\Pi\Pi} + (m_i \cdot z_{ci}) \cdot \ddot{\varphi}_{\Pi\Pi} = 0, \qquad (3.10)$$

$$I_i \cdot \ddot{\varphi}_{\Pi\Pi} + (m_i \cdot z_{ci}) \cdot \ddot{x}_{\Pi\Pi} - g(m_i \cdot z_{ci}) \cdot \varphi_{\Pi\Pi} = 0, \qquad (3.11)$$

$$m_i \cdot \ddot{z}_{\mu\mu} = 0, \qquad (3.12)$$

тобто в ній скасовані сили тертя між фітинговими упорами та фітингами, а також сили інерції, що виникають при русі контейнера відносно рами ВПФ.

При цьому встановлено, що максимальне прискорення, яке діє на ВПФ та контейнери, розміщені на ньому, при маневровому співударянні складає близько 50 м/с².

3.2 Математичне моделювання динамічної навантаженості несучої конструкції вагона-платформи з контейнерами-цистернами при маневровому співударянні

Аналіз нормативних документів з питань забезпечення міцності КЦ в експлуатації дозволив зробити висновок, що найбільші величини динамічних навантажень, які діють на їх несучі конструкції та кріпильні пристрої, зазначені у ГОСТі 31232 "Контейнеры для перевозки опасных грузов. Требования по эксплуатационной безопасности" [28]. Оговорюється, що конструкція КЦ повинна витримувати дію власних сил інерції, які виникають під час руху транспортного засобу, а також при маневровому співударянні вагонів, у тому числі при розпуску з гірок, екстреному гальмуванні у поїздах на малих швидкостях руху, при наступних прискореннях: у повздовжньому напрямку $P_{np} - 2g$; поперечному напрямку $P_n - 1g$; у вертикальному напрямку $P_e - 2g$; при співударяннях: для завантаженого контейнера – 4g; для порожнього (з метою перевірки арматури) – 5g [146].

Для визначення експлуатаційних значень динамічних навантажень, що діють на несучу конструкцію КЦ, розміщеного на ВПФ при маневровому співударянні використано математичну модель, розроблену проф. Г. І. Богомазом [12].

Дослідження проведені стосовно ВПФ моделі 13-4085, побудови ВАТ "Дніпровагонмаш" та КЦ моделі ТК25, побудови ВАТ "Зареченский завод химического машиностроения". Зазначений КЦ має типорозмір за ISO – 1СС та призначений для транспортування: ПЗМ, бензину, дизпалива, мастила моторного, сожі, сольвенту нафтового, нефрасу, піноутворювача.

Схема дії повздовжньої сили на ВПФ з контейнерами, які розміщені на ньому наведена на рисунку 3.2.

КЦ розглядався як прикріплена маса відносно рами ВПФ, що має податливість в повздовжньому напрямку за рахунок наявності зазорів між

фітинговими упорами ВПФ та фітингами КЦ. Тобто, КЦ має власну ступінь вільності до моменту упору фітинга у фітинговий упор, після чого КЦ повторює траєкторію переміщення ВПФ.

Зв'язок між рамою ВПФ та фітингами КЦ імітувався як фрикційний. При цьому враховано, що КЦ, розміщені на ВПФ, мають однакову завантаженість котла наливним вантажем [12, 168].



Рисунок 3.2 – Схема дії повздовжньої сили на ВПФ з КЦ, які розміщені на ньому

$$M'_{\Pi\Pi} \cdot \ddot{x}_{\Pi\Pi} + M_{\Pi\Pi} \cdot h \cdot \ddot{\varphi}_{\Pi\Pi} = S_a - \sum_{i=1}^{2} S_i, \qquad (3.13)$$

$$I_{\Pi\Pi} \cdot \ddot{\varphi}_{\Pi\Pi} + M_{\Pi\Pi} \cdot h \cdot \ddot{x}_{\Pi\Pi} - g \cdot \varphi_{\Pi\Pi} \cdot M_{\Pi\Pi} \cdot h = l \cdot F_{TP} \left(sign\dot{\Delta}_{1} - sign\dot{\Delta}_{2} \right) + l \left(k_{1} \cdot \Delta_{1} - k_{2} \cdot \dot{\Delta}_{2} \right), \qquad (3.14)$$

$$M_{B} \cdot \ddot{z}_{B} = C_{1} + C_{2} - F_{TP} \left(sign\dot{\Delta}_{1} + sign\dot{\Delta}_{2} \right), \qquad (3.15)$$

$$\left(m_{i} + \sum_{j=1}^{k} m_{ij}\right) \cdot \ddot{x}_{i} + \left(m_{i} \cdot z_{ci} + \sum_{j=1}^{k} m_{ij} \cdot c_{ij}\right) \cdot \ddot{\varphi}_{i} - \sum_{j=1}^{k} m_{ij} \cdot l_{ij} \cdot \ddot{\xi}_{ij} = S_{i}, \quad (3.16)$$

$$\left(I_{\theta i} + \sum_{j=1}^{k} m_{ij} \cdot c_{ij}^{2}\right) \cdot \ddot{\varphi}_{i} + \left(m_{i} \cdot z_{ci} + \sum_{j=1}^{k} m_{ij} \cdot c_{ij}\right) \cdot \ddot{x}_{i} + \sum_{j=1}^{k} m_{ij} \cdot c_{ij} \cdot l_{ij} \cdot \ddot{\xi}_{ij} - g \cdot \left(m_{i} \cdot z_{ci} + \sum_{j=1}^{k} m_{ij} \cdot c_{ij}\right) \cdot \left(\varphi_{\Pi \Pi} - \varphi_{i}\right) = 0, \qquad (3.17)$$

$$\left(m_{i}+\sum_{j=1}^{k}m_{ij}\right)\cdot\ddot{z}_{\Pi\Pi}=0,$$
(3.18)

$$I_{ij} \cdot \ddot{\xi}_{ij} - m_{ij} \cdot l_{ij} \cdot \ddot{x}_{ij} - m_{ij} \cdot c_{ij} \cdot l_{ij} \cdot \ddot{\varphi}_{i} + g \cdot m_{ij} \cdot l_{ij} \cdot \ddot{\xi}_{ij} = 0, \qquad (3.19)$$

де

$$M'_{IIII} = M_{IIII} + 2 \cdot m_{T} + \frac{n \cdot I}{r^{2}}; \ \Delta_{I} = z_{IIII} - l \cdot \varphi_{IIII}; \ \Delta_{2} = z_{IIII} + l \cdot \varphi_{IIII}$$

$$S_{i} = f_{mp} \cdot sign \cdot (x_{IIJI} - x_{i})$$

де M_{ILT} – маса несучої конструкції ВПФ; I_{ILT} – момент інерції ВПФ відносно повздовжньої осі; S_a – величина повздовжньої сили удару в автозчеп; f_{mp} – амплітудне значення сили сухого тертя; m_T – маса візка; I – момент інерції колісної пари; r – радіус середнєзношеного колеса; n – кількість осей візка; l – половина бази ВПФ; F_{mp} – абсолютне значення сили сухого тертя у ресорному комплекті; k_1 , k_2 – жорсткість пружин ресорного підвішування візків ВПФ; k – кількість тонів коливань наливного вантажу; m_i – маса тіла, яке еквівалентне іму КЦ з частиною наливного вантажу, що не приймає участі у переміщенні відносно котла; m_{ij} – маса j-го маятника у і-му КЦ; z_{ci} – висота центру ваги КЦ; c_{ij} – відстань від площини $z_i = 0$ до точки закріплення j-го маятника у і-му КЦ; l_{ij} – довжина j-го маятника; I_{θ} – приведений момент інерції i-го КЦ та наливного вантажу, що не приймає участі у русі відносно котла; I_{ij} – момент інерції маятника; $x_{\Pi\Pi}$, $\varphi_{\Pi\Pi}$, $z_{\Pi\Pi}$ – координати, що відповідають, відповідно, повздовжньому, кутовому навколо повздовжньої осі та вертикальному переміщенню ВПФ; x_i , φ_i – координати, що відповідають, відповідно, повздовжньому та кутовому навколо повздовжньої осі переміщенню КЦ; ξ_{ij} – кут відхилення *j*-го маятника від вертикалі.

При цьому $x_i < 30$ мм [29, 30, 32], якщо $x_i \ge 30$ мм, тоді $x_i = x_{\Pi \Pi}$. Тобто,

$$M'_{\Pi\Pi} \cdot \ddot{x}_{\Pi\Pi} + M_{\Pi\Pi} \cdot h \cdot \ddot{\varphi}_{\Pi\Pi} = S_a, \qquad (3.20)$$

$$I_{\Pi\Pi} \cdot \ddot{\varphi}_{\Pi\Pi} + M_{\Pi\Pi} \cdot h \cdot \ddot{x}_{\Pi\Pi} - g \cdot \varphi_{\Pi\Pi} \cdot M_{\Pi\Pi} \cdot h = l \cdot F_{TP} \left(sign\dot{\Delta}_1 - sign\dot{\Delta}_2 \right) + l \left(k_1 \cdot \Delta_1 - k_2 \cdot \dot{\Delta}_2 \right),$$
(3.21)

$$M_{III7} \cdot \ddot{\varkappa}_{III7} = k_1 \cdot \Delta_1 + k_2 \cdot \Delta_2 - F_{TP} \left(sign\dot{\Delta}_1 + sign\dot{\Delta}_2 \right), \qquad (3.22)$$

$$\left(m_{i} + \sum_{j=1}^{k} m_{ij}\right) \cdot \ddot{x}_{\Pi J I} + \left(m_{i} \cdot z_{ci} + \sum_{j=1}^{k} m_{ij} \cdot c_{ij}\right) \cdot \ddot{\varphi}_{\Pi J I} - \sum_{j=1}^{k} m_{ij} \cdot l_{ij} \cdot \ddot{\xi}_{ij} = 0, \quad (3.23)$$

$$\left(I_{\theta i} + \sum_{j=1}^{k} m_{ij} \cdot c_{ij}^{2}\right) \cdot \ddot{\varphi}_{\Pi \Pi} + \left(m_{i} \cdot z_{ci} + \sum_{j=1}^{k} m_{ij} \cdot c_{ij}\right) \cdot \ddot{x}_{\Pi \Pi} + \sum_{j=1}^{k} m_{ij} \cdot c_{ij} \cdot \dot{l}_{ij} \cdot \ddot{\xi}_{ij} - g \cdot \left(m_{i} \cdot z_{ci} + \sum_{j=1}^{k} m_{ij} \cdot c_{ij}\right) \cdot \varphi_{\Pi \Pi} = 0,$$

$$(3.24)$$

$$\left(m_i + \sum_{j=1}^k m_{ij}\right) \cdot \ddot{z}_{III} = 0, \qquad (3.25)$$

$$I_{ij} \cdot \ddot{\xi}_{ij} - m_{ij} \cdot l_{ij} \cdot \ddot{x}_{ij} - m_{ij} \cdot c_{ij} \cdot l_{ij} \cdot \ddot{\varphi}_{III} + g \cdot m_{ij} \cdot l_{ij} \cdot \ddot{\xi}_{ij} = 0, \qquad (3.26)$$

Вертикальні переміщення КЦ відносно рами ВПФ не враховувалися. До уваги також приймалася податливість наливного вантажу відносно стінок котла КЦ. Рух наливного вантажу описувався сукупністю математичних маятників [12, 170]. Величина сили повздовжнього удару, що діє на ВПФ, прийнята рівною 3,5 МН.

Визначення гідродинамічних характеристик наливного вантажу здійснювалося за методикою, наведеною у [63]. У якості наливного вантажу прийнятий бензин. На підставі проведених розрахунків для випадку максимально-допустимої завантаженості котла КЦ у відповідності з [122, 130], отримано значення $m_{ii} \approx 6.8$ т, $I_{ii} \approx 250$ т · м².

Розв'язання диференціальних рівнянь здійснено за допомогою метода Рунге-Кутта в середовищі програмного комплексу MathCad.

Результати досліджень дозволили зробити висновок, що при відсутності зазорів між фітинговими упорами ВПФ та фітингами КЦ, прискорення, що діє на несучу конструкцію КЦ складає близько 40 м/с². Максимальні прискорення отримані для випадку, коли зазор між фітинговими упорами та фітингами дорівнює 30 мм. При цьому прискорення складають близько 300 м/с².

3.3 Комп'ютерне моделювання динамічної навантаженості несучої конструкції вагона-платформи з суховантажними контейнерами при маневровому співударянні

З метою визначення полів розподілення прискорень, які діють на несучу конструкцію суховантажного контейнера, розміщеного на ВПФ при маневровому співударянні, проведено комп'ютерне моделювання. Враховано, що на ВПФ діє повздовжня сила у 3,5 МН на задній упор автозчепу. Розрахунки проведені за МСЕ в середовищі програмного комплексу CosmosWorks [82, 89,

91, 92].

Просторова модель несучої конструкції ВПФ з контейнерами наведена на рисунку 3.3.



Рисунок 3.3 – Просторова модель ВПФ з контейнерами

При складанні СЕМ використані просторові ІПТ. При цьому кількість вузлів сітки склала 669705, елементів – 2010206. Максимальний розмір елементу дорівнює 50 мм, мінімальний – 10 мм. Мінімальна кількість елементів в колі склала 9, співвідношення збільшення розмірів елементів у сітці – 1,7. Максимальне співвідношення боків – 16258, відсоток елементів зі співвідношенням боків менше 3 – 47,6, більше 10 – 20,4.

При складанні розрахункової схеми враховано, що на ВПФ окрім повздовжньої сили P_{yd} діють вертикальні зусилля у зонах спирання контейнерів на фітингові упори $P_{yn}^{\ \ \theta}$ (рисунок 3.4). На контейнер діє вертикальна реакція у зоні спирання фітинга на фітинговий упор $P_{yn}^{\ \ \theta'}$. При складанні комп'ютерної моделі не враховано дію вантажу, розміщеного у контейнері на його стіни.

В якості матеріалу несучої конструкції ВПФ та контейнерів застосована сталь марки 09Г2С зі значенням межі міцності σ_B =490 МПа та межі плинності σ_T =345 МПа.



Рисунок 3.4 – Розрахункова схема ВПФ з контейнерами для визначення ДН при маневровому співударянні

а) загальний вид; б) дія вертикальної реакції на фітинг контейнера
 від опорної площини фітингового упору

Результати розрахунку наведені на рисунку 3.5.



Рисунок 3.5 – Прискорення ВПФ з контейнерами, розміщеними на ньому при діє повздовжньої сили на задній упор автозчепу

 а) при наявності зазорів між фітинговими упорами та фітингами; б) при відсутності зазорів між фітинговими упорами та фітингами

З проведених досліджень можна зробити висновок, що максимальні прискорення, які діють на ВПФ при наявності зазорів у 30 мм між фітинговими упорами та фітингами, складають близько 100 м/с², при відсутності зазорів – близько 60 м/с², для контейнера значення прискорень склали, відповідно, близько 120 м/с² та 50 м/с².

З метою перевірки адекватності розробленої моделі використаний Fкритерій. Встановлено, що модель, яка розглядається, є лінійною та характеризує зміну прискорень ВПФ з контейнерами, розміщеними на ньому від повздовжньої сили, що діє на задній упор автозчепу. При цьому кількість ступенів вільності при N = 5 буде складати $f_I = 3$.

При визначенні адекватності моделі з урахуванням наявності зазорів між фітинговими упорами та фітингами встановлено, що при дисперсії відтворюваності $S_y^2 = 2,5$ та дисперсії адекватності $S_{ao}^2 = 6,67$, фактичне значення F-критерію $F_p = 2,67$, що менше табличного значення критерію $F_t = 5,41$. Отже гіпотеза про адекватність розробленої моделі не заперечується. Похибка апроксимації при цьому склала 4,27 %.

При відсутності зазорів між фітинговими упорами та фітингами встановлено, що при дисперсії відтворюваності $S_y^2 = 2,5$ та дисперсії адекватності $S_{ao}^2 = 3,33$, фактичне значення F-критерію $F_p = 0,24$, що менше табличного значення критерію $F_t = 1,33$. Гіпотеза про адекватність розробленої моделі не заперечується. Похибка апроксимації при цьому склала 7,77 %.

Проведені дослідження показали, що прискорення, які діють на ВПФ та контейнери при маневровому співударянні, з урахуванням можливих переміщень фітингів відносно фітингових упорів, значно перевищують нормативні величини [26, 27]. Тому необхідним є уточнення нормативних документів з урахуванням внесення в них максимальних величин прискорень, що можуть діяти на ВПФ та контейнери при маневровому співударянні, а також урахування уточнених величин динамічних навантажень на стадії їх проектування в умовах вагонобудівних підприємств.

3.4 Комп'ютерне моделювання динамічної навантаженості несучої конструкції вагона-платформи з контейнерами-цистернами при маневровому співударянні

З метою визначення полів розподілення прискорень, які діють на несучу конструкцію КЦ, розміщеного на ВПФ при маневровому співударянні, проведено комп'ютерне моделювання. Враховано, що на ВПФ діє повздовжня сила у 3,5 МН на задній упор автозчепу. Розрахунки проведені за МСЕ в середовищі програмного комплексу CosmosWorks. Просторова модель несучої конструкції ВПФ з КЦ наведена на рисунку 3.6.



Рисунок 3.6 – Просторова модель ВПФ з КЦ

При складанні СЕМ ВПФ з КЦ використані просторові ШТ. При цьому кількість вузлів сітки склала 707359, елементів — 2150500. Максимальний розмір елементу дорівнює 50 мм, мінімальний — 10 мм. Мінімальна кількість елементів в колі склала 9, співвідношення збільшення розмірів елементів у сітці — 1,7. Максимальне співвідношення боків — 689,01, відсоток елементів зі співвідношенням боків менше 3 — 52,1, більше 10 - 4,75.

При складанні розрахункової схеми враховано, що на ВПФ окрім повздовжнього навантаження $P_{y\partial}$ діють вертикальні навантаження в зонах обпирання КЦ на фітингові упори (рисунок 3.7). На КЦ діють вертикальні реакції в зонах обпирання фітингів на фітингові упори, внутрішній тиск наливного вантажу P_{Hg} на котел, повздовжнє навантаження P_{np} на днище котла при переміщенні наливного вантажу, обумовлене дією повздовжньої сили $P_{y\partial}$ на задній упор автозчепу та переміщенням фітингів відносно фітингових упорів.

Закріплення моделі здійснювалося в зонах обпирання несучої конструкції на ходові частини. В якості матеріалу несучої конструкції ВПФ та КЦ використана сталь марки 09Г2С зі значенням межі міцності $\sigma_B = 490$ МПа та межі плинності $\sigma_T = 345$ МПа [26, 27]. Результати розрахунку наведені на рисунку 3.8.



Рисунок 3.7 – Розрахункова схема ВПФ з КЦ для визначення ДН при маневровому співударянні

З проведених досліджень можна зробити висновок, що максимальне прискорення, що діє на КЦ склало близько 320 м/с².

161 AY (m/s^2)



Рисунок 3.8 – Прискорення ВПФ з КЦ, розміщеними на ньому при дії повздовжньої сили на задній упор автозчепу

З метою перевірки адекватності розробленої моделі використаний Fкритерій. Встановлено, що модель, яка розглядається, є лінійної і характеризує зміну прискорень КЦ, розміщеного на ВПФ від поздовжньої сили, що діє на задній упор автозчепу. При цьому число ступенів вільності при N = 6становитиме $f_1 = 4$.

На підставі проведених розрахунків встановлено, що фактичне значення критерію складає $F_p = 1,6$ та є меншим за табличне значення критерію $F_t = 6,16$. Отже, гіпотеза про адекватність не відхиляється.

3.5 Теоретичне обґрунтування впровадження пружних, в'язких та пружно-в'язких зв'язків в несучі конструкції засобів комбінованого транспорту для зменшення динамічної навантаженості в експлуатації

3.5.1 Теоретичне обґрунтування впровадження пружних, в'язких та пружно-в'язких зв'язків в несучу конструкцію суховантажного контейнера

Для зменшення ударних навантажень між фітингами контейнера та фітинговими упорами ВПФ при маневровому співударянні, в випадку коли динамічне навантаження P_{∂} перевищує силу тертя між горизонтальними площинами фітингів та фітингових упорів, пропонується постановка у фітинги контейнера пружних (в'язких або пружно-в'язких) елементів (рисунок 3.9).



Рисунок 3.9 – Схема дії повздовжньої сили на ВПФ з контейнерами,

розміщеними на ньому

а) фітинг з пружним елементами; б) фітинг з в'язкими елементами
 1 – фітинг; 2 – пружний (в'язкий) елемент

Блоково-ієрархічна схема удосконаленої конструкції контейнера має вигляд, наведений на рисунку 3.10.



Рисунок 3.10 – Блоково-ієрархічна схема конструкції суховантажного контейнера типорозміру 1СС

Модуль контейнера відноситься до І ієрархічного рівня формалізованого описання. Складові модуля контейнера відносяться до ІІ ієрархічного рівня: рама, обшивка, фітинги та дерев'яний настил підлоги. Складові елементів ІІ рівня утворюють третій рівень.

Для визначення ДН контейнера при маневровому співударянні з урахуванням заходів щодо удосконалення складено математичну модель (3.27), яка враховує переміщення контейнера, розміщеного на ВПФ [89, 181, 183, 198].

У якості вагона-прототипу обрано ВПФ моделі 13-4012М. Дослідження проведені стосовно контейнера типорозміру 1СС.

Схема дії сил між фітингом контейнера та фітинговим упором ВПФ при маневровому співударянні наведена на рисунку 3.11.



Рисунок 3.11 – Схема дії сил між фітингом контейнера та фітинговим упором ВПФ при маневровому співударянні 1 – фітинг; 2 – фітинговий упор; 3 – повздовжня балка ВПФ

В моделі враховано силу сухого тертя, яка виникає при переміщенні фітингів контейнерів відносно горизонтальних площин фітингових упорів та пружний зв'язок між фітинговими упорами та фітингами [17, 58, 59, 73]. Дослідження ДН контейнера проводилося у плоскій системі координат.

При складанні моделі прийнято припущення, що контейнер завантажений умовним вантажем з використанням максимально-допустимої вантажопідйомності. Тобто в розрахунках враховано повну вагу брутто контейнера.

Оскільки ударне навантаження, яке дорівнює 3,5 МН, у відповідності з [26, 27] прикладається до опорної поверхні заднього упора автозчепу з одного боку вагона та врівноважується повздовжніми силами інерції мас кузова вагона, візків, автозчепів та вантажу, то в моделі не враховано наявність поглинального апарату.

Вирішення системи диференціальних рівнянь (3.27) у нормальній формі проводилося інтегруванням за методом Рунге-Кутта. Початкові умови прийняті рівними нулю.

На підставі проведених розрахунків отримано прискорення, які діють на удосконалену конструкцію контейнера, розміщеного на ВПФ при маневровому

співударянні (рисунок 3.12). Дана величина прискорення склала близько 50 м/с² (\approx 5g), тобто перевищує нормативну величину прискорення на 60% [29].

$$\begin{cases} M_{BIT\phi}^{noe\mu} \cdot \ddot{q}_{1} = P_{y\phi} - \sum_{i=1}^{n} \left(F_{TP} \cdot sign(\dot{q}_{1} - \dot{q}_{2}) + C_{\phi}(q_{1} - q_{2}) \right), \\ M_{k} \cdot \ddot{q}_{2} = \left(F_{TP} \cdot sign(\dot{q}_{1} - \dot{q}_{2}) + C_{\phi} \cdot (q_{1} - q_{2}) \right), \end{cases}$$
(3.27)

де $M_{BII\phi}^{nom}$ – маса-брутто ВПФ; $P_{y\phi}$ – величина повздовжньої сили, що діє на автозчеп; n – кількість контейнерів, розміщених на ВПФ; F_{mp} – сила тертя між фітинговими упорами та фітингами; M_k – маса контейнера; C_{ϕ} – жорсткість пружних елементів у фітингах контейнера; q_1 , q_2 – координати, що визначають переміщення, відповідно, ВПФ та контейнера відносно повздовжньої осі.

Отже, пружний зв'язок між фітингами та фітинговими упорами при даній розрахунковій схемі не компенсує у повній мірі величину динамічного навантаження, яке діє на контейнер. Тому розглянутий випадок в'язкої взаємодії фітингів контейнера з фітинговими упорами ВПФ.



Рисунок 3.12 – Прискорення, які діють на контейнер з пружними зв'язками у фітингах, розміщений на ВПФ при маневровому співударянні

Математична модель ДН контейнера при маневровому співударянні з урахуванням наявності у фітингах в'язкого зв'язку наведена нижче.

$$\begin{cases} M_{B\Pi\phi}^{noe\mu} \cdot \ddot{q}_{1} = P_{y\phi} - \sum_{i=1}^{n} \left(F_{TP} \cdot sign(\dot{q}_{1} - \dot{q}_{2}) + \beta_{\phi}(\dot{q}_{1} - \dot{q}_{2}) \right), \\ M_{k} \cdot \ddot{q}_{2} = \left(F_{TP} \cdot sign(\dot{q}_{1} - \dot{q}_{2}) + \beta_{\phi}(\dot{q}_{1} - \dot{q}_{2}) \right), \end{cases}$$
(3.28)

де β_{ϕ} – коефіцієнт в'язкого опору у фітингах контейнера.

Прискорення, які діють на контейнер з в'язкими зв'язками у фітингах, розміщений на ВПФ при маневровому співударянні наведено на рисунку 3.13.

При завданій величині в'язкого опору у фітингах контейнера прискорення склало близько 20 м/с² (\approx 2g) та не перевищує нормативну величину [29]. При цьому в'язкий опір переміщенню контейнера повинен знаходитися в діапазоні 10 – 50 кН·с/м.



Рисунок 3.13 – Прискорення, які діють на контейнер з в'язкими зв'язками у фітингах, розміщений на ВПФ при маневровому співударянні

Для зменшення ДН контейнера, розміщеного на ВПФ при маневровому співударянні також розглянутий варіант виконання фітингів з пружно-в'язкими зв'язками. Математична модель для визначення ДН контейнера наведена нижче.

$$\begin{cases} M_{BIT\phi}^{nog_{H}} \cdot \ddot{q}_{1} = P_{y\phi} - \sum_{i=1}^{n} \left(F_{TP} \cdot sign(\dot{q}_{1} - \dot{q}_{2}) + C_{\phi}(q_{1} - q_{2}) + \beta_{\phi}(\dot{q}_{1} - \dot{q}_{2}) \right), \\ M_{k} \cdot \ddot{q}_{2} = \left(F_{TP} \cdot sign(\dot{q}_{1} - \dot{q}_{2}) + C_{\phi} \cdot (q_{1} - q_{2}) + \beta_{\phi}(\dot{q}_{1} - \dot{q}_{2}) \right). \end{cases}$$
(3.29)

Результати проведених розрахунків показали, що при значенні жорсткості пружного елементу 20 кН/м та коефіцієнта в'язкого опору 30 кН·с/м прискорення, які діють на контейнер, розміщений на ВПФ при маневровому співударянні складають близько 20 м/с² (\approx 2g), (рисунок 3.14) та знаходяться в межах допустимих [29].



Рисунок 3.14 – Прискорення, які діють на контейнер з пружно-в'язкими зв'язками у фітингах, розміщений на ВПФ при маневровому співударянні

3.5.2 Теоретичне обґрунтування впровадження пружних, в'язких та пружно-в'язких зв'язків в несучу конструкцію контейнера-цистерни

Для визначення ДН КЦ при маневровому співударянні з урахуванням наявності у фітингах пружних зв'язків складено математичну модель (3.30). Розрахункова схема наведена на рисунку 3.15.

$$\begin{cases} M_{B\Pi\phi}^{noe\mu} \cdot \ddot{q}_{1} = P_{y\phi} - \sum_{i=1}^{n} \left(F_{TP} \cdot sign(\dot{q}_{1} - \dot{q}_{2}) + C_{\phi}(q_{1} - q_{2}) \right), \\ M_{k} \cdot \ddot{q}_{2} = \sum_{i=1}^{n} \left(F_{TP} \cdot sign(\dot{q}_{1} - \dot{q}_{2}) + C_{\phi} \cdot (q_{1} - q_{2}) + M_{M} \cdot l \cdot q_{3} \right), \\ I_{HB} \cdot \ddot{q}_{3} = M_{M} \cdot l \cdot \ddot{q}_{2} - g \cdot M_{M} \cdot l \cdot q_{3}, \end{cases}$$
(3.30)

де $M_{B\Pi\Phi}^{nom}$ – маса-брутто ВПФ; $P_{y\partial}$ – величина повздовжньої сили, що діє на автозчеп; F_{mp} – сила тертя між фітинговими упорами та фітингами; M_k – маса КЦ; C_{ϕ} – жорсткість пружних елементів у фітингах КЦ; M_M – маса маятника, який імітує переміщення наливного вантажу у КЦ; l – довжина підвісу маятника; I_{he} – момент інерції маятника; q_1, q_2, q_3 – координати, що визначають переміщення, відповідно, ВПФ, КЦ та наливного вантажу відносно повздовжньої осі.



Рисунок 3.15 – Схема дії повздовжньої сили на ВПФ з КЦ, розміщеними на ньому

У прийнятий якості бензин. Визначення наливного вантажу гідродинамічних характеристик наливного вантажу здійснювалося 3 урахуванням максимально-допустимої завантаженості котла КЦ у відповідності з [122]. Рух наливного вантажу описувався сукупністю математичних маятників [12].

Розв'язання математичної моделі (3.30) здійснено в середовищі програмного комплексу MathCad [41, 53]. При цьому вона зводилася до нормальної форми Коші. Вирішення системи диференціальних рівнянь у нормальній формі проводилося інтегруванням за методом Рунге-Кутта. Початкові умови прийняті рівними нулю.

На підставі проведених розрахунків отримано прискорення, які діють на удосконалену конструкцію КЦ, розміщеного на ВПФ при маневровому співударянні (рисунок 3.16). Дана величина прискорення склала близько 40 м/c² (\approx 4g), тобто знаходиться в межах допустимих [28]. При цьому загальна жорсткість пружних елементів на один КЦ повинна знаходитися в діапазоні 420 – 530 кН/м.



Рисунок 3.16 – Прискорення, які діють на КЦ з пружними зв'язками у фітингах, розміщений на ВПФ при маневровому співударянні

Для зменшення ДН КЦ, розміщеного на ВПФ при маневровому співударянні, також розглянутий варіант виконання фітингів з в'язкими зв'язками.

Математична модель ДН КЦ при маневровому співударянні з урахуванням наявності у фітингах в'язкого зв'язку наведена нижче.

$$\begin{cases} M_{BII\phi}^{nog_{H}} \cdot \ddot{q}_{1} = P_{y\phi} - \sum_{i=1}^{n} \left(F_{TP} \cdot sign(\dot{q}_{1} - \dot{q}_{2}) + \beta_{\phi}(\dot{q}_{1} - \dot{q}_{2}) \right), \\ M_{k} \cdot \ddot{q}_{2} = \sum_{i=1}^{n} \left(F_{TP} \cdot sign(\dot{q}_{1} - \dot{q}_{2}) + \beta_{\phi}(\dot{q}_{1} - \dot{q}_{2}) + M_{M} \cdot l \cdot q_{3} \right), \\ I_{HB} \cdot \ddot{q}_{3} = M_{M} \cdot l \cdot \ddot{q}_{2} - g \cdot M_{M} \cdot l \cdot q_{3}, \end{cases}$$
(3.31)

 β_{ϕ} – коефіцієнт в'язкого опору у фітингах контейнера.

Розв'язання системи диференціальних рівнянь (3.31) у нормальній формі проводилося інтегруванням за методом Рунге-Кутта. Прискорення, які діють на КЦ з в'язкими зв'язками у фітингах, розміщений на ВПФ при маневровому співударянні наведені на рисунку 3.17.



Рисунок 3.17 – Прискорення, які діють на КЦ з в'язкими зв'язками у фітингах, розміщений на ВПФ при маневровому співударянні

При завданій величині в'язкого опору у фітингах КЦ прискорення склало близько 40 м/с² (\approx 4g) та не перевищує нормовану величину [28].

При цьому загальний в'язкий опір переміщенню одного КЦ повинен знаходитися в діапазоні 9 – 54 кН·с/м.

Також розглянутий варіант використання пружно-в'язкого зв'язку між фітингами та фітинговими упорами. Математична модель при цьому матиме вигляд:

$$\begin{cases} M_{BII\Phi}^{noeh} \cdot \ddot{q}_{1} = P_{y\partial} - \sum_{i=1}^{n} \left(F_{TP} \cdot sign(\dot{q}_{1} - \dot{q}_{2}) + c(q_{1} - q_{2}) + \beta_{\phi}(\dot{q}_{1} - \dot{q}_{2}) \right), \\ M_{k} \cdot \ddot{q}_{2} = \sum_{i=1}^{n} \left(F_{TP} \cdot sign(\dot{q}_{1} - \dot{q}_{2}) + c(q_{1} - q_{2}) + \beta_{\phi}(\dot{q}_{1} - \dot{q}_{2}) + M_{M} \cdot l \cdot q_{3} \right), \quad (3.32) \\ I_{HB} \cdot \ddot{q}_{3} = M_{M} \cdot l \cdot \ddot{q}_{2} - g \cdot M_{M} \cdot l \cdot q_{3}, \end{cases}$$

Прискорення, які діють на КЦ з урахуванням пружно-в'язкого зв'язку у фітингах, наведені на рисунку 3.18.



Рисунок 3.18 – Прискорення, які діють на КЦ з пружно-в'язкими зв'язками у фітингах, розміщений на ВПФ при маневровому співударянні

При цьому жорсткість пружного елементу прийнята рівною 480 кН/м та коефіцієнт в'язкого опору 30 кН·с/м. Максимальна величина прискорення склала близько 40 м/с² (\approx 4g) та не перевищує нормовану величину [28].

3.5.3 Формування комп'ютерної моделі динамічної навантаженості контейнера, розміщеного на вагоні-платформі при маневровому співударянні

Для дослідження ДН контейнера з урахуванням заходів щодо удосконалення проведено комп'ютерне моделювання з використанням МСЕ, реалізованого в програмному комплексі CosmosWorks [84, 125]. У якості СЕ застосовані просторові ІПТ. Оптимальна кількість елементів СЕМ визначена за графоаналітичним методом. Кількість вузлів сітки склала 285189, елементів – 853256. Максимальний розмір елементу дорівнює 100 мм, мінімальний – 20 мм. Мінімальна кількість елементів у сітці – 1,7. Максимальне співвідношення боків – 306,67, відсоток елементів зі співвідношенням боків менше 3 – 29,6, більше 10 – 21,2.

Розрахункова схема для визначення ДН ВПФ з контейнерами при маневровому співударянні наведена на рисунку 3.19.



Рисунок 3.19 – Розрахункова схема для визначення ДН ВПФ з контейнерами при маневровому співударянні

В моделі враховано, що на фітинги контейнера діє горизонтальне навантаження P_{z} , зумовлене ударним навантаження P_{yd} на вертикальну поверхню заднього упору автозчепу, а також вертикальні реакції у зонах обпирання фітингів на фітингові упори P_{e} . При складанні моделі не враховано дію вантажу, розміщеного у контейнері на його стіни. Закріплення контейнера здійснювалося у зонах його обпирання на ВПФ. Враховано, що при дії на фітинги горизонтального навантаження P_{z} здійснюється його переміщення відносно початкового положення на 30 мм.

При моделюванні ДН контейнера з урахуванням наявності у фітингах в'язкого зв'язку загальний в'язкий опір переміщенню одного контейнера прийнятий в діапазоні 10 – 50 кН·с/м. В якості матеріалу конструкції використано сталь марки 09Г2С. Результати розрахунку наведені нижче.

Максимальні прискорення, які діють на контейнера з урахуванням в'язкої взаємодії фітингів з фітинговими упорами виникають у торцевих стінах з консольних частин рами ВПФ та складають близько 20 м/с² (рисунок 3.20). У середній частині контейнера прискорення склали майже 15 м/с². Найменша величина прискорень виникає у торцевих стінах контейнера за центром рами ВПФ – близько 8 м/с².

Максимальні прискорення, які діють на несучу конструкцію ВПФ виникають у консольних частинах та складають близько 38 м/с², за шворневими перетинами рами – близько 30 м/с². У середній частині хребтової балки прискорення складають 21,4 м/с². Найменша величина прискорень виникає у середніх частинах основних повздовжніх балок рами ВПФ – 7,2 м/с².

При моделюванні ДН контейнера з урахуванням наявності у фітингах пружно-в'язкого зв'язку жорсткість пружного елементу прийнята рівною 20 кН/м та коефіцієнта в'язкого опору 30 кН·с/м.

Результати розрахунку дозволили зробити висновок, що максимальні прискорення, які діють на несучу конструкцію контейнера, розміщеного на ВПФ склали, відповідно, 19,7 м/с² та 38,4 м/с².

Проведені дослідження дозволили зробити висновок, що максимальні

прискорення, які діють на контейнер з урахуванням пружно-в'язкого зв'язку між фітингами та фітинговими упорами не перевищують допустимі [29].

Для визначення власних частот коливань контейнера удосконаленої конструкції, розміщеного на ВПФ при маневровому співударянні проведений модальний аналіз в програмному комплексі CosmosWorks. Чисельні значення власних частот коливань наведені у таблиці 3.1.

На підставі проведених досліджень можна зробити висновок, що значення власних частот коливань знаходяться в межах допустимих [26, 27].



Рисунок 3.20 – Розподілення прискорень, які діють на ВПФ з контейнерами при маневровому співударянні

З метою верифікації розроблених моделей застосований F-критерій. Вхідним параметром математичної та комп'ютерної моделей ДН контейнера є сила удару в автозчеп ВПФ, а вихідним – прискорення, які діють на контейнер, розміщений на ВПФ (таблиці 3.2). Результати розрахунку показали, що для випадку в'язкої взаємодії фітингів з фітинговими упорами при дисперсії відтворюваності $S_y=2,83$ та дисперсії адекватності $S_{ad}^2=3,1$, фактичне значення F-критерію $F_p=1,09$, що менше табличного значення $F_t=3,07$. Отже гіпотеза про адекватність розробленої моделі не заперечується.

	Зв'язок у фітингах			
Форма коливань	В'язкий		Пружно-в'язкий	
	Частота, рад/с	Частота, Гц	Частота,	Частота, Гц
			рад/с	
1	72,97	11,61	74,26	11,82
2	104,41	16,62	105,84	16,85
3	114,25	18,18	115,16	18,33
4	133,75	21,29	135,69	21,6
5	134,74	21,44	137,65	21,91
6	135,11	21,5	137,85	21,94
7	135,22	21,52	139,07	21,13
8	138,3	22,0	139,87	22,26

Таблиця 3.1 – Чисельні значення власних частот коливань контейнера удосконаленої конструкції

Таблиця 3.2 – Чисельні значення прискорень, які діють на контейнер, розміщений на ВПФ при маневровому співударянні

Сила удару в	Величина прискорення, м/с ²			
автозчеп, МН	Математична модель		Комп'ютерна модель	
	В'язкий зв'язок	Пружно- в'зкий зв'язок	В'язкий зв'язок	Пружно- в'зкий зв'язок
1	2	3	4	5
2,6	14,6	14,2	15,1	14,8
2,7	15,1	14,8	15,7	15,4
2,8	15,7	15,4	16,2	15,9
2,9	16,2	15,9	16,8	16,6
3,0	16,8	16,7	17,4	17,5

1	2	3	4	5
3,1	17,4	17,2	18	17,8
3,2	17,8	17,8	18,5	18,1
3,3	18,5	18,3	19,2	18,6
3,4	19	18,8	19,7	19,2
3,5	19,6	19,3	20,3	19,7

Продовження таблиці 3.2

При пружно-в'язкій взаємодії фітингів з фітинговими упорами дисперсія відтворюваності склала $S_y=2,7$ та дисперсія адекватності $S_{ao}^2=3,0$. Фактичне значення F-критерію $F_p=1,11$, що менше табличного значення $F_t=3,07$. Тобто гіпотеза про адекватність не заперечується.

3.5.4 Формування комп'ютерної моделі динамічної навантаженості контейнера-цистерни, розміщеного на вагоні-платформі при маневровому співударянні

Для визначення полів розподілення прискорень відносно несучих конструкцій ВПФ з КЦ проведено комп'ютерне моделювання. Розрахункова схема наведена на рисунку 3.21. Враховано, що на фітинги КЦ діє горизонтальне навантаження P_{z} , зумовлене ударним навантаженням P_{yo} на вертикальну поверхню заднього упору автозчепу, а також вертикальні реакції у зонах обпирання фітингів на фітингові упори P_{e} . При складанні розрахункової схеми враховано, що на котел КЦ діє тиск від наливного вантажу P_{he} , а на днище тиск P_{on} , зумовлений повздовжнім ударом у задній упор автозчепу ВПФ та переміщенням фітингів відносно фітингових упорів.



Рисунок 3.21 – Розрахункова схема для визначення ДН ВПФ з КЦ при маневровому співударянні

Закріплення КЦ здійснювалося у зонах його обпирання на ВПФ. Враховано, що при дії на фітинги динамічного навантаження здійснюється його переміщення відносно початкового положення на 30 мм. У фітинги КЦ встановлювалися пружні елементи, жорсткістю 420 кН/м.

В якості матеріалу конструкції використано сталь марки 09Г2С. Результати розрахунку наведені нижче.

Максимальні прискорення, які діють на КЦ з урахуванням в'язкої взаємодії фітингів з фітинговими упорами виникають у рамі з боку консольної частини несучої конструкції ВПФ та складають близько 40 м/с² (рисунок 3.22). У середній частині котла КЦ прискорення склали 28,6 м/с². Найменша величина прискорень виникає у рамі КЦ за центральною площиною симетрії несучої конструкції ВПФ – близько 16 м/с².

Максимальні прискорення, які діють на несучу конструкцію ВПФ виникають у консольних частинах та складають близько 41 м/с². У середній частині хребтової балки прискорення складають 37,8 м/с². Найменша величина прискорень виникає у середніх частинах основних повздовжніх балок рами ВПФ – 8,4 м/с².



Рисунок 3.22 – Розподілення прискорень, які діють ВПФ з КЦ при маневровому співударянні

При моделюванні ДН КЦ з урахуванням наявності у фітингах в'язкого зв'язку загальний в'язкий опір переміщенню одного КЦ повинен знаходитися в діапазоні 9 – 54 кН·с/м.

Результати моделювання ДН КЦ з урахуванням пружно-в'язкого зв'язку між фітингами та фітинговими упорами дозволили зробити висновок, що максимальні прискорення, які діють на несучу конструкцію КЦ складають $39,2 \text{ м/c}^2$, а для ВПФ – $40,5 \text{ м/c}^2$.

Отже максимальні прискорення, які діють на КЦ з урахуванням в'якого зв'язку між фітингами та фітинговими упорами не перевищують допустимі [28].

На базі складеної розрахункової схеми визначено значення власних частот коливань КЦ (таблиця 3.3). Результати отриманих розрахунків показали, що значення власних частот коливань знаходяться в межах допустимих [26, 27].

З метою верифікації розроблених моделей застосований F-критерій. Вхідним параметром математичної та комп'ютерної моделей ДН КЦ є сила удару в автозчеп ВПФ, а вихідним – прискорення, які діють на КЦ, розміщений на ВПФ (таблиця 3.4). Необхідне число статичних даних визналося за критерієм Стьюдента [60].

При значенні математичного очікування 33,6, дисперсії – 31,7, середньому квадратичному відхиленні – 5,63, встановлено, що оптимальна кількість вимірів складає 6. Тобто проведеної кількості вимірів достатньо для отримання достовірної оцінки результатів.

Таблиця 3.3 – Чисельні значення власних частот коливань КЦ удосконаленої конструкції

	Зв'язок у фітингах			
Форма коливань	В'язкий		Пружно-в'язкий	
	Частота, рад/с	Частота, Гц	Частота,	Частота, Гц
			рад/с	
1	52,25	8,32	53,18	8,47
2	53,65	8,53	54,82	8,73
3	57,18	9,1	58,25	9,28
4	145,6	23,17	146,3	23,29
5	146,81	23,37	147,15	23,43
6	150,07	23,88	151,1	24,1
7	202,65	32,25	203,23	32,36
8	221,87	35,31	222,16	35,38

Результати розрахунку показали, що для випадку в'язкої взаємодії фітингів з фітинговими упорами при дисперсії відтворюваності $S_y=8,5$ та дисперсії адекватності $S_{ao}^2=11,15$, фактичне значення F-критерію $F_p=1,3$, що менше табличного значення $F_t=3,07$. Отже гіпотеза про адекватність розробленої моделі не заперечується.

Таблиця 3.4 – Чисельні значення прискорень, які діють на КЦ, розміщений на ВПФ при маневровому співударянні

Сила удару в	Величина прискорення, м/с ²			
автозчеп, МН	Математична модель		Комп'ютерна модель	
	В'язкий зв'язок	Пружно- в'зкий зв'язок	В'язкий зв'язок	Пружно- в'зкий зв'язок
2,6	28,9	33,1	31,8	33,5
2,7	29,5	33,6	32,6	34,1
2,8	30	34,1	33,1	34,8
2,9	31	34,6	34,2	35,4
3,0	32,1	35,2	35,5	36,1
3,1	33	35,9	36,7	36,8
3,2	34,2	36,5	37,9	37,4
3,3	35,2	37,1	39	38,0
3,4	36	37,7	40,2	38,6
3,5	37,4	38,4	41,4	39,2

При пружно-в'язкій взаємодії фітингів з фітинговими упорами дисперсія відтворюваності склала $S_y=3,22$ та дисперсія адекватності $S_{ao}^2=3,73$. Фактичне значення F-критерію $F_p=1,16$, що менше табличного значення $F_t=3,07$. Тобто гіпотеза про адекватність не заперечується.
3.6 Визначення міцності фітингових упорів вагона-платформи з урахуванням в'язкої та пружно-в'язкої взаємодії з контейнером або контейнером-цистерною

Для дослідження міцності фітингових упорів ВПФ з урахуванням в'язкої та пружно-в'язкої взаємодії з контейнером проведено розрахунок за МСЕ в програмному комплексі CosmosWorks. В якості базової обрано ВПФ моделі 13-401. Враховано, що на несучу конструкцію ВПФ діє ударне навантаження P_{yo} (рисунок 3.23), а на фітингові упори – вертикальне навантаження P_{e} від контейнерів, а також горизонтальне P_{z} , зумовлене переміщенням фітингів відносно фітингових упорів (рисунок 3.24).



Рисунок 3.23 – Розрахункова схема несучої конструкції ВПФ

У якості СЕ застосовані просторові ІПТ. Кількість вузлів сітки склала 311601, елементів – 932166. Максимальний розмір елементу дорівнює 80 мм, мінімальний – 16 мм. Мінімальна кількість елементів в колі склала 9, співвідношення збільшення розмірів елементів у сітці – 1,7. Максимальне

співвідношення боків – 470,8, відсоток елементів зі співвідношенням боків менше 3 – 41,5, більше 10 – 8,17.



Рисунок 3.24 – Розрахункова схема фітингового упора ВПФ

Результати розрахунку наведені на рисунках 3.25 – 3.27. Встановлено, що при в'язкій взаємодії фітингів з фітинговими упорами при маневровому співударянні ВПФ максимальні еквівалентні напруження складають близько 270 МПа (рисунки 3.25, 3.26) та зосереджені в зоні взаємодії хребтової балки зі шворневою. Максимальні переміщення виникають у середніх частинах основних повздовжніх балок рами ВПФ та складають 12,1 мм (рисунок 3.27).

Рисунок 3.25 – НС несучої конструкції ВПФ при в'язкій взаємодії фітингів з фітинговими упорами (вид збоку)



Рисунок 3.26 – НС несучої конструкції ВПФ при в'язкій взаємодії фітингів з фітинговими упорами (вид знизу)



Рисунок 3.27 – Переміщення в вузлах несучої конструкції ВПФ при в'язкій взаємодії фітингів з фітинговими упорами

При пружно-в'язкій взаємодії фітингів з фітинговими упорами при маневровому співударянні ВПФ максимальні еквівалентні напруження складають близько 260 МПа (рисунки 3.28, 3.29) та зосереджені в зоні взаємодії хребтової балки зі шворневою.



Рисунок 3.28 – НС несучої конструкції ВПФ при пружно-в'язкій взаємодії фітингів з фітинговими упорами (вид збоку)



Рисунок 3.29 – НС несучої конструкції ВПФ при пружно-в'язкій взаємодії фітингів з фітинговими упорами (вид знизу)

Максимальні переміщення виникають у середніх частинах основних повздовжніх балок рами ВПФ та становлять близько 11,0 мм (рисунок 3.30).



Рисунок 3.30 – Переміщення в вузлах несучої конструкції ВПФ при пружнов'язкій взаємодії фітингів з фітинговими упорами

Запропоновані заходи щодо удосконалення схеми взаємодії ВПФ з контейнерами дозволяють знизити максимальні еквівалентні напруження, які діють у фітингових упорах майже у три рази (рисунок 3.31), а у фітингах контейнера – майже у сім (рисунок 3.32).



Рисунок 3.31 – НС фітингових упорів ВПФ а) типова схема взаємодії; б) удосконалена схема взаємодії



Рисунок 3.32 – НС фітингів контейнерів а) типова схема взаємодії; б) удосконалена схема взаємодії

Для дослідження міцності ВПФ з в'язкими та пружно-в'язкими зв'язками між фітинговими упорами та фітингами КЦ при маневровому співударянні проведено розрахунок за МСЕ, реалізований в програмному комплексі CosmosWorks.

Результати розрахунку наведені на рисунках 3.33 – 3.35. Встановлено, що при в'язкій взаємодії фітингів з фітинговими упорами при маневровому співударянні ВПФ максимальні еквівалентні напруження складають близько 270 МПа та зосереджені в зоні взаємодії хребтової балки зі шворневою (рисунки 3.33, 3.34). Тобто максимальні еквівалентні напруження в несучій конструкції ВПФ знаходяться в межах допустимих [26, 27].

Максимальні переміщення виникають у середніх частинах основних повздовжніх балок рами ВПФ та складають 12,1 мм (рисунок 3.35).

При пружно-в'язкій взаємодії фітингів з фітинговими упорами максимальні еквівалентні напруження в несучій конструкції ВПФ складають близько 260 МПа. Максимальні переміщення складають 11,8 мм. Запропоновані рішення щодо удосконалення схеми взаємодії ВПФ з КЦ дозволяють знизити максимальні еквівалентні напруження, які діють у фітингових упорах майже у три рази (рисунок 3.36), а у фітингах КЦ – майже у сім.



Рисунок 3.33 – НС несучої конструкції ВПФ при в'язкій взаємодії фітингів з фітинговими упорами (вид збоку)



Рисунок 3.34 – НС несучої конструкції ВПФ при в'язкій взаємодії фітингів з фітинговими упорами (вид знизу)



Рисунок 3.35 – Переміщення в вузлах несучої конструкції ВПФ при в'язкій взаємодії фітингів з фітинговими упорами



Рисунок 3.36 – НС фітингових упорів ВПФ а) типова схема взаємодії; б) удосконалена схема взаємодії

3.7 Висновки до розділу 3

1. Проведено математичне моделювання ДН несучої конструкції ВПФ з суховантажними контейнерами при маневровому співударянні. Дослідження

проведені в плоскій системі координат. Величина сили повздовжнього удару, що діє на ВПФ, прийнята рівною 3,5 МН.

Встановлено, що при наявності зазорів між фітинговими упорами ВПФ та фітингами контейнера, прискорення, що діє на їх несучі конструкції складає, відповідно, близько 90 м/с² та 110 м/с².

При відсутності зазорів між фітингами та фітинговими упорами максимальне значення прискорення, яке діє на ВПФ та контейнери, розміщені на ньому, при маневровому співударянні складає близько 50 м/с².

2. Проведено математичне моделювання ДН несучої конструкції ВПФ з КЦ при маневровому співударянні. Встановлено, що при відсутності зазорів між фітинговими упорами ВПФ та фітингами КЦ, прискорення, що діє на несучу конструкцію КЦ складає близько 40 м/с². Максимальні прискорення отримані для випадку, коли зазор між фітинговим упором та фітингом дорівнює 30 мм. При цьому прискорення складають близько 300 м/с².

3. Проведено комп'ютерне моделювання ДН несучої конструкції ВПФ з суховантажними контейнерами при маневровому співударянні. Максимальні прискорення, які діють на ВПФ при наявності зазорів у 30 мм між фітинговими упорами та фітингами, складають близько 100 м/c², при відсутності зазорів – близько 60 м/c², для контейнера значення прискорень склало, відповідно, близько 120 м/c² та 50 м/c². Здійснено перевірку адекватності розроблених моделей. Встановлено, що гіпотеза про адекватність не відхиляється.

4. Проведено комп'ютерне моделювання ДН несучої конструкції ВПФ з КЦ при маневровому співударянні. З проведених досліджень можна зробити висновок, що максимальне прискорення, що діє на КЦ склало близько 320 м/c².

5. Теоретично обґрунтовано впровадження пружних, в'язких та пружнов'язких зв'язків в несучі конструкції засобів комбінованого транспорту для зменшення ДН в експлуатації. Для цього сформовано математичну модель, яка враховує пружну, в'язку та пружно-в'язку взаємодію фітингів з фітинговими упорами. Встановлено, що прискорення, які діють на контейнер з в'язкими зв'язками у фітингах, розміщений на ВПФ при маневровому співударянні складають близько 20 м/с² (\approx 2g) та не перевищує нормативну величину. При цьому в'язкий опір переміщенню контейнера повинен знаходитися в діапазоні 10 – 50 кН·с/м.

При пружно-в'язкій взаємодії фітингів з фітинговими упорами прискорення, які діють на контейнер, розміщений на ВПФ при маневровому співударянні складають близько 20 м/с² (\approx 2g). При цьому жорсткість пружного елементу прийнята рівною 20 кН/м та коефіцієнт в'язкого опору 30 кН·с/м.

Сформовано комп'ютерну модель ДН контейнера, розміщеного на ВПФ при маневровому співударянні. При цьому максимальні прискорення, які діють на контейнера з урахуванням в'язкої взаємодії фітингів з фітинговими упорами складають близько 20,3 м/с², при пружно-в'язкій взаємодії – 19,7 м/с².

Проведено верифікацію розроблених моделей ДН контейнера, розміщеного на ВПФ при маневровому співударянні за F-критерієм. При цьому гіпотеза про адекватність не відхиляється.

Встановлено, що прискорення, яке діє на КЦ з в'язкими зв'язками у фітингах, розміщений на ВПФ при маневровому співударянні складає близько 40 м/c^2 ($\approx 4 \text{ g}$) та не перевищує нормативну величину.

При цьому загальний в'язкий опір переміщенню одного КЦ повинен знаходитися в діапазоні 9 – 54 кН·с/м.

З урахуванням пружно-в'язкої взаємодії фітингів з фітинговими упорами максимальна величина прискорення складає близько 40 м/с² (≈4g). При цьому жорсткість пружного елементу прийнята рівною 480 кН/м та коефіцієнт в'язкого опору 30 кН·с/м.

Сформовано комп'ютерну модель ДН КЦ, розміщеного на ВПФ при маневровому співударянні. Максимальні прискорення, які діють на КЦ з урахуванням в'язкої взаємодії фітингів з фітинговими упорами виникають у рамі з боку консольної частини несучої конструкції ВПФ та складають близько

40 м/с². У середній частині котла КЦ прискорення склали 28,6 м/с².

Результати моделювання ДН КЦ з урахуванням пружно-в'язкого зв'язку між фітингами та фітинговими упорами дозволили зробити висновок, що максимальні прискорення, які діють на несучу конструкцію КЦ складають 39,2 м/c².

Проведено верифікацію розроблених моделей ДН КЦ, розміщеного на ВПФ при маневровому співударянні за F-критерієм. Встановлено, що гіпотеза про адекватність не відхиляється.

6. Визначено міцність фітингових упорів ВПФ з урахуванням в'язкої та пружно-в'язкої взаємодії з контейнером (КЦ). Встановлено, що при в'язкій взаємодії фітингів суховантажного контейнера з фітинговими упорами при маневровому співударянні ВПФ максимальні еквівалентні напруження складають близько 270 МПа та зосереджені в зоні взаємодії хребтової балки зі шворневою. Максимальні переміщення виникають у середніх частинах основних повздовжніх балок рами ВПФ та складають 12,1 мм.

При пружно-в'язкій взаємодії фітингів суховантажного контейнера з фітинговими упорами при маневровому співударянні ВПФ максимальні еквівалентні напруження складають близько 260 МПа та зосереджені в зоні взаємодії хребтової балки зі шворневою.

Запропоновані заходи щодо удосконалення схеми взаємодії ВПФ з контейнерами дозволяють знизити максимальні еквівалентні напруження, які діють у фітингових упорах майже у три рази, а у фітингах контейнера – майже у сім.

При в'язкій взаємодії фітингів КЦ з фітинговими упорами при маневровому співударянні ВПФ максимальні еквівалентні напруження складають близько 270 МПа та зосереджені в зоні взаємодії хребтової балки зі шворневою. Максимальні переміщення виникають у середніх частинах основних повздовжніх балок рами ВПФ та складають 12,1 мм. При пружно-в'язкій взаємодії фітингів КЦ з фітинговими упорами максимальні еквівалентні напруження в несучій конструкції ВПФ складають близько 260 МПа. Максимальні переміщення складають 11,8 мм.

Запропоновані рішення щодо удосконалення схеми взаємодії ВПФ з КЦ дозволяють знизити максимальні еквівалентні напруження, які діють у фітингових упорах майже у три рази, а у фітингах КЦ – майже у сім.

Отже удосконалення фітингів контейнерів та КЦ сприятиме не тільки зменшенню ДН їх несучих конструкцій в експлуатації, а і зменшенню пошкоджень, а також скороченню витрат на позапланові види ремонту.

РОЗДІЛ 4

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ В'ЯЗКИХ ЗВ'ЯЗКІВ В НЕСУЧІ КОНСТРУКЦІЇ ВАГОНІВ З ТРУБ КРУГЛОГО ПЕРЕРІЗУ ДЛЯ ЗМЕНШЕННЯ ДИНАМІЧНОЇ НАВАНТАЖЕНОСТІ В ЕКСПЛУАТАЦІЇ

4.1 Формування математичної моделі динамічної навантаженості вагона при маневровому співударянні

Для визначення динамічних навантажень, які діють на кузова вагонів при маневровому співударянні, як випадку найбільшої навантаженності їх несучих конструкцій у експлуатації, використано математичну модель, наведену у [12]. Дана модель складена для визначення прискорень, що діють на ВПФ з КЦ при маневровому співударянні. У зв'язку з цим модель доопрацьована для визначення прискорень, що сприймаються вагоном при дії повздовжньої сили удару.

$$M'_{\scriptscriptstyle B} \cdot \ddot{x}_{\scriptscriptstyle B} + M' \cdot \varphi_{\scriptscriptstyle B} = S_{\scriptscriptstyle a}, \tag{4.1}$$

$$I_{B} \cdot \ddot{\varphi}_{B} + M' \cdot \ddot{x}_{B} - g \cdot \varphi_{B} \cdot M' =$$

$$= l \cdot F_{TP} \left(sign \dot{\Delta}_{1} - sign \dot{\Delta}_{2} \right) + l \left(C_{1} - C_{2} \right), \qquad (4.2)$$

$$M_B \cdot \ddot{z}_B = C_1 + C_2 - F_{TP} \left(sign \, \dot{\Delta}_1 + sign \, \dot{\Delta}_2 \right), \tag{4.3}$$

де

$$M'_{B} = M_{B} + 2m_{T} + \frac{n \cdot I_{K\Pi}}{r^{2}}; \quad M' = M_{B} \cdot h; \quad C_{1} = k_{1} \cdot \Delta_{1}; \quad C_{2} = k_{2} \cdot \Delta_{2}; \quad (4.4)$$

$$\Delta_1 = z_B - l \cdot \varphi_B; \ \Delta_2 = z_B + l \cdot \varphi_B, \tag{4.5}$$

де M_e – маса несучої конструкції вагона; I_e – момент інерції вагона відносно повздовжньої осі; S_a – величина повздовжньої сили удару в автозчеп; m_T – маса візка; $I_{K\Pi}$ – момент інерції колісної пари; r – радіус середнєзношеного колеса; n – кількість осей візка; l – половина бази вагона; F_{mp} – абсолютне значення сили сухого тертя у ресорному комплекті; k_1 , k_2 – жорсткість пружин ресорного підвішування візків вагона; x_B , φ_B , z_B – координати, що відповідають, відповідно, повздовжньому, кутовому відносно поперечної осі та вертикальному переміщенню вагона.

Розв'язання диференціальних рівнянь здійснено в програмному комплексі MathCad. При цьому вони зводилися до нормальної форми Коші, а після цього інтегрувалися за допомогою метода Рунге-Кутта.

Початкові переміщення та швидкості завдані рівними нулю. Вхідними параметрами математичної моделі є технічні характеристики кузова вагона, параметри ресорного підвішування, а також значення сили повздовжнього удару в автозчеп.

У якості прикладу нижче наведені результати досліджень повздовжньої динаміки кузова напіввагона моделі 12-757, як одного з найбільш поширених типів вагонів у експлуатації, з урахуванням виготовлення його несучої конструкції із труб круглого перерізу. Параметри ресорного підвішування, які враховувалися у розрахунках, прийняті рівними тим, що характерні для типових вантажних візків моделі 18-100.

Повздовжня сила удару, яка діє на вертикальну поверхню заднього упору автозчепу прийнята рівною 3,5 МН [26, 27].

Результати досліджень дозволили зробити висновок, що прискорення, яке діє на несучу конструкцію вагона при маневровому співударянні складає близько 40 м/с² (рисунок 4.1, а)). З урахуванням збільшення сили співударяння здійснюється збільшення величини динамічного навантаження, що діє на несучу конструкцію вагона.

Для зменшення динамічних навантажень, які діють на несучі конструкції залізничних вагонів пропонується здійснити виключення упряжних пристроїв автозчепів із конструкцій та перекласти їх функції по поглинанню енергії, яка виникає від дії експлуатаційних навантажень, на хребтову балку, а також верхні та нижні обв'язування бокових стін, які пропонується виконувати із труб матеріалом перерізу та заповнювати 3 демпфуючими круглого та антикорозійними властивостями, що дозволить знизити матеріалоємність вагону та відповідно підвищити його вантажопідйомність і навантажувальний об'єм кузова, а також подовжити безремонтний строк його експлуатації.

Для визначення прискорень, які діють на несучу конструкцію вагона з урахуванням заповнення труб круглого перерізу еластомірним матеріалом з демпфуючими та антикорозійними властивостями, наведена вище математична модель зведена до вигляду

$$M'_{\scriptscriptstyle B} \cdot \ddot{x}_{\scriptscriptstyle B} + M' \cdot \varphi_{\scriptscriptstyle B} = S_{\scriptscriptstyle a} - \beta \cdot \dot{x}_{\scriptscriptstyle B}, \qquad (4.6)$$

$$I_{B} \cdot \ddot{\varphi}_{B} + M' \cdot \ddot{x}_{B} - g \cdot \varphi_{B} \cdot M' = l \cdot F_{TP} \left(sign \dot{\Delta}_{1} - sign \dot{\Delta}_{2} \right) + l \left(C_{1} - C_{2} \right), \quad (4.7)$$

$$M_B \cdot \ddot{z}_B = C_1 + C_2 - F_{TP} \left(sign \, \dot{\Delta}_1 + sign \, \dot{\Delta}_2 \right), \tag{4.8}$$

де *β* – коефіцієнт в'язкого опору матеріалу, яким заповнені елементи несучої конструкції вагону.

Результати досліджень прискорень, які діють на несучу конструкцію вагона при наявності речовини з в'язкими властивостями у його складових елементах, дозволили зробити висновок, що ефективність даного рішення досягається при значенні коефіцієнту в'язкого опору не вище 120 кН·с/м [186, 187].

Результати досліджень з урахуванням значення коефіцієнту в'язкого опору речовини 120 кН·с/м, дозволили зробити висновок, що прискорення, яке діє на несучу конструкцію вагона при маневровому співударянні складає близько 34 м/с² (рисунок 4.1, б)), та нижче на 10% від величин прискорень, отриманих при типовій схемі сприйняття навантажень хребтовою балкою вагона.

Важливо зазначити, що отримана величина прискорення може бути зменшена шляхом підбору найбільш оптимальних характеристик в'язких речовин, які застосовуються у промисловості.



Рисунок 4.1 – Прискорення, які діють на вагон при маневровому співударянні а) при типовій схемі сприйняття навантажень хребтовою балкою вагона;

 б) при сприйнятті навантажень хребтовою балкою, що заповнена речовиною з в'язкими властивостями

З метою реалізації запропонованої схеми сприйняття повздовжніх навантажень хребтовою балкою вагона передбачається зміна конструктивних

особливостей автозчепних пристроїв, а саме виключення упряжних пристроїв, а також задніх упорів та перекладання їх функцій на менш складні за конструкцією елементи (рисунок 4.2), що дозволить істотно знизити собівартість виготовлення та ремонту таких напіввагонів [88, 136, 185, 187].

До складу пристрою входить типовий корпус автозчепу СА-3 1, який через клин 2 взаємодіє з адаптером 3, що складається з упорної частини на якій розміщується опорна плита типової конструкції. Упорна частина адаптера через шток з'єднується з поршнем у якому мається два дросельних клапани – впускний та випускний. В'язка речовина розміщується по лівий та правий бік від поршня. Для створення тиску в'язкої речовини при переміщенні поршня під час сприйняття ударного навантаження у хребтовій балці 4 передбачене днище 5. Для обмеження переміщень адаптера при "ривку-розтягненні" передбачений обмежувач, який встановлюється між адаптером та кінцевою частиною хребтової балки (на схемі не показаний), [132]. Для повернення адаптера у початкове положення призначена відпускна пружина 6, розміщена в телескопічному елементі 7.



Рисунок 4.2 – Концепт упряжного пристрою автозчепу а) складові концепту; б) концепт у збірці; 1 – корпус; 2 – клин; 3 – адаптер; 4 – хребтова балка, виконана з труби круглого перерізу; 5 – днище; 6 – пружина; 7 – телескопічний елемент

Конструкційні особливості адаптера наведені на рисунку 4.3. Блоковоієрархічна схема концепту упряжного пристрою наведена на рисунку 4.4. Концепт упряжного пристрою відноситься до І ієрархічного рівня формалізованого описання. Складові концепту відносяться до ІІ ієрархічного рівня: корпус автозчепу, адаптер, клин, пружина, телескопічний елемент, в'язка речовина. Складові елементів ІІ рівня утворюють третій рівень: упорна частина адаптера, упорна плита, шток, поршень, дросельні отвори.



Рисунок 4.3 – Конструкційні особливості адаптера 1 – упорна частина; 2 – упорна плита; 3 – шток; 4 – поршень; 5, 6 – дросельні клапани



Рисунок 4.4 – Блоково-ієрархічна схема концепту упряжного пристрою

Автозчепний пристрій з урахуванням впровадження в'язких речовин у якості амортизаторів повздовжніх зусиль у несучу конструкцію вагона працює наступним чином (рисунок 4.5). Навантаження через корпус автозчепу 1 передається на упорну частину адаптера 2 через хвостовик. Під дією навантаження адаптер переміщується в повздовжньому напрямку та стискує в'язку речовину, що розміщується в порожнині між поршнем 3 та днищем 4. Це зумовлює її перетікання через дросельний клапан 5 у порожнину між упорною частиною адаптера та поршнем. При зворотному переміщенні поршня процес перетікання здійснюється через інший дросельний клапан 6. Повернення поршня у початкове положення може здійснюватися за допомогою відпускною пружини, розміщеної в телескопічному елементі.



Рисунок 4.5 – Схема роботи автозчепного пристрою з урахуванням впровадження в'язких речовин у якості амортизаторів повздовжніх зусиль у несучу конструкцію кузова вагона

Енергія, що утворюється при цьому, розсіюється у навколишнє середовище. Тобто процес роботи концепту подібний до роботи гідравлічного гасника коливань (демпфера).

З метою ефективності роботи запропонованої упряжної системи вагона необхідним є забезпечення її герметичності (відсутність можливих витоків в'язкої речовини з хребтової балки).

4.2 Формування комп'ютерної моделі динамічної навантаженості вагона з урахуванням використання концепту упряжного пристрою

Для перевірки отриманих результатів математичного моделювання та визначення полів прискорень у несучих конструкціях залізничних вагонів, виготовлених з труб круглого перерізу, побудовано їх просторові комп'ютерні моделі в програмному комплексі SolidWorks з послідуючим моделюванням навантаженості В CosmosWorks. Визначення динамічної прискорень здійснювалось за МСЕ. Моделювання ДН несучої конструкції залізничного вагону розглянемо на прикладі напіввагону. Розрахункову схему несучої конструкції напіввагона наведено на рисунку 4.6, а). При цьому враховано, що використовується повна вантажопідйомність вагона. В якості насипного вантажу прийняте кам'яне вугілля, оскільки даний тип вантажу є найбільш поширеним при перевезеннях територією України. Розрахунок зусиль розпору насипного вантажу проведений за методикою, наведеною у [57]. Схему дії зусиль розпору насипного вантажу на кузов напіввагона наведено на рисунку 4.7 [57]. Максимальні значення тиску біля основ стійок бокової стіни визначаються

$$q_1 = 0.5 \cdot p_a \cdot l_1, \tag{4.9}$$

$$q_2 = 0,5 \cdot p_a \cdot (l_1 + l_2), \tag{4.10}$$

$$q_3 = 0.5 \cdot p_a \cdot (l_2 + l_3), \tag{4.11}$$

$$q_4 = 0,5 \cdot p_a \cdot (l_3 + l_4), \tag{4.12}$$

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

 l_1 – відстань від кінцевої балки рами до геометричної осі п'ятника вагона; l_2 – відстань від геометричної осі п'ятника вагона до другої стійки кузова; l_3 – відстань від другої стійки кузова до третьої; l_4 – відстань від третьої стійки кузова до вертикальної геометричної осі кузова вагона.

a)



б)



Рисунок 4.6 – Розрахункова схема кузова напіввагону з урахуванням впровадження в'язких речовин у якості амортизаторів повздовжніх зусиль у хребтову балку

а) загальний вид; б) схема прикладення повздовжнього навантаження до адаптеру; *P_g^{cm}* – вертикальне статичне навантаження; *P_p* – зусилля розпору насипного вантажу; *P_{yd}* – повздовжня сила удару



Рисунок 4.7 – Схема дії зусиль розпору насипного вантажу на кузов напіввагона

 $P_{e}^{(cm)}$ – інтенсивність вертикального статичного навантаження; P_{p} – зусилля розпору насипного вантажу; $L - \frac{1}{2}$ довжини кузова вагона; H – висота кузова вагона

Активний тиск розпору насипного вантажу визначається за формулою

$$p_a = \gamma \cdot g \cdot H \cdot tg^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2}\right), \tag{4.13}$$

де γ – щільність насипного вантажу; H – висота бокової стіни; φ – кут природнього відкосу вантажу; g – прискорення вільного падіння.

Тиск неравномірнорозподіленого навантаження, яке прикладене до стулки торцевої двері визначається за формулою

$$P = P_a + P_n, \tag{4.14}$$

де P_n – пасивний тиск насипного вантажу, який визначається за формулою (4.13), в якій квадрат тангенса різності двох кутів замінюється квадратом

тангенса їх суми з урахуванням коефіцієнту вертикальної динаміки, а також кута природного відкосу.

Інтенсивність навантаження, що приходиться на кутову стійку визначається

$$q_{T1}^{"} = 0,5(p_{a} + p_{n}) \cdot b_{1}; \qquad (4.15)$$

$$q_{T1}^{*} = 0,5 \cdot p_{n} \cdot b_{1}; \qquad (4.16)$$

на проміжну стійку

$$q_{T2}^{"} = 0,5(p_a + p_n) \cdot (b_1 + b_2); \qquad (4.17)$$

$$q_{T2}^{*} = 0,5 \cdot p_{n} \cdot (b_{1} + b_{2}); \qquad (4.18)$$

на середню стійку

$$q_{T3}^{n} = 0.5(p_{a} + p_{n}) \cdot b_{2}; \qquad (4.19)$$

$$q_{T3}^{*} = 0.5 \cdot p_{n} \cdot b_{2} \tag{4.20}$$

де b_1 – напівширина торцевої двері ($b_2 = b_1$).

Результати розрахунку наведені в таблицях 4.1, 4.2.

Повздовжня сила удару прикладалася до вертикальної поверхні упорної плити адаптеру (рисунок 4.6, б)), а з протилежного боку здійснювалося закріплення з метою моделювання максимального стиснення несучої конструкції. Закріплення моделі здійснювалося у зонах її обпирання на ходові частини.

Таблиця 4.1 – Чисельні значення інтенсивності навантажень на елементи бокової стіни кузову напіввагону

Стійка бокової стіни	Інтенсивність навантаження, кН/м
кутова	7,083
перша з боку консолі	13,03
друга з боку консолі	11,895
третя з боку консолі	8,92

Таблиця 4.2 – Чисельні значення інтенсивності навантажень на елементи торцевої двері кузову напіввагону

Елемент торцевої двері	Інтенсивність навантаження, кН/м
кутова стійка	50,06*
	44,98**
проміжна стійка	100,12*
	89,96**
середня стійка	50,06*
	44,98**

* на нижню частину стійки;

** на верхню частину стійки.

З метою моделювання властивостей в'язкої речовини використаний зв'язок "пружина-демпфер" з бібліотеки закріплень програмного комплексу, який встановлювався між поршнем та днищем. Коефіцієнт в'язкого опору в'язкої речовини прийнятий рівним 120 кН·с/м, а жорсткість пружини прийнята рівною близько 0, оскільки у запропонованій схемі сприйняття повздовжнього навантаження пружній зв'язок відсутній. На підставі проведених розрахунків визначено, що переміщення адаптера під дією повздовжньої сили удару 3,5 МН та швидкості дії ударного навантаження 0,03 м/с складе 875 мм.

В якості матеріалу несучої конструкції використано сталь марки 09Г2С. При складанні розрахункової схеми не врахована можлива різниця рівнів корпусів автозчепів вагонів, що взаємодіють між собою. Результати розрахунку наведені на рисунку 4.8. З проведених досліджень можна зробити висновок, що максимальні прискорення кузова вагона виникають у зоні від консольної частини до зони взаємодії хребтової балки з шворневою та складають близько 50 м/с² (\approx 5g). У зоні від шворневої балки до середньої частини хребтової величина прискорень зменшується та становить близько 30 м/с² (\approx 3g).



Рисунок 4.8 – Розподілення полів прискорень, які діють на несучу конструкцію напіввагона з урахуванням впровадження в'язких речовин у якості амортизаторів повздовжніх зусиль у хребтову балку а) вид зверху; б) вид знизу Також розрахунки проведені і для інших типів залізничних вагонів. Розподілення прискорень за довжиною хребтових балок рам залізничних вагонів наведено на рисунку 4.9.



Рисунок 4.9 – Розподілення прискорень за довжиною хребтових балок рам залізничних вагонів при дії повздовжньої сили удару на адаптер а) ВПФ; б) напіввагон; в) критий вагон; г) вагон-хопер

У якості прикладу у таблиці 4.3 наведений порівняльний аналіз прискорень, які виникають у рамі напіввагона при маневровому співударянні, з урахуванням наявності у ній в'язкої речовини та при її відсутності.

Отже, максимальні прискорення у рамі напіввагона з урахуванням наявності в'язкої речовини у ній при дії ударного навантаження виникають у зоні від кінцевої балки до шворневої, а при її відсутності – у центральній зоні хребтової балки. Це зумовлено тим, що кінетична енергія удару гаситься упряжною системою та перетворюється у енергію дисипації. З метою перевірки адекватності розробленої моделі використаний F-критерій.

Встановлено, що модель, яка розглядається, є лінійною та характеризує зміну прискорень вагона від повздовжньої сили, що діє на адаптер. При цьому кількість ступенів вільності при N=5 буде складати $f_1 = 3$.

Таблиця 4.3 – Порівняльний аналіз прискорень, які діють у рамі напіввагона

	Прискорення, м/с ²		ľb,
Елемент рами	без в'язкої речовини у хребтовій балці	з в'язкою речовиною у хребтовій балці	Розбіжніст %
Хребтова балка	50,3	33,5	33,4
(центральна частина)			
Шворнева балка	42,5	38,4	9,6
Кінцева балка	21,7	48,3	55,1
Проміжна балка (перша від шворневої балки у бік центра хребтової)	35,1	33,5	4,6
Проміжна балка (друга від шворневої балки у бік центра хребтової)	38,2	32,4	15,2

При визначенні адекватності моделі встановлено, що при дисперсії відтворюваності $S_y^2 = 1,95$ та дисперсії адекватності $S_{ao}^2 = 2,0$, фактичне значення F-критерію $F_p = 1,03$, що менше табличного значення критерію $F_t = 5,41$. Отже, з рівнем значущості p = 0,05 гіпотеза про адекватність розробленої моделі не заперечується. Похибка апроксимації при цьому склала 8,76 %.

При проведенні попередніх пошукових досліджень додатково розглядались можливі варіанти заповнення речовиною з в'язкими властивостями нижнього та верхнього обв'язування бокових стін напіввагонів, проте на сьогодні такі варіанти не дозволили досягти достатнього рівня економічного обґрунтування.

Також розглянутий варіант впровадження концепту на вагонах, хребтові балки яких складаються з двох труб круглого перерізу [178, 179]. Конструкція концепту наведена на рисунку 4.10, а розміщення його на вагоні на рисунку 4.11.



Рисунок 4.10 – Концепт упряжного пристрою автозчепу 1 – корпус автозчепу; 2 – клин; 3 – поршень; 4 – дросельні клапани; 5 – упорна планка



Рисунок 4.11 – Розміщення концепту упряжного пристрою на напіввагоні

Схема роботи концепту аналогічно до вищерозглянутої конструкції (рисунок 4.12).



Рисунок 4.12 – Схема роботи концепту упряжного пристрою напіввагона

Важливо зазначити, що наявність в'язкої речовини у консольних частинах також сприятиме антикорозійному захисту хребтової балки вагону в даних зонах.

4.3 Особливості проектування вагонів зчленованого типу з труб круглого перерізу

Для можливості впровадження концепту упряжного пристрою запропоновано створення вагонів зчленованого типу з несучими елементами з труб круглого перерізу. Особливістю таких вагонів є те, що їх конструкція складається з двох секцій, які спираються на три ходові частини. Секції взаємодіють між собою за допомогою вузла зчленування. Як приклад на рисунку 4.13 наведено вузол зчленування типу SAC-1, компанії WABTAC [14, 15, 119].



Рисунок 4.13 – Вузол зчленування SAC-1

При цьому є можливість використання вузлів зчленування і інших виробників.

На сьогоднішній день найбільшого поширення серед таких вагонів отримали ВПФ. Різноманітність вагонів зчленованого типу дуже велика (рисунки 4.14 – 4.18), [18, 119], що обумовлено рядом переваг перед іншими типами: зниження витрат на виготовлення, зменшення навантаженості рам вертикальним навантаженням, скорочення потрібного парку вагонів, зниження вартості життєвого циклу вагона і т.п.



Рисунок 4.14 – ВПФ зчленованого типу



Рисунок 4.15 – Критий вагон зчленованого типу



Рисунок 4.16 – Напіввагон зчленованого типу



Рисунок 4.17 – Вагон-хопер зчленованого типу



Рисунок 4.18 – Вагон-цистерна зчленованого типу

Значний вклад в розвиток цього напрямку належить ВАТ «НВЦ «Вагони». Однак для підвищення ефективності експлуатації вагонів зчленованого типу є можливим створення їх інноваційних конструкцій з використанням нетипових для вагонобудування профілів. Одним з можливих варіантів є створення на базі несучих конструкцій вагонів з труб круглого перерізу (рисунок 4.19) [187] вагонів зчленованого типу.

б)



a)



Рисунок 4.19 – Вагони з несучими елементами із труб круглого перерізу а) ВПФ; б) напіввагон; в) критий вагон; г) вагон-хопер

Особливості проектування вагона зчленованого типу розглянемо на прикладі ВПФ, як найбільш поширеного типу вагона зчленованого типу в експлуатації (рисунок 4.20). Несуча конструкція вагона складається з двох секцій, які спираються на три візки. Взаємодія секцій між собою здійснюється

через вузол зчленування SAC-1.

Шворнева балка має конструкцію, ідентичну до тієї, яка використовується на вагоні-прототипі (ВПФ 13-401). З боку спирання секцій на середній візок шворнева балка замінена на балку круглого перерізу.

Для можливості перевезення контейнерів на ВПФ передбачено постановку відкидних фітингових упорів, що дозволяє здійснювати перевезення контейнерів різного типорозміру.

З метою дослідження ДН ВПФ зчленованого типу використано математичну модель, розроблену проф. Г. І. Богомазом. Цю модель було доопрацьовано шляхом урахування переміщень двох секцій за експлуатаційних режимів навантаження. Також у моделі скасовано пружні зв'язки між контейнерами та несучою конструкцією ВПФ.

Враховано, що ВПФ завантажений контейнерами типорозміру 1СС. Дослідження коливань ВПФ з контейнерами здійснено у плоскій системі координат.

Під час складання математичної моделі враховано, що кожна секція ВПФ має власну ступінь вільності. Це припущення обґрунтовано тим, що конструкційні особливості вузла зчленування дозволяють здійснювати такі переміщення.



Рисунок 4.20 – ВПФ зчленованого типу з труб круглого перерізу

Розрахункову схему ВПФ зчленованого типу з контейнерами під дією поздовжньої сили на несучу конструкцію наведено на рисунку 4.21.



Рисунок 4.21 – Розрахункова схема ВПФ зчленованого типу

$$M'_{\Pi\Pi_{1}} \cdot \ddot{x}_{\Pi\Pi_{1}} + M_{\Pi\Pi_{1}} \cdot h \cdot \ddot{\varphi}_{\Pi\Pi_{1}} + k' (x_{\Pi\Pi_{1}} - x_{\Pi\Pi_{2}}) = P_{n}, \qquad (4.21)$$

$$I_{\Pi J_{1}} \cdot \ddot{\varphi}_{\Pi J_{1}} + M_{\Pi J_{1}} \cdot h \cdot \ddot{x}_{\Pi J_{1}} - g \cdot \varphi_{\Pi J_{1}} \cdot M_{\Pi J_{1}} \cdot h =$$

$$= l \cdot F_{TP} \left(sign \dot{\Delta}_{1}^{\Pi J_{1}} - sign \dot{\Delta}_{2}^{\Pi J_{1}} \right) + l \left(k_{1} \cdot \dot{\Delta}_{1}^{\Pi J_{1}} - k_{2} \cdot \dot{\Delta}_{2}^{\Pi J_{1}} \right), \qquad (4.22)$$

$$M_{\Pi\Pi_1} \cdot \ddot{z}_{\Pi\Pi_1} = k_1 \cdot \underline{\mathcal{A}}_1^{\Pi\Pi_1} + k_2 \cdot \underline{\mathcal{A}}_2^{\Pi\Pi_1} - F_{TP} \left(sign \dot{\underline{\mathcal{A}}}_1^{\Pi\Pi_1} + sign \dot{\underline{\mathcal{A}}}_2^{\Pi\Pi_1} \right), \quad (4.23)$$

$$m_{i} \cdot \ddot{x}_{\Pi \Pi_{1}} + (m_{i} \cdot z_{ci}) \cdot \ddot{\varphi}_{\Pi \Pi_{1}} = 0, \qquad (4.24)$$

$$I_{i} \cdot \ddot{\varphi}_{\Pi \Pi_{1}} + (m_{i} \cdot z_{ci}) \cdot \ddot{x}_{\Pi \Pi_{1}} - g \cdot (m_{i} \cdot z_{ci}) \cdot \varphi_{\Pi \Pi_{1}} = 0, \qquad (4.25)$$

$$m_i \cdot \ddot{z}_{\Pi \pi_1} = 0, \qquad (4.26)$$

$$M'_{\Pi\Pi_{2}} \cdot \ddot{x}_{\Pi\Pi_{2}} + M_{\Pi\Pi_{2}} \cdot h \cdot \ddot{\varphi}_{\Pi\Pi_{2}} - k' (x_{\Pi\Pi_{1}} - x_{\Pi\Pi_{2}}) = 0, \qquad (4.27)$$

$$I_{\Pi \Pi_{2}} \cdot \ddot{\varphi}_{\Pi \Pi_{2}} + M_{\Pi \Pi_{2}} \cdot h \cdot \ddot{x}_{\Pi \Pi_{2}} - g \cdot \varphi_{\Pi \Pi_{2}} \cdot M_{\Pi \Pi_{2}} \cdot h =$$

= $l \cdot F_{TP} \left(sign \dot{\Delta}_{1}^{\Pi \Pi_{2}} - sign \dot{\Delta}_{2}^{\Pi \Pi_{2}} \right) + l \left(k_{1} \cdot \dot{\Delta}_{1}^{\Pi \Pi_{2}} - k_{2} \cdot \dot{\Delta}_{2}^{\Pi \Pi_{2}} \right),$ (4.28)

$$M_{\Pi\Pi_{2}} \cdot \ddot{\varkappa}_{\Pi\Pi_{2}} = k_{1} \cdot \varDelta_{1}^{\Pi\Pi_{2}} + k_{2} \cdot \varDelta_{2}^{\Pi\Pi_{2}} - F_{TP} \left(sign \dot{\varDelta}_{1}^{\Pi\Pi_{2}} + sign \dot{\varDelta}_{2}^{\Pi\Pi_{2}} \right), \qquad (4.29)$$

$$m_i \cdot \ddot{x}_{\Pi \Pi_2} + (m_i \cdot z_{ci}) \cdot \ddot{\varphi}_{\Pi \Pi_2} = 0, \qquad (4.30)$$

$$I_{i} \cdot \ddot{\varphi}_{\Pi \Pi_{2}} + (m_{i} \cdot z_{ci}) \cdot \ddot{x}_{\Pi \Pi_{2}} - g \cdot (m_{i} \cdot z_{ci}) \cdot \varphi_{\Pi \Pi_{2}} = 0, \qquad (4.31)$$

$$m_i \cdot \ddot{z}_{\Pi \Pi_2} = 0, \tag{4.32}$$

де

$$\Delta_1^i = z_{\Pi\Pi_i} - l \cdot \varphi_{\Pi\Pi_i}; \ \Delta_2^i = z_{\Pi\Pi_i} + l \cdot \varphi_{\Pi\Pi_i}$$
(4.33)

 $M'_{II,Ti}$ – маса-брутто *i*-ої секції ВПФ; $M_{II,Ti}$ – маса несучої конструкції *i*-ої секції ВПФ; $I_{II,Ti}$ – момент інерції *i*-ої секції ВПФ; P_n – величина повздовжньої сили, що діє на автозчеп; l – половина бази секції ВПФ; F_{mp} – абсолютне значення сили сухого тертя в ресорному комплекті; k' – жорсткість зв'язку між секціями; k_1 , k_2 – жорсткість пружин ресорних комплектів візків ВПФ (візок моделі 18– 100); m_i – маса контейнера; z_{ci} – висота центру ваги контейнера; I_i – момент інерції *i*-го контейнера; x_i , φ_i , z_i – координати, що визначають переміщення секцій ВПФ відносно відповідних осей.

Поздовжнє навантаження, яке діє на несучу конструкцію ВПФ, узято рівним 2,5 МН [26, 27]. Розв'язання диференціальних рівнянь (4.21) – (4.33) здійснено в середовищі MathCad.

Результати розрахунку показали, що прискорення, які діють на несучу конструкцію першої з боку прикладення сили секцію ВПФ, складають 38,2 м/с², а другої – близько 37,5 м/с² (рисунок 4.22).



Рисунок 4.22 – Прискорення, які діють на несучу конструкцію ВПФ зчленованого типу а) перша з боку дії поздовжньої сили секція ВПФ;

б) друга з боку дії поздовжньої сили секція ВПФ

Для визначення показників міцності несучої конструкції ВПФ з труб круглого перерізу складено комп'ютерну модель. Розрахунок проведено з використанням MCE у програмному комплексі CosmosWorks. Розрахункову схему несучої конструкції ВПФ за І розрахункового режиму (ривок) наведено на рисунку 4.23. При цьому до передніх упорів прикладено поздовжнє навантаження у 2,5 MH [26, 27].

Ураховано, що кожна секція ВПФ завантажена двома 20-футовими контейнерами. Вертикальне навантаження від контейнерів було прикладено до горизонтальних поверхонь фітингових упорів у вигляді дистанційного навантаження з урахуванням центру ваги контейнерів.


Рисунок 4.23 – Розрахункова схема несучої конструкції ВПФ зчленованого типу

Для складання СЕМ несучої конструкції ВПФ використано просторові ІПТ. Оптимальну кількість елементів сітки визначено з використанням графоаналітичного методу. При цьому кількість елементів сітки склала 5406526, вузлів – 1538366. Максимальний розмір елемента сітки дорівнює 15 мм, мінімальний – 3 мм, максимальне співвідношення боків елементів – 3078,9; відсоток елементів зі співвідношенням боків менше трьох – 87,6; більше десяти – 0,212. Кількість елементів у колі – 8. Співвідношення збільшення розміру елемента – 1,7.

Закріплення моделі здійснено в зонах спирання несучої конструкції на ходові частини. Результати розрахунку на міцність несучої конструкції ВПФ наведено нижче.

Максимальні еквівалентні напруження при цьому виникають у консольних частинах хребтової балки та складають близько 200 МПа, тобто не перевищують допустимі (рисунок 4.24), [26, 27].

Максимальні переміщення у вузлах конструкції зафіксовано в середніх частинах секцій, вони складають 3,8 мм (рисунок 4.25), максимальні деформації складають 2,3·10⁻³.



Рисунок 4.24 – НС секції ВПФ зчленованого типу



Рисунок 4.25 – Переміщення у вузлах секції ВПФ зчленованого типу

Також були розроблені і конструкції інших типів вагонів зчленованого типу з труб круглого перерізу (рисунки 4.26 – 4.31), [19, 64, 137].



Рисунок 4.26 – Напіввагон зчленованого типу



Рисунок 4.27 – Рама напіввагона зчленованого типу



Рисунок 4.28 – Критий вагон зчленованого типу



Рисунок 4.29 – Рама критого вагону зчленованого типу



Рисунок 4.30 – Вагон-хопер зчленованого типу



Рисунок 4.31 – Рама вагона-хопера зчленованого типу

Чисельні значення прискорень, які діють на несучі конструкції вагонів з труб круглого перерізу, визначені шляхом математичного моделювання, наведені в таблиці 4.4.

Таблиця 4.4 – Чисельні значення прискорень, які діють на несучі конструкції вагонів зчленованого типу з труб круглого перерізу

Тип вагону	Прискорення, я	ке діє на	Прискорення	я, яке діє на
	першу з	боку	другу	з боку
	прикладення	сили	прикладення	сили
	секцію		секцію	
Напіввагон	32,0		31	,0
Критий вагон	28,4		27	7,9
Вагон-хопер	38,2		37	7,5

Для зменшення ДН несучих конструкцій вагонів-зчленованого типу запропоновано використання на них концепту упряжного пристрою. Для визначення ДН несучої конструкції вагону з урахуванням використання концепту упряжного пристрою проведено математичне моделювання при дії повздовжньої сили на передні упори автозчепу (розтягнення – ривок). Розрахунок проведений на прикладі ВПФ зчленованого типу, як одного з найбільш поширених типів зчленованих вагонів в експлуатації. Розрахункова схема наведена на рисунку 4.32.



Рисунок 4.32 – Розрахункова схема ВПФ зчленованого типу

$$M'_{\Pi\Pi_{1}} \cdot \ddot{x}_{\Pi\Pi_{1}} + M_{\Pi\Pi_{1}} \cdot h \cdot \ddot{\varphi}_{\Pi\Pi_{1}} + k' (x_{\Pi\Pi_{1}} - x_{\Pi\Pi_{2}}) = P_{n} - \beta \cdot \dot{x}_{\Pi\Pi_{1}}, \quad (4.34)$$

$$I_{\Pi \Pi_{1}} \cdot \ddot{\varphi}_{\Pi \Pi_{1}} + M_{\Pi \Pi_{1}} \cdot h \cdot \ddot{x}_{\Pi \Pi_{1}} - g \cdot \varphi_{\Pi \Pi_{1}} \cdot M_{\Pi \Pi_{1}} \cdot h =$$

$$= l \cdot F_{\Pi P} \left(sign \dot{\mathcal{A}}_{1}^{\Pi \Pi_{1}} - sign \dot{\mathcal{A}}_{2}^{\Pi \Pi_{1}} \right) + l \left(k_{1} \cdot \dot{\mathcal{A}}_{1}^{\Pi \Pi_{1}} - k_{2} \cdot \dot{\mathcal{A}}_{2}^{\Pi \Pi_{1}} \right), \qquad (4.35)$$

$$M_{\Pi\Pi_{1}} \cdot \ddot{z}_{\Pi\Pi_{1}} = k_{1} \cdot \underline{\mathcal{A}}_{1}^{\Pi\Pi_{1}} + k_{2} \cdot \underline{\mathcal{A}}_{2}^{\Pi\Pi_{1}} - F_{\Pi} \left(sign \dot{\underline{\mathcal{A}}}_{1}^{\Pi\Pi_{1}} + sign \dot{\underline{\mathcal{A}}}_{2}^{\Pi\Pi_{1}} \right), \quad (4.36)$$

$$m_i \cdot \ddot{x}_{\Pi \Pi 1} + (m_i \cdot z_{ci}) \cdot \ddot{\varphi}_{\Pi \Pi 1} = 0,$$
 (4.37)

$$I_i \cdot \ddot{\varphi}_{\Pi\Pi} + (m_i \cdot z_{ci}) \cdot \ddot{x}_{\Pi\Pi} - g \cdot (m_i \cdot z_{ci}) \cdot \varphi_{\Pi\Pi} = 0, \qquad (4.38)$$

$$m_i \cdot \ddot{z}_{\Pi \Pi 1} = 0,$$
 (4.39)

$$M'_{\Pi\Pi_{2}} \cdot \ddot{x}_{\Pi\Pi_{2}} + M_{\Pi\Pi_{2}} \cdot h \cdot \ddot{\varphi}_{\Pi\Pi_{2}} - k' (x_{\Pi\Pi_{1}} - x_{\Pi\Pi_{2}}) = 0, \qquad (4.40)$$

$$I_{\Pi\Pi_{2}} \cdot \ddot{\varphi}_{\Pi\Pi_{2}} + M_{\Pi\Pi_{2}} \cdot h \cdot \ddot{x}_{\Pi\Pi_{2}} - g \cdot \varphi_{\Pi\Pi_{2}} \cdot M_{\Pi\Pi_{2}} \cdot h =$$

$$= l \cdot F_{\Pi} \left(sign \dot{\mathcal{A}}_{1}^{\Pi\Pi_{2}} - sign \dot{\mathcal{A}}_{2}^{\Pi\Pi_{2}} \right) + l \left(k_{1} \cdot \dot{\mathcal{A}}_{1}^{\Pi\Pi_{2}} - k_{2} \cdot \dot{\mathcal{A}}_{2}^{\Pi\Pi_{2}} \right), \qquad (4.41)$$

$$M_{\Pi \pi_2} \cdot \ddot{z}_{\Pi \pi_2} = k_1 \cdot \underline{\mathcal{A}}_1^{\Pi \pi_2} + k_2 \cdot \underline{\mathcal{A}}_2^{\Pi \pi_2} - F_{TP} \left(sign \dot{\underline{\mathcal{A}}}_1^{\Pi \pi_2} + sign \dot{\underline{\mathcal{A}}}_2^{\Pi \pi_2} \right), \qquad (4.42)$$

$$m_i \cdot \ddot{x}_{_{III_2}} + (m_i \cdot z_{_{ci}}) \cdot \ddot{\phi}_{_{III_2}} = 0,$$
 (4.43)

$$I_{i} \cdot \ddot{\varphi}_{\Pi \Pi_{2}} + (m_{i} \cdot z_{ci}) \cdot \ddot{x}_{\Pi \Pi_{2}} - g \cdot (m_{i} \cdot z_{ci}) \cdot \varphi_{\Pi \Pi_{2}} = 0, \qquad (4.44)$$

$$m_i \cdot \ddot{z}_{_{III_2}} = 0,$$
 (4.45)

де

$$\Delta_1^i = z_{\Pi \Pi_i} - l \cdot \varphi_{\Pi \Pi_i}; \ \Delta_2^i = z_{\Pi \Pi_i} + l \cdot \varphi_{\Pi \Pi_i}$$
(4.46)

де $M'_{I\Pi_{i}}$ – маса-брутто *i*-ої секції ВПФ; $M_{\Pi\Pi_{i}}$ – маса несучої конструкції *i*-ої секції ВПФ; $I_{\Pi\Pi_{i}}$ – момент інерції *i*-ої секції ВПФ; P_{n} – величина повздовжньої сили, що діє на автозчеп; β – коефіцієнт в'язкого опору, що створюється концептом упряжного пристрою; l – половина бази секції ВПФ; F_{mp} – абсолютне значення сили сухого тертя в ресорному комплекті; k' – жорсткість зв'язку між секціями; k_{1} , k_{2} – жорсткість пружин ресорних комплектів візків ВПФ (візок моделі 18–100); m_{i} – маса контейнера; z_{ci} – висота центра ваги контейнера; l_{i} – момент інерції *i*-го контейнера; x_{i} , φ_{i} , z_{i} – координати, що визначають переміщення секцій ВПФ відносно відповідних осей.

Дослідження проведені в плоскій системі координат. Взаємодія секцій між собою імітувалася через пружний зв'язок. Поздовжнє навантаження, яке діє на несучу конструкцію ВПФ, прийнято рівним 2,5 МН [26, 27]. Початкові переміщення на швидкості прийняті рівними нулю. Розв'язання диференціальних рівнянь (4.34) – (4.45) здійснено в середовищі MathCad за методом Рунге-Кутта.

Результати розрахунку показали, що прискорення, які діють на несучу конструкцію першої з боку прикладення сили секцію ВПФ, складають 34,9 м/с², а на другу – 34,2 м/с² (рисунок 4.33). При цьому коефіцієнт в'язкого опору, що створюється концептом упряжного пристрою повинен бути не нижче за 70 кH/с·м. Отже з урахуванням використання концепту упряжного пристрою на ВПФ зчленованого типу стає можливим знизити його ДН майже на 10%. Розрахунки проведені і стосовно інших типів вагонів зчленованого типу з труб круглого перерізу. Чисельні значення прискорень наведені в таблиці 4.5, а також проілюстровані на рисунках 4.34 - 4.36.



Рисунок 4.33 – Прискорення, які діють на несучу конструкцію ВПФ зчленованого типу

а) перша з боку дії поздовжньої сили секція; б) друга з боку дії поздовжньої

сили секція

Тип вагону	Прискорення,	яке діє на	Прискорення	и, яке діє на
	першу з	боку	другу	з боку
	прикладення	сили	прикладення	сили
	секцію		секцію	
Напіввагон	28,3	3	27	,9
Критий вагон	25,7		25,2	
Вагон-хопер	28,5		28,1	

конструкції вагонів зчленованого типу з труб круглого перерізу

Таблиця 4.5 – Чисельні значення прискорень, які діють на несучі

a) б) 0 0 -5 -5 Прискорення, м/c² ⁶ ¹ ¹ Прискорення, м/c² -10 -15 -20 -25 -25 -30 -30 0 t, c 0 ŝ i ż ŝ á. i ż á 5 t, c



а) перша з боку дії поздовжньої сили секція;

б) друга з боку дії поздовжньої сили секція





а) перша з боку дії поздовжньої сили секція; б) друга з боку дії поздовжньої

сили секція



Рисунок 4.36 – Прискорення, які діють на несучу конструкцію вагона-хопера зчленованого типу

а) перша з боку дії поздовжньої сили секція;

б) друга з боку дії поздовжньої сили секція

Характер прискорень секцій при дії повздовжнього навантаження на вагон в початковий момент часу пояснюється тим, що перша секція сприймає удар через в'язкий зв'язок у концепті упряжного пристрою, а на другу секцію навантаження передається через пружний зв'язок, який імітує вузол зчленування секцій між собою.

Проведені дослідження підтверджують доцільність впровадження концепту упряжного пристрою на рухомому складі.

4.4 Особливості проектування контейнерів-цистерн з труб круглого перерізу

Для зменшення матеріалоємності каркасу КЦ пропонується замінити елементи несучої конструкції з труб прямокутного перерізу на труби з круглим перерізом. В якості базової моделі обрано КЦ ТК25, побудови ВАТ "Зареченский завод химического машиностроения" (рисунок 4.37). Зазначений КЦ має типорозмір за ISO – 1СС та призначений для транспортування: ПЗМ, бензину, дизпалива, мастила моторного, сожі, сольвенту нафтового, нефрасу, піноутворювача.

Обмеженнями оптимізаційної моделі є

1. Геометричні розміри фітинга;

2. Розрахункові навантаження мають бути меншими ніж допустимі

$$\sigma_{e\kappa e} < \sigma_T, \tag{4.47}$$

де $\sigma_{e\kappa e}$ – еквівалентні напруження в конструкції, МПа;

 σ_T – напруження плинності матеріалу, МПа.



Рисунок 4.37 – КЦ типорозміру 1СС

Діаметр вертикальної труби обраний виходячи з геометричних особливостей фітинга та дорівнює *D*=152 мм. Варіація відбувалася на основі зміни товщини стінки *S* труби. Товщина стінки труби змінювалася від 3 до 5,5 мм. Внутрішній діаметр труб змінювався в межах від 146,5 до 149 мм. Основні розміри, статичні характеристики та маса труб круглого перерізу, що розраховувалися взяті на підставі нормативного документу [31] та наведено у таблиці 4.6.

	• •	<u>سر</u> ،
1°	ΟΤΑΤΙΑΙΙ Ι ΥΑΝΑΚΤΕΝΙΟΤΙΚΗ ΤΑ ΜΑCA	M TOVO
$1 ao m \mu \Lambda + 0 = 1 o m \mu \mu$		

Розміри труби, мм		Площа попереч-	Статичні характеристики для осей <i>х</i> та у		Maca 1M
Зовнішній діаметр D	Товщина стінки S	ного перерізу <i>F</i> , см ²	Момент інерції перетину <i>I_{xy}</i> , см ⁴	Момент опору перетину W_{xy} , см ³	туби <i>М</i> , кг
152	3,0	14,04	389,87	51,30	11,02
	3,2	14,96	414,21	54,50	11,74
	3,5	16,33	450,35	59,26	12,82
	3,8	17,69	486,04	63,95	13,89
	4,0	18,60	509,59	67,05	14,60
	4,5	20,85	567,61	74,69	16,37
	5,0	23,09	624,43	82,16	18,13
	5,5	25,31	680,06	89,48	19,87

З метою оптимізації несучої конструкції КЦ побудовані просторові метамоделі за допомогою програми SolidWorks, розрахунок на міцність яких здійснений за МСЕ. При складанні СЕМ КЦ використані ІПТ, оптимальна кількість яких визначена за допомогою графоаналітичного методу. Максимальний розмір елементу сітки склав 485,68 мм, мінімальний – 97.14 мм. Кількість елементів сітки склала 169106, вузлів – 56121, співвідношення боків – 68,862, відсоток елементів з максимальне співвідношенням боків менше 3 склав 6,61, а більше 10 – 19,3. Результати проведених розрахунків наведені в таблиці 4.7.

Таблиця 4.7 – Результати розрахунків на міцність просторових моделей КЦ

Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінки, мм	Значення напружень, МПа	Maca, кг	Деформації	
152	3,0	318,32	1055,61	$1,701 \cdot 10^{-3}$	
	3,2	316,466	1061,69	$1,726 \cdot 10^{-3}$	
	3,5	315,482	1070,77	$1,758 \cdot 10^{-3}$	
	3,8	314,525	1057,39	$1,790.10^{-3}$	
	4,0	313,639	1063,38	$1,858\cdot10^{-3}$	
	4,5	311,555	1078,33	$1,927 \cdot 10^{-3}$	
	5,0	311,664	1093,17	1,948·10 ⁻³	
	5,5	310,8	1093,17	1,983·10 ⁻³	
	5,5 ¹⁾	316,374	1075,17	$1,868 \cdot 10^{-3}$	
1) труба круглого перерізу приймається за всією висотою вертикальної					
стійки КЦ					

При виборі діаметру труб круглого перерізу, з яких пропонується виготовлення каркасу КЦ, до уваги прийняті геометричні розміри фітингів [32]. Тому в якості базового елементу обрані труби з зовнішнім діаметром 152 мм.

З метою отримання оптимальної конструкції каркасу (конструкція з оптимальними геометричними параметрами перерізів впроваджуваних труб), проведені оптимізаційні дослідження у наступній послідовності: з'ясовано, що оптимізація буде проводитись за критерієм мінімальної матеріалоємності (*m*) при забезпеченні міцнісних умов (не перевищенні допустимих значень напружень (σ) та деформацій (*l*)); виходячи із конструкційних особливостей визначені межі варіювання змінних параметрів – зовнішнього діаметру труби (D) та товщини стінки (S); з'ясовано, що математичні моделі зміни показників *l*) описуються двухфакторними узагальненими математичними (*m*. σ. моделями [139], для визначення яких проведено дев'ять експериментів на основі відповідних просторових комп'ютерних моделей; визначені математичні моделі на базі яких побудовано допоміжний графік та з'ясовано оптимальні геометричні параметри труб.

На першепочатковому етапі було прийняте рішення використовувати трубу круглого перерізу за всією висотою вертикальної стійки КЦ (рисунок 4.38).



Рисунок 4.38 – Несуча конструкція КЦ з використання труби круглого перерізу за всією висотою вертикальної стійки

Результати розрахунку на міцність показали, що напруження у зоні взаємодії лапи та вертикальної стійки перевищують допустимі значення для

марки сталі металоконструкції КЦ. Тому при побудові просторової комп'ютерної моделі КЦ враховано, що вертикальна стійка круглого перерізу розміщується на спеціальній надбудові (рисунок 4.39).



Рисунок 4.39 – Просторова модель удосконаленої несучої конструкції КЦ

Тобто вузол защемлення лапи з вертикальною стійкою залишається незмінним. Діаметр труб укосів торцевих рам, а також поперечних балок обраний, виходячи з геометричних параметрів фітинга.

З використанням отриманих значень показників (*m*, *σ*, *l*) виконується їх апроксимація у вигляді поліномів другого ступеню

$$Y = f(x_{t_1}, x_{t_2}, x_{t_3}, x_{t_a}) = a_0 + a_1 x_{t_1} + a_2 x_{t_2} + a_3 x_{t_3} + a_4 x_{t_a} + a_{11} x_{t_1}^2 + a_{11} x_{t_1}^2 + a_{22} x_{t_2}^2 + a_{33} x_{t_3}^2 + a_{44} x_{t_a}^2 + a_{12} x_{t_1} x_{t_2} + a_{13} x_{t_1} x_{t_3} + a_{14} x_{t_1} x_{t_a} + a_{23} x_{t_2} x_{t_3} + a_{24} x_{t_2} x_{t_a} + (4.48) + a_{34} x_{t_3} x_{t_a}$$

де Y – показник, що контролюється;

*x*_{*t_a} – нормовані параметри;*</sub>

a_i – коефіцієнти УММ, числові значення яких визначаються шляхом розв'язку системи рівнянь за отриманими даними.

При складанні УММ використана методика, наведена в [139]. Визначення УММ та побудова допоміжного графіку до визначення оптимальних параметрів труб каркасу КЦ здійснювалося у середовищі програмного комплексу [136].

Отримані УММ мають вигляд

$$m = -(7,013E+04) + (9,243E+02)D + 542,416S - 3D^{2} + 2,048S^{2} - 3,6DS; \qquad (4.49)$$

$$s = 22383,3 - 286,18D - 181,77S + 0,928858D^{2} + 1,1853S^{2} + 1,1146DS; \qquad (4.50)$$

$$l = -0.4537 + 0.00591D + 0.0038S - 1.916D^{2} - (2.3E - 05)S^{2} - (2E - 05)DS; \quad (4.51)$$

де *D* – зовнішній діаметр труби, мм;

S – товщина стінки труби, мм;

m – маса конструкції, кг;

l – деформації в конструкції;

 σ – напруження в конструкції, МПа.

Перевірка адекватності математичних моделей (4.49 – 4.51) здійснювалася за величиною середньоквадратичних відхилень. При цьому величина середньоквадратичних відхилень визначалася за формулою (4.52).

Проведені розрахунки підтвердили працездатність отриманих УММ. При цьому величина середньоквадратичних відхилень не перевищує 3%.

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{j=1}^{m-k} (Y_j - Y_{jp})^2}{m-k}},$$
(4.52)

де k – кількість коефіцієнтів a_i УММ;

т – число режимів математичного плану.

Допоміжний графік до визначення оптимальних значень параметрів перерізу труби наведений на рисунку 4.40.



Рисунок 4.40 – Допоміжний графік до визначення оптимальних значень показників перерізу труби

На підставі проведених досліджень зроблений висновок, що оптимальною є труба з зовнішнім діаметром 152 мм та товщиною стінки 3 мм. Додатково правильність проведених розрахунків підтверджена результатами вирішення цього ж оптимізаційного завдання аналітичним методом.

Після визначення оптимальних значень геометричних параметрів впроваджуваних труб в розроблену просторову комп'ютерну геометричну модель, було проведено розрахунок на міцність.

Результати розрахунку на міцність несучої конструкції КЦ при співударянні, як найбільш несприятливого випадку навантаження його несучої конструкції в умовах експлуатації, наведені на рисунку 4.41.

При складанні розрахункової схеми враховані такі навантаження: у повздовжньому напрямку $P_{np} - 2g$; у поперечному напрямку $P_n - 1g$; у вертикальному напрямку $P_e - 2g$ (рисунок 4.41, а). Крім того, в розрахунковій схемі враховані реакції, які виникають у зонах взаємодії КЦ з фітинговими упорами ВПФ у вертикальному напрямку P_e^{ϕ} та у повздовжньому під час руху P_{z}^{ϕ} , а також тиск наливного вантажу на внутрішні стінки котла – P_p .

Допустимі напруження при співударянні з прискоренням 4g прийняті рівними межі плинності матеріалу конструкції (сталь марки 09Г2С).



Рисунок 4.41 – Розрахунок на міцність КЦ удосконаленої конструкції а) розрахункова схема; б) НС

При побудові розрахункової схеми КЦ закріплення здійснювалося у зонах його обпирання на фітингові упори ВПФ.

Обмеженнями моделі є відсутність сил тертя між фітинговими упорами ВПФ та зонами обпирання КЦ на нього, а також податливість вантажу відносно котла.

Максимальні еквівалентні напруження в несучій конструкції при цьому склали близько 310 МПа (рисунок 4.41, б), переміщення в вузлах – близько 6 мм, деформації – 1,8·10⁻³, тобто міцність несучої конструкції КЦ забезпечується.

При дослідженні міцності КЦ з урахуванням навантажень, які діють на нього під час штабелювання, враховано максимально допустиму кількість КЦ у штабелі для даного типу, що складає чотири яруси (рисунок 4.42).

При розрахунках на міцність несучої конструкції КЦ враховані такі навантаження: вертикальне на верхні кутові фітинги P_e^{ϕ} , вертикальна реакція в нижніх кутових фітингах P_p^{ϕ} , вертикально-статичне навантаження, зумовлене вагою брутто КЦ P_e , а також тиск наливного вантажу на котел P_p . Закріплення моделі здійснювалося за опорні частини нижніх кутових фітингів.



б)



Рисунок 4.42 – Розрахунок КЦ на міцність при штабелюванні а) розрахункова схема; б) НС

Максимальні еквівалентні напруження в несучій конструкції КЦ зафіксовані у вертикальних стійках каркасу та склали близько 180 МПа, що менші допустимих.

До уваги також прийнятий випадок навантаження КЦ за верхні кутові фітинги при здійсненні завантажувально-розвантажувальних операцій.

При складанні розрахункової схеми (рисунок 4.43, а) враховано такі навантаження: вертикально-статичне, обумовлене вагою брутто КЦ P_6 , тиск наливного вантажу на котел P_p , а також навантаження, які діють на верхні кутові фітинги від закріплювального стропа.

Оскільки строп закріплюється по відношенню до фітинга під деяким кутом, то навантаження, яке буде передаватися на фітинг розкладалося на дві складові – вертикальну P_{e}^{ϕ} , та горизонтальну – P_{e}^{ϕ} .

Закріплення моделі здійснювалося за верхні кутові фітинги в зонах взаємодії їх з гаками закріплювальних стропів. В якості схеми закріплення використовувалося жорстке защемлення.

a)

б)



Рисунок 4.43 – Розрахунок КЦ на міцність при підйомі за верхні кутові фітинги а) розрахункова схема; б) НС

Результати розрахунку наведені на рисунку 4.43, б). Максимальні еквівалентні напруження при цьому зафіксовані у верхніх кутових фітингах та склали 7,4 МПа.

Отже напруження в удосконаленій несучій конструкції КЦ при основних режимах експлуатаційних навантажень не перевищують допустимі.

З урахуванням заходів щодо удосконалення несучої конструкції КЦ стає можливим зменшити масу його каркасу на 40% у порівнянні з конструкцією прототипу, що дозволить досягти суттєвого економічного ефекту [6].

Для зменшення ДН несучої конструкції КЦ також є можливим впровадження в фітинги в'язких та пружно-в'язких зв'язків.

4.5 Висновки до розділу 4

1. Для ЛH зменшення вагонів В експлуатації запропоновано впровадження упряжного пристрою автозчепу. При цьому концепту здійснити виключення упряжних пристроїв автозчепів із пропонується конструкцій та перекласти їх функції по поглинанню енергії, яка виникає від дії експлуатаційних навантажень, на хребтову балку, а також верхні та нижні обв'язування бокових стін, які пропонується виконувати із труб круглого перерізу та заповнювати матеріалом з демпфуючими та антикорозійними властивостями.

Це дозволить знизити матеріалоємність вагону та, відповідно, підвищити його вантажопідйомність і навантажувальний об'єм кузова, а також подовжити безремонтний строк його експлуатації.

2. Сформовано математичну модель ДН вагона з урахуванням застосування концепту упряжного пристрою. Дослідження проведені у плоскій системі координат. Враховано, що вагон має три ступеня вільності: поступальні

у повздовжній та вертикальній площинах, а також кутову – у вертикальній площині.

Встановлено, що прискорення, яке діє на несучу конструкцію вагона, обладнаного концептом упряжного пристрою при маневровому співударянні нижче на 10% від величини прискорення, отриманого при типовій схемі сприйняття навантаження хребтовою балкою вагона.

Ефективність даного рішення досягається при значенні коефіцієнту в'язкого опору не вище 120 кН·с/м.

Сформовано комп'ютерну модель ДН вагона з урахуванням застосування концепту упряжного пристрою. Розрахунок здійснений за МСЕ в програмному комплексі CosmosWorks. Проведено перевірку адекватності розроблених моделей.

3. Для підвищення ефективності експлуатації вагонів пропонується створення на базі несучих конструкцій із труб круглого перерізу вагонів зчленованого типу.

Проведено математичне моделювання ДН вагонів зчленованого типу. Отримані прискорення враховано при розрахунках на міцність несучих конструкцій вагонів зчленованого типу. Встановлено, що максимальні еквівалентні напруження не перевищують нормативних.

4. Для зменшення ДН несучих конструкцій вагонів зчленованого типу запропоновано використання на них концепту упряжного пристрою. Для визначення ДН несучої конструкції вагону з урахуванням використання концепту упряжного пристрою сформовано математичну модель ДН при дії повздовжньої сили на передній упор (розтягнення – ривок). При цьому коефіцієнт в'язкого опору, що створюється концептом упряжного пристрою, повинен бути не нижче за 70 кН/с·м.

Встановлено, що з урахуванням використання концепту упряжного пристрою на вагонах зчленованого типу стає можливим знизити їх ДН майже на 10%.

5. Обгрунтовано використання труб круглого перерізу в якості несучих елементів каркаса КЦ. Встановлено, що з урахуванням запропонованих заходів стає можливим зменшити масу його каркасу на 40% у порівнянні з конструкцією прототипу.

Удосконалена контрукція КЦ розрахована на основні режими навантажень. Результати міцнісних розрахунків засвідчили доцільність прийнятих при проектуванні рішень.

Для зменшення ДН несучої конструкції КЦ також є можливим впровадження в фітинги в'язких та пружно-в'язких зв'язків.

РОЗДІЛ 5

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ВПРОВАДЖЕННЯ ПРИНЦИПІВ МУЛЬТИФУНКЦІОНАЛЬНОСТІ В НЕСУЧІ КОНСТРУКЦІЇ ВАГОНІВ

5.1 Теоретичне обґрунтування впровадження піноалюмінію в несучі конструкції залізничних вагонів

Для зменшення ДН вагона в експлуатації є можливим використання у якості енергопоглинаючого матеріалу піноалюмінію. Одним з найбільш раціональних варіантів використання піноалюмінію в вагонних конструкціях є впровадження його у якості наповнювача у складові вагонів, які мають замкнений переріз. Наприклад, несучі конструкції вагонів з труб круглого перерізу.

Розглянено ефективність впровадження піноалюмінію в хребтову балку напіввагона, як найбільш навантаженого елемента несучої конструкції (рисунок 5.1).



Рисунок 5.1 – Несуча конструкція напіввагона із труб круглого перерізу з використанням піноалюмінію у якості наповнювача хребтової балки

При цьому блоково-ієрархічна схема несучої конструкції напіввагона має вигляд, наведений на рисунку 5.2.



Рисунок 5.2 – Блоково-ієрархічна схема несучої конструкції напіввагона

Несуча конструкція вагона відноситься до І ієрархічного рівня формалізованого описання. Складові несучої конструкції відносяться до ІІ ієрархічного рівня: рама, кузов. Складові елементів ІІ рівня утворюють ІІІ рівень: хребтова балка, шворневі балки, кінцеві балки, проміжні балки, стіни бокові, стіни торцеві, кришки люків. До IV рівня відносяться: труба круглого перерізу та наповнювач.

Для визначення динамічних навантажень, які діють на кузов напіввагона при маневровому співударянні, як випадку найбільшої навантаженості несучої конструкції у експлуатації, використано математичну модель, розроблену проф. Богомазом Г. I. Однак дана модель доопрацьована для визначення прискорень, що сприймаються вагоном при дії повздовжньої сили удару.

Розрахункова схема вагона наведена на рисунку 5.3. При цьому піноалюміній розглянутий у вигляді пружного тіла з жорсткістю 100 кН/м.



Рисунок 5.3 – Розрахункова схема напіввагона при маневровому співударянні

$$M'_{\scriptscriptstyle B} \cdot \ddot{x}_{\scriptscriptstyle B} + M' \cdot \ddot{\phi}_{\scriptscriptstyle B} = S_{\scriptscriptstyle a} - c \cdot \dot{x}_{\scriptscriptstyle B}, \qquad (5.1)$$

$$I_{B} \cdot \ddot{\phi}_{B} + M' \cdot \ddot{x}_{B} - g \cdot \phi_{B} \cdot M' = l \cdot F_{TP} \left(sign \dot{\Delta}_{1} - sign \dot{\Delta}_{2} \right) + l \left(C_{1} - C_{2} \right), \tag{5.2}$$

$$M_B \cdot \ddot{z}_B = C_1 + C_2 - F_{TP} \left(sign \,\dot{\Delta}_1 + sign \,\dot{\Delta}_2 \right), \tag{5.3}$$

де

$$M'_{\scriptscriptstyle B} = M_{\scriptscriptstyle B} + 2 \cdot m_{\scriptscriptstyle T} + \frac{n \cdot I_{\scriptscriptstyle KII}}{r^2}; M' = M_{\scriptscriptstyle B} \cdot h; C_1 = k_1 \cdot \Delta_1; C_2 = k_2 \cdot \Delta_2;$$

 $\Delta_1 = z_{\scriptscriptstyle B} - l \cdot \varphi_{\scriptscriptstyle B}; \Delta_2 = z_{\scriptscriptstyle B} + l \cdot \varphi_{\scriptscriptstyle B},$

де M_{e} – маса несучої конструкції вагона; I_{e} – момент інерції вагона відносно повздовжньої осі; S_{a} – величина повздовжньої сили удару в автозчеп; c –

жорсткість піноалюмінію; m_T – маса візка; $I_{\kappa n}$ – момент інерції колісної пари; r – радіус середнєзношеного колеса; n – кількість осей візка; l – половина бази вагона; F_{mp} – абсолютне значення сили сухого тертя у ресорному комплекті; k_1 , k_2 – жорсткість пружин ресорного підвішування візків вагона; x_{e} , φ_{e} , z_{e} – координати, що відповідають, відповідно, повздовжньому, кутовому відносно поперечної осі та вертикальному переміщенню вагона.

Вхідними параметрами моделі є технічні характеристики вагону, а також величина повздовжньої сили удару в автозчеп. Розрахунок проведений для випадку повздовжньої навантаженості несучої конструкції напіввагона силою P = 3,5 MH [26, 27]. В якості прототипу обрано напіввагон моделі 12-757. Розв'язок математичної моделі здійснений в програмному комплексі MathCad. Початкові переміщення та швидкості покладені рівними нулю. Результати розрахунку наведені на рисунку 5.4.

Встановлено, що максимальні прискорення, які діють на несучу конструкцію напіввагона складають 35,7 м/с², що нижче на 3,5% у порівнянні з трубною конструкцією без наповнювача.



Рисунок 5.4 – Прискорення, які діють на несучу конструкцію напіввагона при маневровому співударянні

Для визначення міцності напіввагона при маневровому співударяння проведено розрахунок за МСЕ. При цьому в хребтову балку встановлювався циліндричний елемент, який має властивості піноалюмінія.

Оптимальна кількість елементів сітки визначена за графоаналітичним методом. У якості СЕ застосовані просторові ІПТ, оптимальна кількість елементів яких визначена за графоаналітичним методом. Кількість вузлів сітки склала 224220, елементів – 723496. Максимальний розмір елементу дорівнює 70 мм, мінімальний –14 мм. Мінімальна кількість елементів в колі склала 14, співвідношення збільшення розмірів елементів у сітці – 1,8. Максимальне співвідношення боків – 707,55, відсоток елементів зі співвідношенням боків менше 3 - 33,2, більше 10 - 12,8.

При складанні розрахункової схеми враховано, що на несучу конструкцію напіввагона діє вертикальне статичне навантаження P_s^{cm} , повздовжня сила P_{yo} на задній упор автозчепу, а також тиск насипного вантажу P_p на бокові та торцеві стіни (рисунок 5.5). Тиск розпору насипного вантажу розрахований за методикою, наведеною у [57]. В якості насипного вантажу прийняте кам'яне вугілля. Матеріал несучої конструкції вагона – сталь марки 09Г2С.



Рисунок 5.5 – Розрахункова схема напіввагона

Закріплення моделі здійснювалося в зонах обпирання на візки. Результати розрахунку наведені на рисунку 5.6.



Рисунок 5.6 – НС несучої конструкції напіввагона

Максимальні еквівалентні напруження виникають у нижній частині хребтової балки за заднім упором та складають близько 320 МПа. Максимальні переміщення зафіксовані в середній частині хребтової балки та склали 9,5 мм (рисунок 5.7).



Рисунок 5.7 – Переміщення в вузлах несучої конструкції напіввагона

Проведені розрахунки дозволили зробити висновок, що з урахуванням використання піноалюмінія, у якості наповнювача хребтової балки, максимальні еквівалентні напруження в несучій конструкції напіввагона зменшуються майже на 5%, а переміщення – на 12% у порівнянні з несучою конструкцією напіввагона з труб круглого перерізу без наповнювача. При цьому маса несучої конструкції напіввагона збільшується на 2,6 % у порівнянні з конструкцією без наповнювача (при щільності піноалюмінія 300 кг/м³).

Для визначення полів розподілення прискорень відносно несучої конструкції напіввагона за розробленою розрахунковою схемою (рисунок 5.5) проведено комп'ютерне моделювання. При цьому піноалюміній моделювався пружним елементом з жорсткістю 100 кН/м. Результати розрахунку наведені на рисунку 5.8.

Максимальні прискорення при цьому виникають у середній частині хребтової балки та складають близько 30 м/с². У бокових стінах максимальні прискорення склали близько 20 м/с² та зосереджені в їх середніх частинах. Найменша величина прискорень спостерігається у консольних частинах несучої конструкції напіввагона.

Для визначення власних частот коливань несучої конструкції напіввагона проведений модальний аналіз в програмному комплексі CosmosWorks. Результати розрахунку наведені в таблиці 5.1. Деякі форми коливань несучої конструкції напіввагона наведені на рисунку 5.9.

Проведені розрахунки показують, що значення власних частот коливань знаходяться в межах допустимих [26, 27], тобто є не меншими за 8 Гц.

Для визначення адекватності розроблених динамічних моделей використаний F-критерій. Вхідним параметром моделі є сила удару в автозчеп, а вихідним – прискорення, які діють на несучу конструкцію напіввагона. Результати розрахунку наведені на рисунку 5.10.



Рисунок 5.8 – Поля розподілення прискорень відносно несучої конструкції напіввагона з труб круглого перерізу а) вид зверху; б) вид знизу



Рисунок 5.9 – Форми коливань несучої конструкції напіввагона а) перша власна частота; б) друга власна частота; в) третя власна частота; г) четверта власна частота

Таблиця 5.1 – Власні частоти та періоди коливань несучої конструкції напіввагона

Форма коливань	Частота, Гц	Період, с
1	18,6	0,051
2	19,5	0,041
3	30,9	0,038
4	32,3	0,034
5	33,9	0,033
6	40,3	0,032
7	44,0	0,031
8	48,3	0,030
9	53,3	0,027
10	55,2	0,025

a) 1

247



Рисунок 5.10 – Прискорення, які діють на несучу конструкцію напіввагона при маневровому співударянні

При цьому дисперсія адекватності склала $S_{ad}^2 = 20,5$, а дисперсія відтворюваності $S_y^2 = 14,8$. Отже розрахункове значення критерію становить $F_p = 1,38$, що менше табличного значення критерію ($F_t=3,07$). Тобто гіпотеза про адекватність не заперечується.

Також розглянутий варіант заповнення піноалюмінієм всіх складових несучої конструкції напіввагона (рисунок 5.11). При цьому бокові стіни та торцеві двері виконані у вигляді зчленованих оболонок (рисунок 5.12).



Рисунок 5.11 – Несуча конструкція напіввагона з труб круглого перерізу, заповнених піноалюмінієм



Рисунок 5.12 – Складові несучої конструкції напіввагона з зчленованих оболонок

а) бокова стіна; б) торцева стіна

Блоково-ієрархічна схема несучої конструкції напіввагона має вигляд, наведений на рисунку 5.13.



Рисунок 5.13 – Блоково-ієрархічна схема несучої конструкції напіввагона

Несуча конструкція вагона відноситься до І ієрархічного рівня формалізованого описання. Складові несучої конструкції відносяться до ІІ ієрархічного рівня: рама, кузов. Складові елементів ІІ рівня утворюють ІІІ рівень: хребтова балка, шворневі балки, кінцеві балки, проміжні балки, бокові стіни, торцеві стіни, кришки люків. До IV рівня відносяться складові: труба круглого перерізу та наповнювач, зчленовані оболонки та їх наповнювачі.

Для визначення міцності несучої конструкції напіввагона з урахуванням запропонованих конструкційних рішень проведено розрахунок в середовищі програмного комплексу CosmosWorks. Розрахунок проведений за МСЕ. Оптимальна кількість елементів сітки визначена за графоаналітичним методом. У якості СЕ застосовані просторові ІПТ, оптимальна кількість елементів яких визначена за графоаналітичним методом. Кількість вузлів сітки склала 266693, елементів – 1173216. Максимальний розмір елементу дорівнює 70 мм, мінімальний –14 мм. Мінімальна кількість елементів в колі склала 13, співвідношення збільшення розмірів елементів у сітці – 1,8. Максимальне співвідношення боків – 596,61, відсоток елементів зі співвідношенням боків менше 3 - 61,4, більше 10 - 8,13.

При складанні розрахункової схеми враховано, що на несучу конструкцію напіввагона діє вертикальне статичне навантаження P_{g}^{cm} , повздовжня сила P_{yo} на задній упор автозчепу, а також тиск насипного вантажу P_{p} на бокові та торцеві стіни (рисунок 5.14).

В якості матеріалу несучої конструкції вагона застосована сталь марки 09Г2С. Закріплення моделі здійснювалося в зонах обпирання на ходові частини. Результати розрахунку наведені на рисунку 5.15.

Максимальні еквівалентні напруження виникають у нижній частині хребтової балки за задній упором та складають близько 315 МПа і не перевищують допустимі [26, 27] Максимальні переміщення зафіксовані в середній частині хребтової балки та склали 9,6 мм (рисунок 5.16). Максимальні деформації дорівнюють 1,17 · 10⁻².



Рисунок 5.14 – Розрахункова схема напіввагона



Рисунок 5.15 – НС несучої конструкції напіввагона

Проведені розрахунки дозволили зробити висновок, що з урахуванням використання піноалюмінія, у якості наповнювача хребтової балки, максимальні еквівалентні напруження в несучій конструкції напіввагона зменшуються майже на 8%, а переміщення – на 9% у порівнянні з несучою конструкцією напіввагона з труб круглого перерізу без наповнювача. При цьому маса несучої конструкції напіввагона збільшується на 24 % у порівнянні з конструкцією без наповнювача (при щільності піноалюмінію 300 кг/м³).



Рисунок 5.16 – Переміщення в вузлах несучої конструкції напіввагона

На рисунку 5.17 наведено порівняльний аналіз напружень, які діють у несучих конструкціях напіввагонів з труб круглого перерізу (I), труб круглого перерізу з наповнювачем (II) та труб круглого перерізу з боковими та торцевими стінами з зчленованих оболонок, заповнених наповнювачем (III).



Рисунок 5.17 – Напруження, які діють у складових несучих конструкцій напіввагонів з труб круглого перерізу
На підставі даних, наведених на рисунку 5.17, можна зробити висновок, що мінімальні напруження простежуються для III варіанту виконання несучої конструкції напіввагону. Проведені дослідження дозволяють стверджувати, що впровадження в несучі конструкції з труб круглого перерізу наповнювачів сприяє зниженню їх навантаженості в експлуатації.

Також в рамках дослідження проведений модальний аналіз несучої конструкції напіввагона з зчленованих оболонок, заповнених піноалюмінієм. При цьому використано розрахункову схему, наведену на рисунку 5.14. Розрахунок проведений в програмному комплексі CosmosWorks. Деякі форми власних коливань несучої конструкції напіввагона наведені на рисунку 5.18. Результати визначення власних частот коливань наведені в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2 – Власні частоти та періоди коливань несучої конструкції напіввагона

Форма коливань	Частота, Гц	Період, с
1	16,047	0,062
2	16,661	0,06
3	27,645	0,036
4	28,958	0,035
5	29,738	0,034
6	38,146	0,026
7	39,094	0,025
8	41,921	0,024
9	46,46	0,022
10	49,573	0,02



Рисунок 5.18 – Форми коливань несучої конструкції напіввагона (масштаб деформацій 20:1) а) перша власна частота; б) друга власна частота; в) третя власна частота; г) четверта власна частота

На підставі даних, наведених в таблиці 5.2, можна зробити висновок, що значення власних частот коливань знаходяться в межах допустимих [26, 27].

5.2 Теоретичне обґрунтування впровадження пружних елементів в несучі конструкції вагонів для підвищення втомної міцності в експлуатації

5.2.1 Теоретичне обгрунтування впровадження пружних елементів в несучу конструкцію напіввагона для підвищення втомної міцності в експлуатації

Для зменшення ДН, а також збільшення терміну експлуатації несучої конструкції напіввагона пропонується удосконалення хребтової балки, як найбільш навантаженого елемента рами. При цьому замість типової хребтової балки (рисунок 5.19, а), здійснюється використання балки з пружними

елементами. Хребтова балка напіввагона має П-подібний перетин, перекритий зверху горизонтальним листом на якому розміщується двотавр (рисунок 5.19, б).



Рисунок 5.19 – Переріз хребтової балки напіввагона а) типова хребтова балка; б) хребтова балка з пружними елементами

Несуча конструкція напіввагона з пружними елементами у хребтовій балці наведена на рисунку 5.20.



Рисунок 5.20 – Несуча конструкція напіввагона з пружними елементами у хребтовій балці

Пружні елементи при цьому розміщуються в зоні між задніми упорами автозчепів (рисунок 5.21). Тобто консольні частини рами ідентичні до вагону-

прототипу. Це дозволяє використовувати типовий автозчепний пристрій CA-3 на вагоні.



Рисунок 5.21 – Схема дії вертикального навантаження на хребтову балку напіввагона

*P*_{*e*} – вертикальне навантаження, яке діє на несучу конструкцію вагона;

 l_b – база вагона

Для визначення вертикальних прискорень несучої конструкції напіввагона з урахуванням запропонованих заходів проведено математичне моделювання. Дослідження проведені в площині *XZ*. Розрахункова схема напіввагона наведена на рисунок 5.22. При складанні рівнянь руху вагона враховано, що він рухається пружно-в'язкою колією. При цьому прийнято припущення, що реакції колії пропорційні як її деформації, так і швидкості цієї деформації [40].



Рисунок 5.22 – Розрахункова схема напіввагона

Диференціальні рівняння руху вагона мають вигляд:

$$M_{1} \cdot \ddot{q}_{1} + C_{1,1} \cdot q_{1} + C_{1,2} \cdot q_{2} + C_{1,3} \cdot q_{3} = -F_{TP} \cdot \left(sign(\dot{\delta}_{1}) + sign(\dot{\delta}_{2})\right), \quad (5.6)$$

$$M_{2} \cdot \ddot{q}_{2} + C_{2,1} \cdot q_{1} + C_{2,2} \cdot q_{2} + B_{2,2} \cdot \dot{q}_{2} = F_{TP} \cdot sign(\dot{\delta}_{1}) + k(\eta_{1} + \eta_{2}) + \beta(\dot{\eta}_{1} + \dot{\eta}_{2}), (5.7)$$

$$M_{_{3}} \cdot \ddot{q}_{_{3}} + C_{_{3,1}} \cdot q_{_{1}} + C_{_{3,3}} \cdot q_{_{3}} + B_{_{3,3}} \cdot \dot{q}_{_{3}} = F_{_{TP}} \cdot sign(\dot{\delta}_{_{2}}) + k(\eta_{_{3}} + \eta_{_{4}}) + \beta(\dot{\eta}_{_{3}} + \dot{\eta}_{_{4}}), \quad (5.8)$$

де M_i – інерційні коефіцієнти елементів коливальної системи (кузов вагона та дві ходові частини); C_{ij} – характеристики пружності елементів коливальної системи, які визначаються значеннями коефіцієнтів жорсткості пружин; B_{ij} – функція розсіювання; q_i – узагальнені координати, що відповідають поступальному переміщенню відносно вертикальної осі, відповідно, кузова вагона, першого та другого візків; k – жорсткість колії; β – коефіцієнт демпфірування; F_{TP} – сила абсолютного тертя у ресорному комплекті; δ_i – деформації пружних елементів ресорного підвішування; $\eta(t)$ – нерівності колії.

В рівняннях руху (5.6) – (5.8) прийнято

*Z*₁ ~ *q*₁ – координата, що характеризує поступальні переміщення кузова відносно вертикальної осі;

*Z*₂ ~ *q*₂ – координата, що характеризує поступальні переміщення першого візка за ходом руху відносно вертикальної осі;

*Z*₃ ~ *q*₃ – координата, що характеризує поступальні переміщення другого візка за ходом руху відносно вертикальної осі.

Прийнято, що вагон рухається стиковою нерівністю, яка описується періодичною функцією [40]

$$\eta(t) = \frac{h}{2} (1 - \cos \omega t), \qquad (5.9)$$

де h – глибина нерівності; ω – частота коливань, яка визначається за формулою $\omega = 2\pi V/L$ (V – швидкість руху вагона, L – довжина нерівності).

При цьому зв'язок кузова з ходовою частиною описувався як послідовне пружне з'єднання (рисунок 5.23)

$$C = \frac{k_{b} \cdot (k_{T} + k_{T})}{k_{b} + (k_{T} + k_{T})}.$$
(5.10)

де k_b – жорсткість пружних елементів, які розміщуються в хребтовій балці.



Рисунок 5.23 – Схема передачі навантаження від кузова вагона з пружними елементами в хребтовій балці на ходові частини

P^(*cm*) – вертикальне статичне навантаження

Розв'язок диференціальних рівнянь руху здійснений в програмному комплексі MathCad.

Матриця пружних коефіцієнтів має вигляд

$$C = \begin{vmatrix} 2k_{T} & -k_{T} & -k_{T} \\ -k_{T} & k_{T} + 2k & 0 \\ -k_{T} & 0 & k_{T} + 2k \end{vmatrix},$$
(5.11)

$$B = \begin{vmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2\beta_1 & 0 \\ 0 & 0 & 2\beta_1 \end{vmatrix}.$$
 (5.12)

Початкові переміщення та швидкості прийняті рівними нулю

$$Y0 = \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{vmatrix}$$
(5.13)

Розв'язок моделі в програмному комплексі MathCad визначався у вигляді

$$F(t,y) = \begin{bmatrix} y_{4} \\ y_{5} \\ y_{6} \\ \frac{-F_{TP} \cdot \left(sign(\dot{\delta}_{1}) + sign(\dot{\delta}_{2})\right) - C_{1,1} \cdot y_{1} - C_{1,2} \cdot y_{2} - C_{1,3} \cdot y_{3} \\ \frac{M_{1}}{M_{1}} \\ \frac{F_{TP} \cdot sign(\dot{\delta}_{1}) + k(\eta_{1} + \eta_{2}) + \beta(\dot{\eta}_{1} + \dot{\eta}_{2}) - C_{2,1} \cdot y_{1} - C_{2,2} \cdot y_{2} - B_{2,2} \cdot y_{5} \\ \frac{M_{2}}{M_{2}} \\ \frac{F_{TP} \cdot sign(\dot{\delta}_{2}) + k(\eta_{3} + \eta_{4}) + \beta(\dot{\eta}_{3} + \dot{\eta}_{4}) - C_{3,1} \cdot y_{1} - C_{3,3} \cdot y_{3} - B_{3,3} \cdot y_{6} \\ \frac{M_{3}}{M_{3}} \end{bmatrix}, \quad (5.14)$$

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

При цьому $y_1 = q_1, y_2 = q_2, y_3 = q_3,$

$$y_4 = \dot{y}_1, y_5 = \dot{y}_2, y_6 = \dot{y}_3.$$

Узагальнені прискорення обчислювалися в масиві $ddq_{j,i}$

$$ddq_{j,1} = \frac{-F_{TP} \cdot \left(sign(\dot{\delta}_{1}) + sign(\dot{\delta}_{2})\right) - C_{1,1} \cdot y_{1} - C_{1,2} \cdot y_{2} - C_{1,3} \cdot y_{3}}{M_{1}}, \qquad (5.15)$$

$$ddq_{j,2} = \frac{F_{TP} \cdot sign(\dot{\delta}_{1}) + k(\eta_{1} + \eta_{2}) + \beta(\dot{\eta}_{1} + \dot{\eta}_{2}) - C_{2,1} \cdot y_{1} - C_{2,2} \cdot y_{2} - B_{2,2} \cdot y_{5}}{M_{2}},$$
(5.16)

$$ddq_{j,3} = \frac{F_{TP} \cdot sign(\dot{\delta}_{2}) + k(\eta_{1} + \eta_{2}) + \beta(\dot{\eta}_{1} + \dot{\eta}_{2}) - C_{3,1} \cdot y_{1} - C_{3,3} \cdot y_{3} - B_{3,3} \cdot y_{6}}{M_{3}}.$$
 (5.17)

Результати розрахунку наведені на рисунках 5.24, 5.25.

Максимальне вертикальне прискорення кузова у порожньому стані складає близько 1,8 м/с² (0,18g), а візків — близько 9,0 м/с² (0,9g). На підставі проведених розрахунків можна зробити висновок, що хід вагона оцінюється як "відмінний" [26, 27].

При цьому використання хребтової балки з пружними елементами дозволяє зменшити ДН вагона у порівнянні з вагоном-прототипом майже на 25%.



Рисунок 5.24 – Прискорення кузова напіввагона в центрі мас



Рисунок 5.25 – Прискорення візків

Для визначення міцності несучої конструкції напіввагона проведений розрахунок за МСЕ. СЕМ несучої конструкції напіввагона наведено на рисунку 5.26. В якості СЕ використовувалися просторові ІПТ.

Для визначення оптимальної кількості СЕ застосований графоаналітичний метод. Кількість вузлів моделі склала 75031, елементів – 237913. Максимальний розмір елементу склав 120 мм, а мінімальний – 24 мм. Відсоток елементів з співвідношенням боків менше трьох – 4,9, більше десяти – 55,1. Мінімальна кількість елементів в колі склала 9, співвідношення збільшення розміру елементів – 1,7. Матеріал несучої конструкції напіввагона – сталь марки 09Г2С.

Розрахункова схема несучої конструкції напіввагона наведена на рисунку 5.27. При складанні розрахункової схеми враховано, що на несучу конструкцію напіввагона діє вертикальне статичне навантаження P_{6}^{cm} від ваги вантажу (кам'яне вугілля). Також враховано, що на бокові та торцеві стіни діє тиск розпору P_{p} .



Рисунок 5.26 – СЕМ несучої конструкції напіввагона



Рисунок 5.27 – Розрахункова схема несучої конструкції напіввагона

Чисельне значення тиску розпору визначено за методикою, наведеною у [57]. При цьому жорсткість пружних елементів приймалася в діапазоні від 6000 кН/м до 8000 кН/м. Закріплення моделі здійснювалося в зонах обпирання кузова на ходові частини. Результати розрахунку наведені нижче.

Максимальні еквівалентні напруження при цьому виникають у горизонтальному листі хребтової балки та складають 136,0 МПа. Максимальні переміщення виникають у середній частині хребтової балки та дорівнюють 3,8 мм. Тобто міцність несучої конструкції напіввагона забезпечується [26, 27].

		von Mises (N/m^2)
		1.360e + 008
	-	1.247e + 008
	-	1.133e + 008
	-	1.020e + 008
	-	9.067e + 007
	-	7.934e + 007
		6.801e + 007
	-	5.668e + 007
	-	4.536e + 007
	-	3.403e + 007
	-	2.270e + 007
		1.137e + 007
		$1.086e \pm 001$

Рисунок 5.28 – НС несучої конструкції напіввагона



Рисунок 5.29 – Переміщення в вузлах несучої конструкції напіввагона

В таблиці 5.3 наведений порівняльний аналіз основних показників міцності несучих конструкцій типового напіввагона та удосконаленого.

Таблиця 5.3 – Порівняльний аналіз основних показників міцності несучих конструкцій типового напіввагона та удосконаленого

Показник	Типова	Удосконалена	Відсоток
	конструкція	конструкція	розбіжності
Напруження, МПа	170,0	136,0	20,0
Переміщення, мм	4,3	3,8	12,0

Також в рамках дослідження визначено власні частоти коливань несучої конструкції удосконаленого напіввагона. Розрахунок проведений в програмному комплексі CosmosWorks з використанням розрахункової схеми 5.27. Результати розрахунку наведені в таблиці 5.4.

Таблиця 5.4 – Чисельні значення власних частот коливань несучої конструкції напіввагона

Мода	Частота, Гц	Мода	Частота, Гц
1	18,311	8	50,109
2	26,03	9	59,249
3	30,674	10	67,005
4	41,701	11	71,995
5	44,689	12	72,71
6	46,693	13	78,045
7	49,274	14	78,457

На підставі проведених розрахунків можна зробити висновок, що значення власних частот коливань несучої конструкції напіввагона знаходяться в межах допустимих. Для визначення втомної міцності несучої конструкції напіввагона проведено розрахунок за результатами реалізованого статичного аналізу. Розрахунок на втому здійснений в лінійному вигляді, коли накопичення напружень діагностується. Теорія накопичення пошкоджень передбачає, що цикл напружень зі змінним напруженням вище межі втоми викликає пошкодження. Загальне пошкодження, дорівнює сумі пошкоджень, викликаних окремими циклами напружень [2]. База випробувань при цьому склала 10⁷. Визначено найбільш пошкоджуваний елемент несучої конструкції напіввагона – горизонтальний лист хребтової балки (рисунок 5.30).



Рисунок 5.30 – Найбільш навантажені зони несучої конструкції напіввагона

Разом з цим втомна міцність несучої конструкції напіввагона забезпечується.

Для визначення проектного строку служби напіввагона використана методика проф. Устича П. А. [133]. Проведені розрахунки показали, що проектний строк служби вище на 20% за строк служби вагону-прототипу. Важливо зазначити, що отримана величина проектного строку служби повинна бути уточнена з урахуванням додаткових експериментальних досліджень.

5.2.2 Теоретичне обґрунтування впровадження пружних елементів в несучу конструкцію вагона-платформи для підвищення втомної міцності в експлуатації

Для зменшення ДН несучої конструкції ВПФ та підвищення втомної міцності при експлуатаційних режимах пропонується впровадження пружних елементів. Розміщення пружних елементів передбачається у повздовжніх балках рами. Для цього пропонується заміна їх на балки П-подібного профілю (рисунок 5.31).



Рисунок 5.31 – Переріз основної повздовжньої балки рами 1 – П-подібний профіль; 2 – горизонтальна планка; 3 – пружний елемент

Блоково-ієрархічна схема несучої конструкції ВПФ має вигляд, наведений на рисунку 5.32.

Несуча конструкція ВПФ (рама) відноситься до І ієрархічного рівня формалізованого описання. Складові несучої конструкції відносяться до ІІ ієрархічного рівня: підрамник, бокові балки, кінцеві балки, проміжні балки, додаткові проміжні балки, діагональні розкоси. Складові елементів ІІ рівня утворюють ІІІ рівень: П-подібний профіль, горизонтальний лист та пружні елементи.

Дослідження проведені стосовно ВПФ моделі 13-4024. Для цього створено його просторову модель в програмному комплексі SolidWorks (рисунок 5.33).





a)

б)



Рисунок 5.33 – Просторова модель удосконаленої несучої конструкції ВПФ а) вид зверху; б) вид знизу

Переріз основної повздовжньої балки з пружними елементами всередині показаний на рисунок 5.34.



Рисунок 5.34 – Несуча конструкція ВПФ з пружними елементами у повздовжній балці

При цьому фітингові упори розміщуються на горизонтальній планці повздовжньої балки.

Для визначення ДН несучої конструкції вагона з урахуванням запропонованих заходів проведено математичне моделювання. Дослідження здійснені в площині XZ. Розрахункова схема вагона наведена на рисунку 5.35.





Рисунок 5.35 – Розрахункова схема ВПФ

При складанні рівнянь руху вагона враховано, що він рухається пружнов'язкою колією у порожньому стані [40]. При складанні моделі не враховані сили тертя, які виникають між складовими повздовжньої балки при вертикальних коливаннях ВПФ. Переміщення вагона описуються рівняннями (5.6) – (5.8).

Вхідними параметрами моделі є технічні характеристики несучої конструкції ВПФ, ресорного підвішування, а також збурюючої дії. При проведенні розрахунків враховувалися параметри ресорного підвішування візка моделі 18-100.

Розв'язок математичної моделі здійснений в програмному комплексі MathCad. Для цього модель зведена до нормальної форми Коші, а після цього вона інтегрувалася за методом Рунге-Кутта.



Отримані результати наведені на рисунках 5.36, 5.37.

Рисунок 5.36 – Прискорення несучої конструкції в центрі мас

Максимальне вертикальне прискорення несучої конструкції ВПФ у порожньому стані складає близько 2,0 м/с² (0,2g), а візків – близько 8,29 м/с² (0,8g). При цьому загальна жорсткість з'єднання повинна знаходитися в діапазоні 5000 – 6000 кН/м. Отже з урахуванням запропонованого рішення стає можливим знизити вертикальні прискорення, які діють на несучу конструкцію

ВПФ на 15%. Хід вагона оцінюється як "відмінний" [26, 27].



Рисунок 5.37 – Прискорення візків

Для визначення основних показників міцності несучої конструкції ВП Φ з пружними елементами в повздовжніх балках проведено розрахунок за МСЕ в програмному комплексі CosmosWorks. CEM несучої конструкції ВП Φ наведено на рисунку 5.38.



Рисунок 5.38 – СЕМ несучої конструкції ВПФ

В якості СЕ використовувалися просторові ІПТ. Для визначення оптимальної кількості елементів сітки застосований графоаналітичний метод. Кількість вузлів сітки склала 364279, елементів – 1165256. Максимальний

розмір елементу склав 30 мм, а мінімальний – 6 мм. Відсоток елементів з співвідношенням боків менше трьох – 87,4, більше десяти – 0,0402. Мінімальна кількість елементів в колі склала 10, співвідношення збільшення розміру елементів – 1,8. Матеріал несучої конструкції вагона – сталь марки 09Г2С.

Розрахункова схема несучої конструкції ВПФ наведена на рисунку 5.39. При складанні розрахункової схеми враховано, що несуча конструкція ВПФ завантажена чотирма контейнерами типорозміру 1СС. Отже в зонах обпирання контейнерів на несучу конструкцію ВПФ прикладалося вертикальне навантаження P_{6}^{cm} . Закріплення моделі здійснювалося в зонах її обпирання на ходові частини.



Рисунок 5.39 – Розрахункова схема несучої конструкції ВПФ

Результати розрахунку на міцність несучої конструкції ВПФ наведені на рисунках 5.40, 5.41.

Максимальні еквівалентні напруження при цьому виникають у зоні взаємодії шворневої балки з розкосами та складають 254,0 МПа. Максимальні переміщення виникають у середній частині повздовжніх балок та дорівнюють 12,6 мм. Тобто міцність несучої конструкції ВПФ забезпечується [26, 27].

За розробленою розрахунковою схемою (рисунок 5.39) проведений розрахунок на втому несучої конструкції ВПФ. При цьому база випробувань склала 10⁷ циклів. Крива втоми отримана на підставі модуля пружності сталі марки 09Г2С за допомогою опцій програмного забезпечення CosmosWorks. Дослідження на втому проводилися на підставі попередньо проведених

розрахунків на статичну міцність з послідуючим урахуванням циклічності навантаження.



Рисунок 5.40 – НС несучої конструкції ВПФ

	URES (mm)
	1.257e + 001
	-1.153e + 001
	-1.048e + 001
	-9.430e+000
	-8.382e+000
	-7.335e+000
	-6.287e+000
	-5.239e + 000
	-4.191e + 000
	-3.143e + 000
	$2.096e \pm 0.00$
	$1.048e \pm 000$
	1.0400 + 000
-	-0.00000000000000000000000000000000000

Рисунок 5.41 – Переміщення в вузлах несучої конструкції ВПФ

Проведені дослідження дозволили визначити найбільш навантажені зони несучої конструкції ВПФ (рисунок 5.42). До них відносяться зони взаємодії шворневих балок з розкосами, а також середні частини повздовжніх балок.



Рисунок 5.42 – Найбільш навантажені зони несучої конструкції ВПФ

Також за результатами розрахунків визначний індикатор біаксіальності несучої конструкції ВПФ (рисунок 5.43). Цей показник характеризує відношення мінімального напруження в несучій конструкції ВПФ до максимального.

Проведені розрахунки дозволили зробити висновок, що втомна міцність несучої конструкції ВПФ при завданій базі випробувань забезпечується. При цьому втомна міцність несучої конструкції збільшується на 16% у порівнянні з типовою конструкцією.

За розрахунковою схемою, наведеною на рисунку 5.39 визначено значення власних частот коливань несучої конструкції ВПФ. Результати розрахунку наведені в таблиці 5.5.

За даними, наведеними в таблиці 5.5, можна зробити висновок, що значення власних частот коливань знаходяться в межах допустимих. Перша власна частота коливань має значення більше 8 Гц [26, 27].



Рисунок 5.43 – Індикатор біаксіальності несучої конструкції ВПФ

Результати розрахунку проектного строку служби несучої конструкції вагона-платформи показали, що його значення вище на 20% за строк служби вагону-прототипу. Важливо зазначити, що отримана величина проектного строку служби повинна бути уточнена з урахуванням додаткових експериментальних досліджень.

Для визначення ДН ВПФ з пружними елементами в несучій конструкції, завантаженого контейнерами, сформовано математичну модель. Дослідження проведені в плоскій системі координат – площині XZ. Розрахункова схема наведена на рисунку 5.44.

При цьому ВПФ розглядається як система з трьох твердих тіл: рами та двох візків моделі 18-100 з ресорними комплектами, які мають жорсткість і коефіцієнт відносного тертя.

Припущення та обмеження до математичної моделі ідентичні до вищерозглянутих, які використані при дослідженні ДН ВПФ з пружними елементами в основних повздовжніх балках рами, який рухається у порожньому стані.

Мода	Значення частоти	
	Гц	Рад/с
1	13,042	81,95
2	15,295	96,102
3	19,019	119,5
4	26,184	164,52
5	27,047	169,94
6	29,686	186,52
7	30,868	193,95
8	42,675	268,14
9	42,93	269,73
10	44,48	279,47

Таблиця 5.5 – Значення власних частот коливань несучої конструкції ВПФ



Рисунок 5.44 – Розрахункова схема ВПФ, завантаженого контейнерами

Взаємодія контейнерів з ВПФ описувалася через пружний зв'язок з коефіцієнтом жорсткості k_k .

Диференціальні рівняння руху ВПФ з контейнерами мають вигляд

$$M_{1} \cdot \ddot{q}_{1} + C_{1,1} \cdot q_{1} + C_{1,2} \cdot q_{2} + C_{1,3} \cdot q_{3} = -F_{TP} \cdot \left(sign(\dot{\delta}_{1}) + sign(\dot{\delta}_{2})\right) + \sum_{i=1}^{4} F_{z}, \quad (5.18)$$

$$M_{2} \cdot \ddot{q}_{2} + C_{2,1} \cdot q_{1} + C_{2,2} \cdot q_{2} + B_{2,2} \cdot \dot{q}_{2} = F_{TP} \cdot sign(\dot{\delta}_{1}) + k(\eta_{1} + \eta_{2}) + \beta(\dot{\eta}_{1} + \dot{\eta}_{2}),$$
(5.19)

$$M_{_{3}} \cdot \ddot{q}_{_{3}} + C_{_{3,1}} \cdot q_{_{1}} + C_{_{3,3}} \cdot q_{_{3}} + B_{_{3,3}} \cdot \dot{q}_{_{3}} = F_{_{TP}} \cdot sign(\dot{\delta}_{_{2}}) + k(\eta_{_{3}} + \eta_{_{4}}) + \beta(\dot{\eta}_{_{3}} + \dot{\eta}_{_{4}}),$$
(5.20)

$$M_4 \cdot \ddot{q}_4 = F_z + M_4 \cdot g, \qquad (5.21)$$

$$F_{z} = -k_{k} (q_{1} - q_{4}), \qquad (5.22)$$

де M_1 – маса несучої конструкції ВПФ; M_2 , M_3 – маса, відповідно, першого та другого за ходом руху візків; M_4 – маса контейнера; C_{ij} – характеристики пружності елементів коливальної системи, які визначаються значеннями коефіцієнтів жорсткості пружин; k_k – жорсткість пружного зв'язку, який моделює взаємодію контейнера з фітинговими упорами ВПФ; B_{ij} – функція розсіювання; k – жорсткість колії; β – коефіцієнт демпфірування; F_{TP} – сила абсолютного тертя у ресорному комплекті; δ_i – деформації пружних елементів ресорного підвішування; $\eta(t)$ – нерівність колії.

Вхідними параметрами моделі є технічні характеристики несучої конструкції ВПФ, ресорного підвішування, а також збурюючої дії. Зв'язок кузова з ходовою частиною описувався як послідовне пружне з'єднання.

Для визначення жорсткості пружного зв'язку між контейнером та фітинговими упорами побудовано просторову модель фітингового упору та проведено розрахунок на міцність за МСЕ в програмному комплексі SolidWorks Simulation (CosmosWorks), (рисунок 5.45). При складанні розрахункової схеми враховано вертикальне статичне навантаження P_6 , яке діє на фітинговий упор через фітинг контейнера (рисунок 5.46). Закріплення моделі здійснювалося в зоні взаємодії фітингового упору з рамою ВПФ.



Рисунок 5.45 – Просторова модель фітингового упору



Рисунок 5.46 – Розрахункова схема фітингового упора

В якості СЕ використовувалися просторові ІПТ. Для визначення оптимальної кількості СЕ застосований графоаналітичний метод. Кількість вузлів сітки склала 14721, елементів – 72230. Максимальний розмір елементу склав 4,86 мм, а мінімальний – 1,62 мм. Відсоток елементів з співвідношенням боків менше трьох – 87,4, більше десяти – 0,0402. Мінімальна кількість елементів в колі склала 8, співвідношення збільшення розміру елементів – 1,5. Матеріал несучої конструкції – сталь марки 09Г2С. На підставі проведених розрахунків визначені переміщення в фітинговому упорі (рисунок 5.47).



Рисунок 5.47 – Переміщення в фітинговому упорі

Використовуючи відому залежність $k_k = P/f$, де P – сила, що діє на фітинговий упор ($P \sim P_s$), f – прогин під дією сили P, визначено жорсткість зв'язку між контейнером та фітинговим упором. При цьому k_k склало 9,7 $\cdot 10^8$ кН/м.

Розв'язок математичної моделі (5.18) – (5.21) здійснений в програмному комплексі MathCad. Для цього модель зводилася до нормальної форми Коші, а після цього інтегрувалася за методом Рунге-Кутта. Отримані результати наведені на рисунку 5.48.

Отже, максимальне прискорення, яке діє на ВПФ склало близько 2,0 м/с² (рисунок 5.48). Проведені розрахунки показують, що прискорення несучої конструкції ВПФ не перевищують допустимі за умови забезпечення безпеки руху.

Для визначення полів розподілення прискорень, відносно несучих конструкцій ВПФ та контейнерів проведено комп'ютерне моделювання ДН. Розрахунок проведений в програмному комплексі SolidWorks Simulation (CosmosWorks) за MCE.



Рисунок 5.48 – Прискорення ВПФ

СЕМ несучої конструкції ВПФ з контейнерами наведено на рисунку 5.49. В якості СЕ використовувалися просторові ІПТ. Для визначення оптимальної кількості елементів сітки застосований графоаналітичний метод. Кількість вузлів сітки склала 107506, елементів – 320403. Максимальний розмір елементу склав 100 мм, а мінімальний – 20 мм. Відсоток елементів з співвідношенням боків менше трьох – 6,07, більше десяти – 70,5. Мінімальна кількість елементів в колі склала 9, співвідношення збільшення розміру елементів – 1,8. Матеріал несучої конструкції – сталь марки 09Г2С.

При складанні розрахункової схеми враховано, що на несучу конструкцію ВПФ діє вертикальне навантаження P_k , а на фітинги контейнерів – реакції від цих навантажень (рисунок 5.50).

В основні повздовжні балки рами ВПФ та між рамою та опорними елементами, що імітують п'ятники візків, встановлювалися пружні елементи (рисунок 5.51).

На підставі проведених розрахунків отримані прискорення, які діють на несучу конструкцію ВПФ та контейнери (рисунок 5.52).



Рисунок 5.49 – СЕМ несучої конструкції ВПФ, завантаженого контейнерами



Рисунок 5.50 – Розрахункова схема несучої конструкції ВПФ з контейнерами



Рисунок 5.51 – Моделювання зв'язку між п'ятником та підп'ятником



Рисунок 5.52 – Прискорення, які діють на несучу конструкцію ВПФ з контейнерами

Проведені розрахунки дозволили встановити, що максимальні прискорення зосереджені в середній частині несучої конструкції ВПФ та складають близько 1,9 м/с². Розбіжність між результатами математичного та комп'ютерного моделювання склала близько 7%.

Використання пружних елементів в несучій конструкції ВПФ сприяє зменшенню вертикальних прискорень, які діють на нього, майже на 15% у порівнянні з вагоном-прототипом, а отже і покращенню втомної міцності.

5.2.3 Теоретичне обґрунтування впровадження пружних елементів в несучу конструкцію критого вагона для підвищення втомної міцності в експлуатації

Для зменшення ДН несучої конструкції критого вагона та підвищення втомної міцності при експлуатаційних режимах пропонується впровадження пружних елементів. Розміщення пружних елементів передбачається у хребтовій балці за її довжиною між задніми упорами автозчепів. Для цього пропонується заміна її на балку П-подібного профілю (рисунок 5.53).



Рисунок 5.53 – Переріз основної повздовжньої балки рами критого вагона 1 – П-подібний профіль; 2 – горизонтальна планка; 3 – пружний елемент

Дослідження проведені стосовно критого вагона моделі 11-217. Створення просторової моделі несучої конструкції критого вагона здійснено в програмному комплексі SolidWorks (рисунок 5.54).

a)



Рисунок 5.54 – Просторова модель удосконаленої несучої конструкції критого вагона

а) вид збоку; б) вид знизу

б)

Розміщення пружних елементів в хребтовій балці вагону наведено на рисунку 5.55.



Рисунок 5.55 – Несуча конструкція критого вагона з пружними елементами у хребтовій балці

Для визначення ДН несучої конструкції критого вагона з урахуванням запропонованих заходів проведено математичне моделювання. Дослідження проведені в площині XZ. Розрахункова схема критого вагона наведена на рисунку 5.56.



Рисунок 5.56 – Розрахункова схема критого вагона

Враховано, що переміщення вагона описуються рівняннями (5.6) – (5.8). Отримані результати наведені на рисунках 5.57, 5.58.



Рисунок 5.57 – Прискорення несучої конструкції в центрі мас



Рисунок 5.58 – Прискорення візків

Максимальне вертикальне прискорення несучої конструкції критого вагона у порожньому стані складає близько 1,57 м/с² (0,16g), а візків – близько 8,3 м/с² (0,8g). З урахуванням запропонованого рішення стає можливим знизити вертикальні прискорення, які діють на несучу конструкцію вагона майже на 20%. Хід вагона оцінюється як "відмінний" [26, 27].

Для визначення основних показників міцності несучої конструкції

критого вагона з пружними елементами в хребтовій балці проведено розрахунок за МСЕ в середовищі програмного комплексу CosmosWorks. СЕМ несучої конструкції критого вагона наведено на рисунку 5.59. В якості СЕ використовувалися просторові ІПТ. Для визначення оптимальної кількості елементів сітки застосований графоаналітичний метод. Кількість вузлів сітки склала 234833, елементів – 667471. Максимальний розмір елементу склав 100 мм, а мінімальний – 20 мм. Відсоток елементів з співвідношенням боків менше трьох – 6,81, більше десяти – 51,1. Мінімальна кількість елементів в колі склала 22, співвідношення збільшення розміру елементів – 1,8. Матеріал несучої конструкції вагона – сталь марки 09Г2С.



Рисунок 5.59 – СЕМ несучої конструкції критого вагона

Розрахункова схема несучої конструкції критого вагона наведена на рисунку 5.60. При складанні розрахункової схеми враховано, що на несучу конструкцію діє вертикальне статичне навантаження P_s^{cm} з урахуванням використання повної вантажопідйомності умовним вантажем. Закріплення моделі здійснювалося в зонах обпирання кузова на ходові частини.

Результати розрахунку на міцність несучої конструкції критого вагона наведені на рисунках 5.61, 5.62.



Рисунок 5.60 – Розрахункова схема несучої конструкції критого вагона

Максимальні еквівалентні напруження при цьому виникають у зоні взаємодії шворневої балки з хребтовою та складають 137,4 МПа (рисунок 5.61). Максимальні переміщення виникають у середній частині хребтової балки та дорівнюють 1,2 мм (рисунок 5.62). Отже міцність несучої конструкції критого вагона забезпечується [26, 27].



Рисунок 5.61 – НС несучої конструкції критого вагона

За розробленою розрахунковою схемою (рисунок 5.60) проведений розрахунок на втому несучої конструкції критого вагона. Встановлено, що



втомна міцність несучої конструкції критого вагона забезпечується.

Рисунок 5.62 – Переміщення в вузлах несучої конструкції критого вагона

Результати розрахунку проектного строку служби несучої конструкції критого вагона показали, що його значення вище на 20% за строк служби вагону-прототипу. Важливо зазначити, що отримана величина проектного строку служби повинна бути уточнена з урахуванням додаткових експериментальних досліджень.

5.3 Розрахунок економічного ефекту від впровадження запропонованих заходів

Економічний ефект впровадження заходу визначається згідно з умовами використання його за розрахунковий період (10 років). Сукупний економічний ефект визначається як сума річних економічних ефектів за розрахунковий період з обов'язковим врахуванням фактору часу за формулою [6]

$$E_T = P_T - \mathcal{Z}_T, \tag{5.23}$$

де E_T – економічний ефект впровадження за розрахунковий період;

P_T – вартісна оцінка результатів на здійснення заходу за розрахунковий період;

3_т – вартісна оцінка затрат на здійснення заходу за розрахунковий період.

Визначення економічного ефекту виконується при умові обов'язкового приведення різночасних вартісних оцінок результатів та витрат до єдиного для всіх варіантів реалізації заходу НТП моменту часу розрахункового року.

Приведення різночасних результатів та витрат всіх років періоду реалізації заходу до розрахункового року здійснюється множенням їх вартісної оцінки за кожний рік на коефіцієнт приведення з урахуванням інфляційного прогнозу

$$\alpha_{t} = \frac{\left(1 + E_{n}\right)^{t_{p} - t_{n}}}{\left[\left(1 + E_{n}\right) \cdot \left(1 + I\right) \cdot \left(1 + R\right)\right]^{t_{p} - t_{\kappa}}},$$
(5.24)

де E_n – річний відсоток по депозитним вкладам;

I – середньорічний темп інфляції, що прогнозується в період здійснення проекту;

R – ризики;

*t*_{*p*}-розрахунковий рік;

*t*_к – рік, який розглядається.

Для визначення економічного ефекту необхідно визначити собівартість ремонту несучих конструкцій вагонів. Собівартість ремонту знаходиться як сума витрат на матеріали, заробітну плату, загально-господарчі та адміністративні витрати [67].
Витрати на матеріали, які використовуються при ремонті вагонів наведено в таблиці 5.6. Витрати матеріалів, які використовуються на заходи щодо удосконалення зведені до таблиці 5.7.

Таблиця 5.6 – Витрати на матеріали, які використовуються при ремонті

Найменування	Витрати, грн.
1 Дріт зварювальний	100,0
2 Електроди	75,0
3 Фреза	38,0
4 Абразив	20,82

Таблиця 5.7 – Витрати матеріалів, які використовуються на заходи щодо удосконалення

Найменування	Витрати, грн.		
1 Дріт зварювальний	100,0		
2 Електроди	75,0		
3 Фреза	38,0		
4 Абразив	20,82		
5 Матеріал з в'язкими властивостями (еластомір)	200,0		
6 Труба хребтової балки, грн. м	190,32		
7 Труби проміжних балок, грн. м	244,5		
8 Лист металевий, грн. м ²	1104,39		
9 Піноалюміній, грн. кг	152,35		

Всі розрахунки, пов'язані з визначенням економічного ефекту від заходів щодо удосконалення, наведені в таблицях 5.8 – 5.10.

Результати розрахунку, наведені в таблиці 5.8, отримані для умовного парку контейнерів, який налічує 1000 одиниць. Економічний ефект досягається за рахунок скорочення витрат на ремонт контейнерів в експлуатації.

Після проведення відповідних розрахунків робимо висновок – удосконалення несучих конструкцій контейнерів є економічно доцільним. Захід окуповується на другий рік розрахункового періоду. При цьому економічний ефект у другий рік, який включає коефіцієнт приведення до облікового року складе 327,02 тис. грн. (рисунок 5.63). Економічний ефект наростаючим підсумком в останній рік розрахункового періоду складе 1126,24 тис. грн. (рисунок 5.64).

Стосовно розрахунку економічного ефекту від впровадження нової схеми взаємодії вагонів з палубою ЗП враховано дані перевезень вагонів в напрямку Грузії за умови відправлення 154 поромів та перевезень майже 12000 вагонів. Вартість придбання в'язкої стяжки при цьому склала 9325 грн. В розрахунках враховано, що на один вагон використовується 8 стяжок при вагономісткості залізничного порому 108 одиниць. Економічний ефект від запропонованого заходу досягається за рахунок скорочення витрат на ремонт вагонів в експлуатації.

Використання в'язких стяжок замість типових ланцюгових також є доцільним. Впровадження окуповується на другий рік розрахункового періоду. При цьому економічний ефект у другий рік, який включає коефіцієнт приведення до облікового року складе 4831,8 тис. грн. (рисунок 5.65). Економічний ефект наростаючим підсумком в останній рік розрахункового періоду складе 16483,58 тис. грн. (рисунок 5.66).

Економічний ефект від впровадження піноалюмінію у якості наповнювача хребтової балки рами з труби круглого перерізу досягається за рахунок скорочення витрат на ремонт вагонів. Розрахунок проведений стосовно рами напіввагона (6000 одиниць). Результати розрахунку дозволили зробити висновок, що захід окуповується на 1 рік реалізації проекту. Економічний ефект у цей рік складає 3164,28 тис. грн., а економічний ефект наростаючим підсумком на останній рік реалізації проекту 12214,11 тис. грн. (рисунок 5.67).



Рисунок 5.63 – Економічний ефект, який включає коефіцієнт приведення до облікового року



Рисунок 5.64 – Економічний ефект з наростаючим підсумком

Показинки	Роки розрахункового періоду									
Показники	2021	2022	2023	2024	2025	2026	2027	2028	2029	2030
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1 Річна програма ремонту контейнерів, од.	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000
2 Собівартість ремонту, грн.	430,29	430,29	430,29	430,29	430,29	430,29	430,29	430,29	430,29	430,29
3 Всього витрат на річну програму	430,29	430,29	430,29	430,29	430,29	430,29	430,29	430,29	430,29	430,29
ремонту до удосконалення конструкції, тис. грн.										
4 Собівартість удосконалення конструкції, грн.	534,67	-	-	-	-	-	-	-	-	-
5 Всього витрат на удосконалення, тис. грн.	534,67	-	-	-	-	-	-	-	-	-
6 Економічний ефект, тис. грн.	-104,38	430,29	430,29	430,29	430,29	430,29	430,29	430,29	430,29	430,29
7 Коефіцієнт приведення різночасових витрат до облікового року.	1,00	0,76	0,57	0,43	0,33	0,25	0,19	0,14	0,11	0,08
8 Економічний ефект, який включає коефіцієнт приведення до облікового року, тис. грн.	-104,38	327,02	245,27	185,02	141,99	107,57	81,76	60,24	47,33	34,42
9 Економічний ефект з наростаючим підсумком, тис. грн.	-104,38	222,64	467,92	652,93	794,92	902,49	984,25	1044,49	1091,82	1126,24

Таблиця 5.8 – Розрахунок економічного ефекту від удосконалення несучих конструкцій контейнерів

Таблиця 5.9 – Розрахунок економічного ефекту від впровадження в'язких стяжок для закріплення вагонів на палубах

3П

Показинки	Роки розрахункового періоду									
Показники	2021	2022	2023	2024	2025	2026	2027	2028	2029	2030
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1 Річна програма ремонту вагонів, од.	12000	12000	12000	12000	12000	12000	12000	12000	12000	12000
2 Собівартість ремонту, грн.	529,8	529,8	529,8	529,8	529,8	529,8	529,8	529,8	529,8	529,8
3 Всього витрат на річну програму	6357,6	6357,6	6357,6	6357,6	6357,6	6357,6	6357,6	6357,6	6357,6	6357,6
ремонту, тис. грн.										
4 Витрати на придбання в'язких стяжок, тис. грн.	8056,8	-	-	-	-	-	-	-	-	-
5 Економічний ефект, тис. грн.	-1699,2	6357,6	6357,6	6357,6	6357,6	6357,6	6357,6	6357,6	6357,6	6357,6
6 Коефіцієнт приведення різночасових витрат до облікового року.	1,00	0,76	0,57	0,43	0,33	0,25	0,19	0,14	0,11	0,08
7 Економічний ефект, який включає коефіцієнт приведення до облікового року, тис. грн.	-1699,2	4831,8	3623,83	2733,8	2098,0	1589,4	1207,9	890,1	699,34	508,61
8 Економічний ефект з наростаючим підсумком, тис. грн.	-1699,2	3132,6	6756,43	9490,23	11588,23	13177,63	14385,53	15275,63	15974,97	16483,58



Рисунок 5.65 – Економічний ефект, який включає коефіцієнт приведення до облікового року



Рисунок 5.66 – Економічний ефект з наростаючим підсумком

Таблиця 5.10 – Розрахунок економічного ефекту від створення несучої конструкції напіввагона з труб круглого перерізу, заповнених піноалюмінієм

Покорицки	Роки розрахункового періоду									
Показники	2021	2022	2023	2024	2025	2026	2027	2028	2029	2030
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1 Річна програма виготовлення вагонів, од.	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000
2 Собівартість виготовлення рами вагона, грн.	12834,47	12834,47	12834,47	12834,47	12834,47	12834,47	12834,47	12834,47	12834,47	12834,47
3. Річна програма ремонту, од.	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000
2 Собівартість ремонту, грн.	2590,29	2590,29	2590,29	2590,29	2590,29	2590,29	2590,29	2590,29	2590,29	2590,29
3 Всього витрат, тис. грн.	92548,56	92548,56	92548,56	92548,56	92548,56	92548,56	92548,56	92548,56	92548,56	92548,56
4 Собівартість виготовлення рами вагона з труб круглого перерізу, заповнених піноалюмінієм, грн.	14897,38	14897,38	14897,38	14897,38	14897,38	14897,38	14897,38	14897,38	14897,38	14897,38
5 Всього витрат на створення удосконалених рам вагонів, тис. грн.	89384,28	89384,28	89384,28	89384,28	89384,28	89384,28	89384,28	89384,28	89384,28	89384,28
5 Економічний ефект, тис. грн.	3164,28	3164,28	3164,28	3164,28	3164,28	3164,28	3164,28	3164,28	3164,28	3164,28
6 Коефіцієнт приведення різночасових витрат до облікового року.	1,00	0,76	0,57	0,43	0,33	0,25	0,19	0,14	0,11	0,08
7 Економічний ефект, який включає коефіцієнт приведення до облікового року, тис. грн.	3164,28	2404,85	1803,64	1360,64	1044,21	791,07	601,21	443,00	348,07	253,14
8 Економічний ефект з наростаючим підсумком, тис. грн.	3164,28	5569,13	7372,77	8733,41	9777,62	10568,69	11169,9	11612,9	11960,97	12214,11



Рисунок 5.67 – Економічний ефект, який включає коефіцієнт приведення до облікового року



Рік розрахункового періоду

Рисунок 5.68 – Економічний ефект з наростаючим підсумком

1. Для зменшення ДН несучих конструкцій вагонів з труб круглого перерізу запропоновано використання в якості енергопоглинаючого матеріалу піноалюмінію. Сформовано математичну модель ДН несучої конструкції напіввагона з урахуванням використання піноалюмінію у якості наповнювача хребтової балки. Дослідження проведені у плоскій системі координат. При цьому піноалюміній розглянутий у вигляді пружного тіла з жорсткістю 100 кН/м. Максимальні прискорення, які діють на несучу конструкцію напіввагона склали 35,7 м/с², що нижче на 3,5% у порівнянні з трубною конструкцією без наповнювача.

2. Визначено міцність несучої конструкції напіввагона з урахуванням піноалюмінію якості використання y наповнювача хребтової балки. Встановлено, що максимальні еквівалентні напруження виникають у нижній частині хребтової балки за задній упором та складають близько 320 МПа. Проведені розрахунки дозволили зробити висновок, що з урахуванням піноалюмінія, V якості хребтової використання наповнювача балки, максимальні еквівалентні напруження в несучій конструкції напіввагона зменшуються майже на 5%, а переміщення – на 12% у порівнянні з несучою конструкцією напіввагона з труб круглого перерізу без наповнювача. При цьому маса несучої конструкції напіввагона збільшується на 2,6 % у порівнянні з конструкцією без наповнювача (при щільності піноалюмінію 300 кг/м³).

3. Сформовано комп'ютерну модель ДН несучої конструкції напіввагона з урахуванням використання піноалюмінію у якості наповнювача хребтової балки. Розрахунок здійснений за МСЕ. Максимальні прискорення при цьому виникають у середній частині хребтової балки та складають близько 30 м/с². У бокових стінах максимальні прискорення склали близько 20 м/с² та зосереджені в їх середніх частинах. Найменша величина прискорень спостерігається у консольних частинах несучої конструкції напіввагона.

Проведено модальний аналіз несучої конструкції напіввагона з урахуванням використання піноалюмінію у якості наповнювача хребтової балки. Визначено власні частоти коливань несучої конструкції ВПФ. Встановлено, що значення власних частот коливань знаходяться в межах допустимих.

Проведено верифікацію розроблених моделей ДН несучої конструкції напіввагона з урахуванням використання піноалюмінію у якості наповнювача хребтової балки. Встановлено, що гіпотеза про адекватність не заперечується.

Також розглянутий варіант виконання несучої конструкції напіввагона з зчленованих оболонок, заповнених наповнювачем, наприклад піноалюмінієм. Результати розрахунку на міцність показали, що максимальні еквівалентні напруження виникають у нижній частині хребтової балки за задній упором та складають близько 315 МПа і не перевищують допустимі. Проведено модальний аналіз несучої конструкції напіввагона. При цьому значення власних частот коливань знаходяться в межах допустимих.

4. Запропоновано використання пружних елементів В несучих конструкціях вагонів для зменшення ДН в експлуатації. Дослідження проведені щодо напіввагона, довгобазної конструкції ВПФ, а також критого вагона. Встановлено, що впровадження пружних елементів в несучі конструкції вагонів ïΧ ДΗ у порівнянні з вагонами-прототипами: сприятиме зменшенню напіввагон – на 25%, ВПФ – на 15%, критий вагон – на 20%.

Проведені дослідження сприятимуть створенню інноваційного рухомого складу та підвищенню ефективності його експлуатації.

5. Проведено розрахунок економічного ефекту від впровадження запропонованих заходів.

Розрахунок економічного ефекту щодо удосконалення несучих конструкцій контейнерів дозволив зробити висновок, що даний захід є доцільним. Встановлено, що захід окуповується на другий рік розрахункового

періоду. Економічний ефект складає 430,29 тис. грн. Економічний ефект у цей рік, який включає коефіцієнт приведення до облікового року дорівнює 327,02 тис. грн. Економічний ефект наростаючий підсумком в останній рік розрахункового періоду складе 1126,24 тис. грн.

Закріплення несучих конструкцій вагонів на палубах ЗП за допомогою в'язких стяжок також є доцільним. Впровадження окуповується на другий рік розрахункового періоду. Економічний ефект складає 6357,6 тис. грн. Економічний ефект у цей рік, який включає коефіцієнт приведення до облікового року складе 4831,8 тис. грн. Економічний ефект наростаючим підсумком в останній рік розрахункового періоду складе 16483,58 тис. грн.

Розрахунок економічного ефекту від впровадження піноалюмінію у якості наповнювача хребтової балки рами вагона з труби круглого перерізу показав, що дане рішення є доцільним. Захід окуповується на 1 рік реалізації проекту. Економічний ефект у цей рік складає 3164,28 тис. грн., а економічний ефект наростаючим підсумком на останній рік реалізації проекту 12214,11 тис. грн.

РОЗДІЛ 6 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ НЕСУЧОЇ КОНСТРУКЦІЇ ВАГОНА-ПЛАТФОРМИ ПРИ НАДНОРМОВАНИХ РЕЖИМАХ

6.1 Експериментальне дослідження міцності несучої конструкції вагонаплатформи при типовій схемі взаємодії фітингів з фітинговими упорами

З метою визначення міцності несучої конструкції ВПФ при маневровому співударянні проведено натурні випробування у відповідності до розробленої "Програми та методики випробувань" (Додаток В).

Метою випробувань є визначення максимальних еквівалентних напружень несучої конструкції ВПФ при типовій схемі взаємодії фітингів з фітинговими упорами.

Об'єктом випробувань є ВПФ моделі 13-401-17 з урахуванням модернізації шляхом встановлення на раму фітингових упорів (рисунок 6.1). Під час випробувань вагон-платформа був завантажений рулонною сталлю.



Рисунок 6.1 – ВПФ моделі 13-401-17

При цьому технічний стан ВПФ діагностований як справний [21, 118, 144, 145]. Встановлено, що геометричні параметри основних несучих елементів рами знаходяться в межах допустимих. Вимірювання їх проводилося з використанням штангенциркуля електронного (рисунок 6.2) та дальноміра лазерного (рисунок 6.3).



Рисунок 6.2 – Вимірювання параметрів основних несучих елементів ВПФ



Рисунок 6.3 – Дальномір лазерний

Для визначення максимальних еквівалентних напружень в несучій конструкції ВПФ використаний метод електричного тензометрування [100, 105, 106, 109]. Дослідження проводилися фахівцями "Центру діагностики споруд транспортного призначення", які мають сертифікати на проведення відповідних випробувань та вимірювальну апаратуру. Також у проведенні випробувань приймали участь співробітниками кафедри вагонів УкрДУЗТ.

Схема розміщення тензорезисторів на ВПФ наведена на рисунку 6.4. Вони визначені на підставі полів розподілення напружень, які отримані за допомогою MCE.



Рисунок 6.4 – Схема розміщення тензорезисторів на несучій конструкції ВПФ а) на основній повздовжній балці рами; б) на шворневій балці

При цьому використовувалися тензорезистори з базою 10 мм та опором 200 Ом. Перед проведенням випробувань здійснювалася перевірка опору тензорезисторів. При цьому розбіжність опорів у використовуваних тензорезисторів склала не більше 3 Ом.

Перед початком випробувань проводилося тарирування тензорезисторів (рисунок 6.5, 6.6).



Рисунок 6.5 – Тарирування тензорезисторів



Рисунок 6.6 – Розміщення тензорезисторів на тарирувальній балці

Місця встановлення тензорезисторів на несучій конструкції ВПФ попередньо підготовлювалися, зачищалися та оброблялися спиртом. На підготовлену поверхню та тензорезистор наносився перший тонкий шар клею,

після його сушіння – другий, після чого тензорезистор прикладався до поверхні несучої конструкції.

Для монтажу тензорезисторів використаний термореактивний клей на циакриновій основі. Після наклеювання тензорезистори притискалися, а залишки клею видалялися. Далі проводилося з'єднання виходів тензорезисторів вимірювальною апаратурою та сушіння 3 клею. Перед монтажем тензорезисторів здійснювалося сушіння поверхні несучої конструкції ВПФ будівельним Для кріплення пластин 3 компенсаційними феном. тензорезисторами використана бітумна стрічка (рисунок 6.7).



Рисунок 6.7 – Пластина з компенсаційним тензорезисором

Під виходи тензорезисторів на пластини наклеювалися ізоляційні стрічки для виключення взаємодії виходів з пластинами.

Схема підключення тензорезисторів наведена в технічному описі та інструкції по експлуатації на тензометричний підсилювач 32-х канальний (рисунок 6.8).



Рисунок 6.8 – Тензометричний підсилювач 32-х канальний

Підключення тензорезисторів здійснювалося за схемою "двохелементна розетка" (рисунок 6.9), [46].



Рисунок 6.9 – Схема підключення тензорезисторів

Розміщення тензорезисторів на несучій конструкції ВПФ наведено на рисунках 6.10 – 6.12.



Рисунок 6.10 – Розміщення тензорезисторів на шворневій балці ВПФ а) лівий вертикальний лист; б) правий вертикальний лист

Для визначення сили удару в автозчеп здійснювався монтаж тензорезисторів на нього (рисунок 6.12, а). Також для визначення прискорень несучої конструкції ВПФ, а, відповідно, і сили удару використаний акселерометр, що прикріплювався до несучої конструкції ВПФ (рисунок 6.12, б).



Рисунок 6.11 – Розміщення тензорезисторів на основній повздовжній балці ВПФ

а) середня частина балки; б) консольна частина балки



Рисунок 6.12 – Розміщення вимірювальних засобів на ВПФ а) тензорезистори на автозчепі; б) акселерометр

Випробування на міцність ВПФ проводилися в динамічному режимі зі зміною швидкостей співударяння в відповідних інтервалах та умовах, зазначених у нормативних документах [26, 27, 36]. На першому етапі випробування визначені максимальні еквівалентні напруження в несучій конструкції ВПФ при типовій схемі взаємодії фітингів з фітинговими упорами.

ВПФ встановлювався на горизонтальній дільниці залізничної колії в підгірковій зоні (рисунок 6.13), [124, 126].



Рисунок 6.13 – Схема співударяння вагонів

На ВПФ у в зоні розміщення фітингових упорів наносилися крейдові помітки з метою фіксації попереднього місця розміщення фітингів до співударяння. Випробування дослідного вагона на співударяння проводилися з групою нерухомих вагонів-прикриттів (підпірна стінка), які завантажені до повної вантажопідйомності. При цьому підпірна стінка складалася з семи напіввагонів, які знаходилися в зчепленому стані та були загальмовані пневматичним гальмом (рисунок 6.14).



Рисунок 6.14 – Розміщення ВПФ в зчепі з підпірною стінкою

Перший з боку співударяння вагон додатково загальмовувався двома гальмівними башмаками [124, 126]. Загальна маса вагонів, які утворювали підпірну стінку склала більше 650 т.

Різність рівнів автозчепів вагона-бойка та дослідного вагона, підпірної стінки та дослідного вагона склала 0,05 м. Вагон-бойка скочувався з сортувальної гірки та співударявся з дослідним ВПФ (рисунок 6.15). При цьому фіксувалася швидкість скочування вагона та сила удару. Маса вагона-бойка була близько 100 т.



Рисунок 6.15 – Скочування вагона-бойка з гірки

Швидкість вагона перед співударянням розраховувалася за формулою

$$V = \frac{36}{t},\tag{6.1}$$

де *t* – час проходження вагоном контрольної дільниці, с.

Час вимірювався секундоміром. Після кожного співударяння ВПФ оглядався на наявність або відсутність пошкоджень. Зсув фітингів відносно початкового положення визначався за крейдовими мітками до та після співударяння. На прямій дільниці колії проводилося 17 співударянь в послідовності, зазначеній у таблиці 6.1 [26, 27, 126].

№ режима	Діапазон швидкостей	Кількість співударянь
	співударяння, км/год	
1	3 - 6	7
2	6 – 10	7
3	більше 10	3

Таблиця 6.1 – Режими співударянь ВПФ

Учасники випробувань дотримувалися норм техніки безпеки [21, 116, 117, 124].

Максимальні еквівалентні напруження зафіксовані тензорезистором №5. Результати випробувань наведені в таблиці 6.2.

Таблиця 6.2 – Максимальні еквівалентні напруження несучої конструкції ВПФ

No nooninu	Максимальні еквівалентні напруження, МПа					
л⊍ досладу	Швидкість співударяння, км/год.					
	3 – 6	6 – 10	більше 10			
1	69,5	82,9	98,5			
2	71,6	84,5	91,4			
3	72,4	88,4	95,3			
4	76,8	84,7				
5	78,8	88,6				
6	71,2	82,5				
7	74,5	85,4				
Середнє значення	73,5	85,3	95,1			

На рисунках 6.16 та 6.17 наведено залежність максимальних еквівалентних напружень в несучій конструкції ВПФ від часу. В якості прикладу наведені тензорезистори №2 та №5.



t, c

Рисунок 6.16 – Максимальні еквівалентні напруження (тензорезистор №2)



Рисунок 6.17 – Максимальні еквівалентні напруження (тензорезистор №5)

При цьому максимальні напруження в несучій конструкції ВПФ виникають в момент удару та мають від'ємне значення.

Порівняльний аналіз теоретичних та експериментальних даних напружень несучої конструкції ВПФ наведений в таблиці 6.3. Максимальна розбіжність між результатами випробувань дорівнює 17,0%.

Швидкість	Напруже	ення, МПа	Відносна
співударяння, км/тод.			posoraniere, 70
	теорія	експеримент	
3 - 6	90,1	78,8	14,4
6 – 10	103,7	88,6	17,0
Більше 10	111,6	98,5	13,3
Середнє значення	14,9		

Таблиця 6.3 – Порівняльний аналіз теоретичних та експериментальних даних напружень несучої конструкції ВПФ (тензорезистор №5)

Також під час випробувань за допомогою акселерометра, закріпленого на несучій конструкції ВПФ, визначено його прискорення при ударі (рисунок 6.18). При цьому максимальна величина прискорення склала близько 98 м/с². Розбіжність між теоретичним значенням прискорення, отриманим у розділі 3, та експериментальним складає близько 8%.



Рисунок 6.18 – Прискорення, які діють на несучу конструкцію ВПФ при співударянні

Для верифікації розроблених моделей навантаженості ВПФ використаний F-критерій. Прийнято, що модель, яка розглядається є лінійною, тобто однофакторною та характеризує зміну напружень в несучій конструкції ВПФ від швидкості співударяння.

Розрахунки проводилися для тензорезистора №5 в діапазоні швидкостей 3 – 11 км/год. Результати вимірювань наведені в таблиці 6.4 та на рисунку 6.19. При цьому теоретичні значення напружень в несучій конструкції ВПФ визначені за розрахунковою схемою, наведеною у 3 розділі роботи.

Таблиця 6.4 – Напруження в несучій конструкції ВПФ при ударі (тензорезистор №5)

Швидкість співударяння,	Напруження, МПа				
км/год.	Теорія	Експеримент			
3	90,1	78,8			
4	96,5	81,3			
5	99,4	84,5			
6	103,7	88,6			
7	105,1	90,4			
8	107,4	93,4			
9	108,7	95,2			
10	109,6	97,3			
11	111,6	98,5			

На підставі проведених розрахунків при $f_1 = 7$ та $f_2 = 9$ було отримано значення, $F_p = 1,01$, що менше $F_t = 3,29$. Отже, з рівнем значущості p = 0,05гіпотеза про адекватність розробленої моделі не заперечується.



Рисунок 6.19 – Залежність напружень в несучій конструкції ВПФ від швидкостей співударяння

6.2 Експериментальне дослідження міцності несучої конструкції вагонаплатформи при пружній взаємодії фітингів з фітинговими упорами

Метою даних випробувань є визначення максимальних еквівалентних напружень несучої конструкції ВПФ при пружній взаємодії фітингів з фітинговими упорами, а також підтвердження доцільності впровадження запропонованих заходів.

Для визначення максимальних еквівалентних напружень в несучій конструкції ВПФ з урахуванням пружної взаємодії фітингів з фітинговими упорами проводилися натурні дослідження.

Між фітинговим упором та внутрішньою поверхнею фітинга встановлювалася пружина з завданою жорсткістю (рисунок 6.20).

Загальна жорсткість пружин на один контейнер склала 1700 кН/м та визначена шляхом математичного моделювання, проведеного у розділі 3.



Рисунок 6.20 – Схема взаємодії фітинга з фітинговим упором 1 – фітинг; 2 – фітинговий упор; 3 – повздовжня балка ВПФ

Геометричні характеристики пружин попередньо розраховані у відповідності до геометричних параметрів фітингів [32] та фітингових упорів (альбом креслень ВПФ для перевезення контейнерів).

Діаметр витків пружини визначений виходячи з залежності [20]

$$c = \frac{G \cdot d^4}{8D^3 \cdot n_p},\tag{6.4}$$

де с – жорсткість пружини;

d – діаметр витка;

D – середній діаметр пружини;

G – модуль зсуву;

*n*_p – число робочих витків пружини.

Звідси

$$d = \sqrt[4]{\frac{c \cdot 8 \cdot D^3 \cdot n_p}{G}}.$$
(6.5)

При цьому середній діаметр пружини визначений за геометричними розмірами фітинга контейнера.

Геометричні розміри пружини наведені на рисунку 6.21. За отриманими геометричними параметрами пружини створено їх фізичні моделі (рисунок 6.22). Під час випробувань кінцеві частини пружин опиралися у вертикальні частини фітингових упорів ВПФ та фітингів контейнерів (рисунок 6.23).



Рисунок 6.21 – Геометричні розміри пружини



Рисунок 6.22 – Фітингові пружини

Послідовність випробувань ідентична до вищерозглянутих. Результати випробувань наведені в таблиці 6.5.

На рисунках 6.24 6.25 залежність наведено та максимальних конструкції еквівалентних несучій ВΠΦ напружень від В часу (тензорезистори №2 та №5).



Рисунок 6.23 – Розміщення пружин в фітингах а) передній фітинг з боку удару; б) задній фітинг з боку удару

Таблиця 6.5 – Максимальні еквівалентні напруження несучої конструкції ВПФ при пружній взаємодії фітингів з фітинговими упорами

	Максимальні еквівалентні напруження, МПа					
№ досліду	Швидкість співударяння, км/год.					
	3 - 6	6 – 10	більше 10			
1	55,5	72,3	81,8			
2	61,2	74,4	81,3			
3	61,7	75,6	81,5			
4	66,3	76,7				
5	68,5	78,3				
6	67,2	73,8				
7	64,5	76,5				
Середнє значення	63,6	75,4	81,5			

При цьому напруження в несучій конструкції ВПФ, як і у попередній схемі навантаження, виникають в момент удару та мають від'ємне значення.



Рисунок 6.24 – Максимальні еквівалентні напруження (тензорезистор №2)



Рисунок 6.25 – Максимальні еквівалентні напруження (тензорезистор №5)

Порівняльний аналіз теоретичних та експериментальних даних напружень несучої конструкції ВПФ наведений в таблиці 6.6. Максимальна розбіжність між результатами випробувань дорівнює 17,5%.

При цьому максимальні прискорення склали близько 60 м/с². Розбіжність між теоретичним значенням прискорення, отриманим у розділі 3, та експериментальним складає близько 16%. Таблиця 6.6 – Порівняльний аналіз теоретичних та експериментальних даних напружень несучої конструкції ВПФ (тензорезистор №5)

Швидкість	Напруже	ення, МПа	Відносна
співударяння, км/год.	теорія	експеримент	розбіжність, %
3 - 6	79,7	68,5	16,3
6 – 10	91,7	78,3	17,1
Більше 10	99,1	81,8	17,5
Середнє значення	16,97		

Графічна залежність прискорень несучої конструкції ВПФ від часу наведена на рисунку 6.26.



Рисунок 6.26 – Прискорення, які діють на несучу конструкцію ВПФ при співударянні

Для верифікації розроблених моделей навантаженості ВПФ використаний F-критерій. Розрахунки проводилися для тензорезистора №5 у діапазоні швидкостей співударяння 3 – 11 км/год. Результати вимірювань наведені в таблиці 6.7. Залежність напружень в несучій конструкції ВПФ від швидкостей співударяння наведена на рисунку 6.27.

Швидкість співударяння,	Напруження, МПа				
км/год.	Теорія	Експеримент			
3	79,7	68,5			
4	83,5	72,4			
5	88,4	75,2			
6	91,7	78,3			
7	92,3	79,2			
8	92,7	79,9			
9	93,6	80,5			
10	94,4	81,1			
11	95,8	81,5			

Таблиця 6.7 – Напруження в несучій конструкції ВПФ при ударі (тензорезистор №5)



Рисунок 6.27 – Залежність напружень в несучій конструкції ВПФ від швидкостей співударяння

На підставі проведених розрахунків при $f_1 = 7$ та $f_2 = 9$ було отримано значення, $F_p = 1,45$, що менше $F_t = 3,29$. Отже, з рівнем значущості p = 0,05гіпотеза про адекватність розробленої моделі не заперечується.

6.3 Висновки до розділу 6

1. Проведено експериментальне дослідження міцності несучої конструкції ВПФ при маневровому співударянні з урахуванням типової схеми взаємодії фітингів з фітинговими упорами. Дослідження проведені методом електричного тензометрування. При цьому враховано діапазон швидкостей співударяння: 3 – 6 км/год., 6 – 10 км/год. та більше 10 км/год.

Встановлено, що максимальні еквівалентні напруження в вертикальному листі шворневої балки складають близько 98,5 МПа при швидкості співударянні більше 10 км/год. Максимальна розбіжність між результатами математичного та фізичного експерименту склала 13,3%.

Проведено верифікацію моделей навантаженості несучої конструкції ВПФ при типовій схемі взаємодії фітингів з фітинговими упорами за Fкритерієм. На підставі проведених розрахунків при $f_1 = 7$ та $f_2 = 9$ отримано значення $F_p = 1,01$, що менше $F_t = 3,29$. Отже, з рівнем значущості p = 0,05гіпотеза про адекватність розроблених моделей не заперечується.

2. Проведено експериментальне дослідження міцності несучої конструкції ВПФ при маневровому співударянні з урахуванням пружної взаємодії фітингів з фітинговими упорами. Для цього створено пружини, які проектувалися з урахуванням геомеричних розмірів фітинга та фітингового упору, і встановлювалися між ними.

Досідження проведені у тій же послідовності, що і при типовій схемі взаємодії фітингів з фітинговими упорами. Встановлено, що максимальні еквівалентні напруження в вертикальному листі шворневої балки дорівнюють 81,8 МПа. Максимальна розбіжність між результатами математичного та фізичного експерименту склала 17,5%.

Проведено верифікацію математичної моделі навантаженості несучої конструкції ВПФ при пружній взаємодії фітингів з фітинговими упорами за F-критерієм.

На підставі проведених розрахунків при $f_1 = 7$ та $f_2 = 9$ було отримано значення, $F_p = 1,45$, що менше $F_t = 3,29$. З рівнем значущості p = 0,05 гіпотеза про адекватність розробленої моделі не заперечується.

ВИСНОВКИ

1. Проаналізовано наукові дослідження з визначення навантаженості конструкцій вагонів при наднормованих режимах. Встановлено, що питанням визначення ДН вагонів при наднормованих режимах, зокрема перевезення поїздів комбінованого транспорту на ЗП, маневрове співударяння ВПФ з контейнерами та КЦ з урахуванням технологічних зазорів, не приділялося належної уваги. Аналіз нормативних документів з питань проектування вагонів встановив, що вони не відображають повною мірою наднормованих режимів навантажень вагонів. Це викликає пошкодження несучих конструкцій вагонів в експлуатації та необхідність проведення позапланових видів ремонту. Тому актуальним стає розвиток наукових основ розрахунків конструкцій вагонів при наднормованих режимах експлуатації, а також створення рішень щодо їх удосконалень.

2. Сформовано математичні моделі для визначення ДН контейнерів та КЦ у складі комбінованих поїздів при перевезенні на ЗП з урахуванням таких схем їх взаємодії: відсутність переміщень ВПФ та контейнера відносно початкового положення; наявність переміщень ВПФ при коливаннях ЗП та нерухомість контейнерів відносно рами; наявність переміщень ВПФ відносно палуби та контейнерів відносно рами ВПФ, що дозволило сформувати новий метод урахування наднормованих режимів навантаженості несучих конструкцій вагонів при перевезенні у складі комбінованих поїздів на ЗП. Отримано закономірності ДН суховантажних контейнерів та КЦ при перевезенні у складі комбінованих поїздів на ЗП, що дозволяють визначити стійкість контейнерів та КЦ на ВПФ.

Встановлено, що при відсутності переміщень ВПФ та контейнерів або КЦ відносно початкового положення загальна величина прискорення, яке діє на крайній від фальшборта ВПФ з контейнерами склала близько 0,25g, а з КЦ – 0,3g. Для випадку наявності переміщень ВПФ при коливаннях ЗП та нерухомості контейнерів або КЦ відносно рами встановлено, що загальна величина прискорення, яке діє на крайній від фальшборта ВПФ з контейнерами, склала близько 0,3g. При наявності переміщень КЦ відносно рами та відсутності переміщень ВПФ відносно палуби прискорення, які діють на КЦ дорівнюють 0,6g. При наявності переміщень ВПФ відносно палуби та контейнерів або КЦ відносно рами ВПФ загальна величина прискорення, яке діє на крайній від фальшборта контейнер склала близько 0,47g, а на КЦ – 0,9g. При цьому стійкість контейнера забезпечується при кутах крену ЗП до 25⁰. Для забезпечення безпеки перевезень наливних вантажів у КЦ морем важливим є дотримання кутів крену 3Π до 10^{0} . Проведено комп'ютерне моделювання ДН ВПФ з контейнерами та КЦ при ЗП. Отримані результати верифіковані за Fкритерієм. Удосконалено несучу конструкцію ВПФ з метою забезпечення стійкості контейнерів при перевезенні ЗП шляхом постановки зйомних надбудов на раму. Для зменшення ДН контейнерів здійснюється використання на внутрішніх поверхнях надбудов матеріалу з в'язкими властивостями. Запропоновані технічні рішення обґрунтовані відповідними розрахунками.

3. Визначено ДН несучих конструкцій вагонів при використанні в'язких стяжок для закріплення на палубах ЗП. Для цього доопрацьовано математичну модель ДН вагона з урахуванням використання в'язких зв'язків з палубою, що дозволило отримати закономірність його ДН при коливаннях ЗП. Дослідження проведено для випадку кутових переміщень ЗП навколо повздовжньої осі. Встановлено, що при використанні в'язкої стяжки між кузовом та палубою стає можливим знизити величини прискорень, які діють на несучу конструкцію вагона на 30 %. Важливо зазначити, що при цьому робоча рідина, яка буде створювати в'язкий опір між кузовом та палубою повинна мати коефіцієнт в'язкого опору від 1,8 кН·с/м до 4,2 кН·с/м. Отримані результати підтверджені шляхом комп'ютерного моделювання. Запропоновані рішення є можливим використовувати і при закріпленні несучих конструкцій пасажирських вагонів на палубі.

4. Досліджено ДН контейнерів та КЦ, розміщених на ВПФ при маневровому співударянні. Встановлено, що при наявності зазорів між фітинговими упорами ВПФ та фітингами контейнера, прискорення, що діє на їх несучі конструкції складає, відповідно, близько 90 м/с² та 110 м/с². При повздовжній навантаженості ВПФ з КЦ, розміщеними на ньому максимальні прискорення отримані для випадку, коли зазор між фітинговим упором та фітингом дорівнює 30 мм. При цьому прискорення складають близько 300 м/с².

5. Сформовано математичні моделі для визначення ДН контейнерів та КЦ з урахуванням пружних, в'язких та пружно-в'язких зв'язків у фітингах, які дозволяють отримати закономірності процесів їх ДН при маневрових співударяннях. Розроблено новий метод урахування наднормованих режимів навантаженості несучої конструкції ВПФ, завантаженої контейнерами та КЦ при маневрових співударяннях з пружними, в'язкими та пружно-в'язкими зв'язками у фітингах. Результати досліджень довели, що прискорення, які діють на контейнер та КЦ з в'язкими та пружно-в'язкими зв'язками у фітингах, розміщений на ВПФ при маневровому співударянні складають, відповідно, близько 20 м/с² та 40 м/с² та не перевищує нормативну величину. Запропоновані заходи щодо удосконалення схеми ВПΦ взаємодії контейнерами КЦ дозволяють максимальні та знизити еквівалентні напруження, які діють у фітингових упорах майже у три рази, а у фітингах – майже у сім.

6. Проведено теоретичне обгрунтування впровадження в'язких зв'язків в несучі конструкції вагонів з труб круглого перерізу з метою зменшення ДН в експлуатації. Для цього доопрацьовано математичну модель ДН несучої конструкції вагона при дії повздовжньої сили на нього з урахуванням застосування концепту упряжного пристрою автозчепу. Модель дозволяє отримати закономірності ДН чотиривісних вагонів та вагонів зчленованого типу з несучими елементами із труб круглого перерізу. Встановлено, що прискорення, яке діє на несучу конструкцію вагона при цьому нижче на 10% від величин прискорень, отриманих при типовій схемі сприйняття навантажень
хребтовою балкою вагона. Ефективність даного рішення досягається при значенні коефіцієнту в'язкого опору не вище 120 кН·с/м.

7. Проведено теоретичне обґрунтування створення вагонів зчленованого типу з труб круглого перерізу, обладнаних новими концептами упряжних пристроїв. Для цього доопрацьовано математичну модель ДН несучої конструкції вагона при дії повздовжньої сили на нього з урахуванням застосування концепту упряжного пристрою автозчепу. Встановлено, що при використанні концепту упряжного пристрою на вагонах зчленованого типу стає можливим знизити їх ДН майже на 10%.

8. Проведено теоретичне обґрунтування мультифункціональних виконань несучих конструкцій вагонів.

8.1 Для зменшення ДН напіввагона в експлуатації проведено обґрунтування використання у якості енергопоглинаючого матеріалу піноалюмінію. Для цього доопрацьовано математичну модель ДН вагона з урахуванням використання пружних зв'язків в хребтовій балці, що дозволило отримати закономірність його ДН при маневровому співударянні.

Запропоновано новий науковий підхід щодо проектування несучих конструкцій вагонів, зокрема, обґрунтовано доцільності заповнення зчленованих оболонок, які є боковими та торцевими стінами напіввагонів, енергопоглинаючим матеріалом.

Встановлено, що з урахуванням використання піноалюмінію, у якості наповнювача хребтової балки, максимальні еквівалентні напруження в несучій конструкції напіввагона зменшуються майже на 5%, а переміщення – на 12% у порівнянні з несучою конструкцією напіввагона з труб круглого перерізу без наповнювача.

8.2 Запропоновано використання пружних елементів В несучих ДH конструкціях вагонів для зменшення В експлуатації. Для цього доопрацьовано математичну модель ДН вагона з урахуванням використання пружних зв'язків в хребтовій балці, що дозволило отримати закономірності ДН при коливаннях підскакування.

Запропоновано новий науковий підхід щодо проектуванні несучих конструкцій вагонів, зокрема, використання пружних елементів в несучих конструкціях вагонів (напіввагон, ВПФ, критий вагон).

Встановлено, що впровадження пружних елементів в несучі конструкції вагонів сприятиме зменшенню їх ДН у порівнянні з вагонами-прототипами: напіввагон – на 25%, ВПФ – на 15%, критий вагон – на 20%.

9. Проведено експериментальне дослідження міцності вагонів при наднормованих режимах їх навантажень. При цьому проводилися натурні випробування міцності з використанням методу електричного тензометрування.

До уваги прийняті дві схеми взаємодії фітингів з фітинговими упорами: типова, а також пружна. Максимальна розбіжність між результатами математичного та фізичного експерименту при типовій схемі взаємодії фітингів з фітинговими упорами склала 17,0%, а при пружній – 17,5%. Проведено верифікацію моделей навантаженості несучої конструкції ВПФ за F-критерієм. Встановлено, що гіпотеза про адекватність підтверджується.

10. Проведено техніко-економічне обґрунтування запропонованих рішень щодо удосконалення несучих конструкцій вагонів та контейнерів при наднормованих режимах навантажень. При цьому економічний ефект досягається за рахунок зменшення витрат на позапланові види ремонту вагонів. Економічний ефект від впровадження концепту фітингів контейнерів досягається на другий рік реалізації проекту та дорівнює 430,29 тис. грн. Економічний ефект від впровадження в'язких стяжок для закріплення вагонів на палубах ЗП досягається на другий рік та складає 6357,6 тис. грн. Розрахунок економічного ефекту від впровадження піноалюмінію у якості наповнювача хребтової балки рами з труб круглого перерізу показав, що дане рішення є доцільним. Захід окуповується на перший рік реалізації проекту та складає 3164,28 тис. грн.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Адриянов С. С. Нагруженность элементов специализированных вагонов, обладнаних амортизаторами підвищеної енергоємності: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07. Москва, 2006. 24 с.

2. Алямовский А.А. SolidWorks/COSMOSWorks 2006 – 2007. Инженерный анализ методом конечных элементов. Москва: ДМК, 2007. 784 с.

3. Анисимов П. Модель пространственных колебаний платформы с длинномерным грузом. *Мир транспорта*. 2013. № 4. С. 6–13.

4. Аршинцев Д. Н. Способы повышения эффективности контейнерных перевозок и обеспечение безопасности движения контейнерных поездов: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22. Москва, 2010. 24 с.

5. Афанасьев А. Е. Совершенствование конструкции кузова универсального полувагона: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07. Санкт-Петербург, 2009. 20 с.

6. Балака Є. І., Зоріна О. І., Колесникова Н. М., Писаревський І. М. Оцінка економічної доцільності інвестицій в інноваційні проекти на транспорті: Навчальний посібник. Харків: УкрДАЗТ, 2005. 210 с.

7. Бейн Д.Г. Анализ напряженного состояния несущего настила пола четырехосного полувагона с глухим кузовом. Вестник Брянского государственного технического университета. 2011. №1 (29). С.47–51.

8. Бейн Д. Г. Оптимизация кузовов грузовых вагонов открытого типа с несущим полом: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07. Брянск, 2011. 20 с.

9. Битюцкий А. А. Разработка комплексного метода проектирования, расчета и испытания грузовых вагонов: автореф. дис. ... докт. техн. наук: 05.22.07. Санкт-Петербург, 1995. 40 с.

10. Благовещенский С.Н., Холодилин А. Н. Справочник по статике и динамике корабля. В двух томах. Изд. 2 – е. перераб. и доп. Том 2. Динамика (качка) корабля. Ленинград: "Судостроение", 1975. 176 с.

11. Богомаз Г. И. Динамика цистерн (вагонов и контейнеров) при продольных ударах и переходных режимах движения поездов: автореф. дис. ... докт. техн. наук: 05.22.07. Ленинград, 1990. 31 с.

12. Богомаз Г. И., Мехов Д. Д., Пилипченко О. П., Черномашенцева Ю. Г. Нагруженность контейнеров-цистерн, расположенных на железнодорожной платформе, при ударах в автосцепку. *Збірник наукових праць "Динаміка та керування рухом механічних систем"*. 1992. С. 87 – 95.

13. Бондарь А. И., Панин А. Ю. Теоретическая и экспериментальная оценка прочности вагона-платформы для перевозки автомобильных полуприцепов. *Транспорт Российской федерации*. 2014. № 3. С. 33–35.

14. Бороненко Ю. П., Белгородцева Т. М., Васильев С. Г., Смирнов Н. В. Инновационное решение – 120-футовая платформа сочлененного типа для перевозки трех 40-футовых крупнотоннажных контейнеров. *Транспорт Российской Федерации*. 2009. № 5 (24). С. 56–59.

15. Бороненко Ю. П., Белгородцева Т. М., Кукушина Н. А. Выбор конструктивных решений сочлененных грузовых вагонов для колеи 1520 мм. *Транспорт Российской Федерации*. 2013. № 3 (46). С. 3–9.

16. Булычев М. А. Методика оптимизации несущей системы кузова вагона с учетом ограничений по прочности и сопротивлению усталости: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07. Брянск, 1999. 24 с.

17. Вагон-платформа зчленованого типу для перевезення контейнерів: пат. 145433 Україна, МПК (2020.01) В61D 3/00, В61D 3/08 (2006.01), В61F 1/08 (2006.01). u2020 04117; заявл. 07.07.20; опубл. 10.12.20, Бюл. № 23.

18. Вагон-платформа зчленованого типу для перевезення контейнерів: пат. 122328 Україна, МПК В61D 3/08 (2006.01), В61D 3/10 (2006.01), В61D 3/20 (2006.01), В60Р 7/13 (2006.01), В60Р 7/08 (2006.01), В61F 1/08 (2006.01), В61F 1/02 (2006.01). а2017 04241; заявл. 28.04.17; опубл. 26.10.20, Бюл. № 20.

19. Вагон-платформа для перевезення контейнерів: пат. 134913 Україна, МПК В61D 3/08 (2006.01), В61D 3/20 (2006.01). u2018 13016; заявл. 28.12.18; опубл. 10.06.19, Бюл. №11.

20. Вагоны / Шадура Л. А. и др.; под ред. Л. А. Шадура. Москва: Транспорт, 1980. 139 с.

21. Вагоны-платформы для перевозки крупнотоннажных контейнеров массой брутто до 36 т. Типовая методика испытаний. М., 2016.

22. Василенко Д. А. Совершенствование методов расчета сопротивления усталости сварных соединений рам длиннобазных ванонов-платформ: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07. Санкт-Петербург, 2010. 16 с.

23. Візняк Р.І. Визначення характеристик міцності кузову піввагона при вивантаженні сипучих вантажів: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07. Харків, 2003. 20 с.

24. Герасимов К. В. Нагруженность кузова полувагона глуходонного типа при падении глыбы груза: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07. Москва, 2017. 20 с.

25. Городецкий А. С. Метод конечных элементов в проектировании транспортных сооружений. Москва: Транспорт, 1981. 143 с.

26. ГОСТ 33788-2016. Вагоны грузовые и пассажирские. Методы испытаний на прочность и динамические качества. [25.05.2016]. Москва: Стандартинформ, 2016. 40 с.

27. ГОСТ 33211-2014. Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам. [22.12.2014]. Москва: Стандартинформ, 2016. 54 с.

28. ГОСТ 31232. Контейнеры для перевозки опасных грузов. Требования по эксплуатационной безопасности. [28.03.2005]. Минск: НП РУП "Белорусский государственный институт стандартизации и сертификации (БелГИСС)", 2005. 6 с.

29. ГОСТ 20259-80. Контейнеры универсальные. Общие технические условия. [07.2002]. Москва: ИПК стандартов, 2002. 17 с.

30. ГОСТ 18477-79. Контейнеры универсальные. Типы, основне параметры и размеры. [11.2004]. Москва: ИПК стандартов, 2004. 11 с.

31. ГОСТ Р54157-2010. Трубы стальные профильные для металлоконструкций. Технические условия [21.12.2010]. Москва: ИПК стандартов, 2010. 92 с.

32. ГОСТ 20527-82. Фитинги угловые крупнотоннажных контейнеров. Конструкция и размеры. [26.10.2004]. Москва: ИПК стандартов, 2004. 9 с.

33. Гуржи Н. Л. Поліпшення технічних характеристик секційного вагонуплатформи шляхом вдосконалення конструкції: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07. Дніпропетровськ, 2010. 20 с.

34. Давидан И. Н. Ветер и волны в океанах и морях: справочные данные. Ленинград: Транспорт, 1974. 360 с.

35. Даукша А. С. Совершенствование вагонов на основе использования съемных кузовов: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07. Санкт-Петербург, 2018. 16 с.

36. ДСТУ 7598:2014. Вагони вантажні. Загальні вимоги до розрахунків та проектування нових і модернізованих вагонів колії 1520 мм (несамохідних). [01.07.2015]. Київ, 2015. 162 с.

37. Долгих К. О. Нагруженность кузова полувагона при воздействии накладных вибромашин: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07. Санкт-Петербург, 2013. 16 с.

38. Донченко А. В., Федосов-Ніконов Д. В. Методика розрахунковоекспериментальних досліджень конструкції довгобазної платформи. Збірник наукових праць Державного економіко-технологічного університету транспорту. Серія : Транспортні системи і технології. 2016. Вип. 28. С. 53–60.

39. Дьомін, Р. Ю. Розвиток методів і засобів досліджень з убезпечення технічної експлуатації залізничного рухомого складу: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.22.07. Сєвєродонецьк, 2018. 40 с.

40. Дьомін Ю. В., Черняк Г. Ю. Основи динаміки вагонів: навч. посіб. Київ: КУЕТТ, 2003. 269 с.

41. Дьяконов В. МАТНСАД 8/2000: специальный справочник. СПб.: Питер, 2000. 592 с. 42. Еремин В., Семенникова Л. Исследование напряженнодеформированного состояния кузов-контейнера с помощью программного комплекса APM WinMachine. *САПР и графика*. 2004. №7. С. 23–28.

43. Ермоленко И. Ю., Железняк В. Н. Исследование динамики подвижного состава с использованием экспериментального вагона-лаборатории при движении по сложным участкам дороги ВСЖД. *Современные технологии*. *Системный анализ. Моделирование*. 2016. № 4 (52). С. 199–203.

44. Жарова Е. А. Обоснование вариантов продления сроков службы специализированных вагонов-платформ: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07. Санкт-Петербург, 2008. 16 с.

45. Забезпечення надійності роботи та збереження пасажирських і вантажних вагонів при перевезенні на поромах: Звіт з НДР / Українська державна академія залізничного транспорту. – №ДР0107U000340. – Х., 2008. – 176 с.

46. Забродин В. П., Серегин А. А., Суханова М. В., Портаков А. Б. Экспериментальные методы определения напряжений и деформаций: учебное пособие. Зерноград: Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВО Донской ГАУ, 2017. 104 с.

47. Ибрагимов Н. Н., Рахимов Р. В., Хаджимухамедова М. А. Разработка конструкции контейнера для перевозки плодоовощной продукции. *Молодой ученый*. 2015. №21(101). С. 168–173.

48. Ивченко Г. И., Медведев Ю. И. Математическая статистика. Москва: Книжный дом "Либроком", 2014. 352 с.

49. Игнатенков Г. И. Создание комплекса специализированных вагонов на основе метода адаптивного конструирования: автореф. дис. ... докт. техн. наук: 05.22.07. Санкт-Петербург, 2000. – 40 с.

50. Инновационный подвижной состав производства «Уралвагонзавода» для железных дорог «пространства 1520 мм. *Транспорт Российской Федерации*. 2010. №3(28). С. 20–21. 51. Кабатченко И. М. Моделирование ветрового волнения. Численные расчеты для исследования климата и проектирования гидротехнических сооружений: автореф. дис. ... докт. геогр. наук: 25.00.28. Москва, 2006. 41 с.

52. Кельріх М. Б., Федосов-Ніконов Д. В. Дослідження на міцність конструкції довгобазної платформи. Вісник Східноукраїнського Національного університету імені Володимира Даля. 2016. № 1 (225). С. 90–94.

53. Кирьянов Д. В. Mathcad 13. СПб.: БХВ. Петербург, 2006. 608 с.

54. Клоченко Н. Паром "Клайпеда", Морской флот. 1988. №5. С. 27 – 31.

55. Кобзарь А. И. Прикладная математическая статистика. Москва: Физматлит, 2006. 816 с.

56. Коваленко В.В. Покращення функціонування розвантажувальних пристроїв напіввагонів шляхом удосконалення їх конструкції та методів розрахунків: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07. Сєвєродонецк, 2019. 20 с.

57. Конструирование и расчет вагонов / Лукин В. В и др.; под. ред. В. В. Лукина. Москва: УМК МПС России, 2000. 731 с.

58. Контейнер-цистерна: пат. 135552 Україна, МПК (2019.01) В65D 88/12 (2006.01), В61D 3/00, В61D 3/20 (2006.01). и2018 12989. заявл. 27.12.18; опубл. 10.07.19, Бюл. № 13.

59. Контейнер-цистерна: пат. 134400 Україна, МПК (2019.01) В61D 3/00, В61D 3/20 (2006.01), В61D 5/00, В65D 88/06 (2006.01), В65D 88/12 (2006.01). u2018 12988; заявл. 27.12.18; опубл. 10.05.19, Бюл. № 9.

60. Космин В.В. Основы научных исследований. Москва: ГОУ "Учебнометодический центр по образованию на железнодорожном транспорте", 2007. 271 с.

61. Кострица С. А. Напряженно-деформированное состояние крупнотоннажных контейнеров в условиях эксплуатации: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07. Днепропетровск, 1987. 17 с.

62. Королева Д. Ю. Совершенствование метода расчета крепления грузов при соударениях вагонов: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.08. Новосибирск, 2001. 17 с.

63. Кривовязюк Ю. П. Оценка эквивалентной нагруженности четырехосных железнодорожных цистерн с жидкими грузами различной плотности при продольных ударах: дис. ... канд. техн. наук: спец. 05.22.07, Днепропетровск, 1986. 157 с.

64. Критий вагон: пат. 111572 Україна, МПК (2016.01) В61D 3/00, В61F 1/00, В61F 1/02 (2006.01), В61F 1/08 (2006.01), В61D 17/04 (2006.01), В61D 17/08 (2006.01), В61D 17/12 (2006.01). а2015 09003. заявл. 18.09.2015; опубл. 10.05.2016. Бюл. №9.

65. Кудрявцев И. А. Применение метода конечных элементов для расчета конструкций на транспорте. Гомель, 1985. 67 с.

66. Кузнецов С. А. Нагруженность заделок стоек кузовов полувагонов с учетом коррозионного износа: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07. Екатеринбург, 2005. 23 с.

67. Кулагин Н. Н. Нормирование труда на железнодорожном транспорте: Учебник для техникумов ж.-д. трансп. Москва: Транспорт, 1985. 320 с.

68. Кякк К. В. Выбор конструктивной схемы и параметров несущей конструкции железнодорожной платформы для перевозки крупнотоннажных контейнеров: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07. Санкт-Петербург, 2007. 16 с.

69. Литвинов В. П. Моделирование нагруженности при ударах в автосцепку кузовов вагонов как двумерных механических систем: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22. Днепропетровск, 1984. 20 с.

70. Ловская А. А. Особенности математического моделирования динамической нагруженности несущих конструкций контейнеров, размещенных на вагонах-платформах при эксплуатационных режимах нагружения. Проблемы безопасности на транспорте: VIII-я Международная научно-практическая конференция, посвященная Году науки. (Гомель, 23– 24 ноября 2017 г.). Республика Беларусь, г. Гомель: БелГУТ, 2017. С. 116–117.

71. Ловська А. О. Визначення динамічної навантаженості контейнерів при експлуатаційних режимах. *Транспорт і логістика: проблеми та рішення*: збірник наукових праць IX-ї міжнародної науково-практичної конференції. (Одеса, 22–24 травня 2019 р.). Одеса: СНУ ім. В. Даля, 2019. С. 81–84.

72. Ловська А. О. Визначення динамічної навантаженності удосконаленої несучої конструкції вагона-платформи зчленованого типу при комбінованих перевезеннях. *Логістичне управління та безпека руху на транспорті*: збірник наукових праць науково-практичної конференції студентів та молодих вчених. (Лиман, 5–7 жовтня 2017 р.). Лиман: СНУ ім. В. Даля, 2017. С. 92–94.

73. Ловська А. О. Визначення навантаженості контейнера, розміщеного на вагоні-платформі при пружно-в'язкій взаємодії фітингів з фітинговими упорами. *Збірник наукових праць УкрДУЗТ*. 2019. Вип. 184. С. 6–19.

74. Ловська А. О. Визначення навантаженості контейнерів у складі комбінованих поїздів при перевезенні залізничним поромом. *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна.* 2017. Вип. 6 (72) С. 49–60.

75. Ловська А. О. Визначення стійкості контейнера-цистерни відносно рами вагона-платформи при перевезенні на залізничному поромі. *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна.* 2019. № 1 (79). С. 139–150.

76. Ловська А. О. Вплив тиску насипного вантажу на стійкість контейнера при перевезенні залізничним поромом. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Динаміка і міцність машин. 2019. № 1. С. 23–27.

77. Ловська А. О. Дослідження міцності несучих конструкцій контейнерів у складі комбінованих поїздів при перевезенні залізничним поромом. *Вісник* Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. 2018. Вип. 29 (1305). С. 62–68.

78. Ловська А. О. Дослідження динамічних навантажень, що діють на несучі конструкції кузовів вагонів при комбінованих перевезеннях. *Розвиток наукової та інноваційної діяльності на транспорті*: матеріали 78 міжнародної науково-технічної конференції. (Харків, 26–28 квітня 2016 р.). Харків: УкрДАЗТ, 2016. С. 39–40.

79. Ловська А. О. Дослідження динамічних навантажень, які діють на вагон-платформу зчленованого типу з контейнерами при експлуатаційних режимах навантаження. *Проблеми розвитку транспорту і логістики*: збірник тез VII-ї міжнародної науково-практичної конференції. (Одеса, 26–28 квітня 2017 р.). Одеса: СНУ ім. В. Даля, 2017. С. 97–98.

80. Ловська А. О. Дослідження динамічного навантаження вагонаплатформи з контейнерами, розміщеними на ньому при маневровому співударянні. *Інновації інфраструктури транспортно-логістичних систем*. *Проблеми, досвід, перспективи*: зб. тез міжнародної науково-практичної конференції. (Трускавець, 11–17 квітня 2016 р.). Трускавець: СНУ ім. В. Даля, 2016. С. 108–110.

81. Ловська А. О. Дослідження динамічної навантаженості вагонаплатформи з контейнерами при перевезенні на залізничному. *Залізничний транспорт України*. 2017. № 2. С. 16–20.

82. Ловська А. О. Дослідження динамічної навантаженості контейнерів з пружно-в'язкими зв'язками у фітингах при експлуатаційних режимах. *Вагони нового покоління: із XX в XXI сторіччя*: Тези доповідей II Всеукраїнської конференції. (Харків, 23–25 квітня 2019 р.). Харків: УкрДУЗТ, 2019. С. 13–14.

83. Ловська А. О. Дослідження міцності несучої конструкції контейнерацистерни, розміщеного на вагоні-платформі при маневровому співударянні. Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій Міністерства освіти і науки України: Серія «Транспортні системи і технології». 2016. Вип. 28. С. 90–98. 84. Ловська А. О. Комп'ютерне моделювання навантаженості контейнерацистерни при експлуатаційних режимах. *Логістичне управління та безпека руху на транспорті*: збірник наукових праць науково-практичної конференції студентів та молодих вчених. (Київ, 16–17 листопада 2018 р.). Київ: СНУ ім. В. Даля, 2018. С. 114–116.

85. Ловська А. О. Математичне моделювання динамічної навантаженості контейнера-цистерни при перевезенні на залізничному поромі. *Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту*: матеріали 79 міжнародної науково-практичної конференції. (Дніпро, 16–17 травня 2019 р.). Дніпро: ДНУЗТ, 2019. С. 55–56.

86. Ловська А. О. Моделювання навантаженості контейнера-цистерни при перевезенні у складі комбінованого поїзда на залізничному поромі. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. 2018. Вип. 33. С. 28–32.

87. Ловська А. О. Моделювання навантаженості несучої конструкції вагона-платформи зчленованого типу при комбінованих перевезеннях. *Технології та інфраструктура транспорту*: тези доповідей міжнародної науково-технічної конференції. (Харків, 14–16 травня 2018 р.). Харків: УкрДУЗТ, 2018. С. 125–126.

88. Ловська А. О. Обґрунтування доцільності оптимізації та комп'ютерне моделювання міцності кузову напіввагону з використанням у якості несучих елементів конструкції круглих труб. *Розвиток наукової та інноваційної діяльності на транспорті*: матеріали 77 міжнародної науково-технічної конференції науково-практичної конференції. (Харків, 21–23 квітня 2015 р.). Харків: УкрДАЗТ, 2015. С. 63–64.

89. Ловська А. О. Особливості комп'ютерного моделювання навантаженості контейнера з пружно-в'язкими зв'язками у фітингах при експлуатаційних режимах. Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій Міністерства освіти і науки України: Серія «Транспортні системи і технології». 2019. Вип. 33. Т. 2. С. 28–37.

90. Ловська А. О. Особливості конструкції та перевірочних розрахунків на міцність несучої системи вагону-платформи із круглих труб. *Логістичне управління та безпека руху на транспорті*: зб. тез міжнародної науковопрактичної конференції. (Лозова, 4 – 8 травня 2015 р.). Лозова: СНУ ім. В Даля, 2015. С. 25 – 26.

91. Ловська А. О. Особливості моделювання динамічної навантаженості вагона-платформи зчленованого типу з контейнерами. Вісник Східноукраїнського національного університету імені В. Даля. 2017. №4(234). С. 138–145.

92. Ловська А. О., Равлюк В. Г. Дослідження динамічної навантаженості несучих конструкцій контейнерів при перевезенні на вагонах-платформах. *Dynamika naukowych badań*-2017: materiały XIII międzynarodowej naukowipraktycznej konferencji. (Przemyśl, 07–15 lipca 2017 roku). Przemyśl: Nauka i studia, 2017. C. 24–26.

93. Ловська А. О., Рибін А. В. Визначення навантаженості контейнерацистерни при перевезенні у складі комбінованого поїзда на залізничному поромі. *Science and technology of the present time: priority development directions of Ukraine and Poland*: International Multidisciplinary Conference. (Wolomin, 19– 20 October 2018). Wolomin, 2018. C. 110–111.

94. Ловська А. О., Рибін А. В. Визначення стійкості контейнера типорозміру 1СС при перевезенні залізничним поромом. *НАУКА, ТЕХНІКА І ТЕХНОЛОГІЇ: ГЛОБАЛЬНІ ТА СУЧАСНІ ТЕНДЕНЦІЇ*: Міжнародна науковопрактична конференція. (Прага, Чеська Республіка, 27–28 грудня, 2019 р.). Прага, Чеська Республіка, 2019. С. 54–56.

95. Ловська А. О., Рибін А. В. Моделювання навантаженості контейнера типорозміру 1СС при перевезенні на залізничному поромі. *Логістичне управління та безпека руху на транспорті*: збірник наукових праць науковопрактичної конференції здобувачів вищої освіти та молодих вчених. (Лиман, 14–16 листопада 2019 р.). Лиман: СНУ ім. В. Даля, 2019. С. 96–99.

96. Ловська А. О., Рибін А. В. Особливості дослідження динамічної навантаженості контейнера-цистерни при перевезенні на залізничному поромі. Вісник Східноукраїнського національного університету імені В. Даля. 2019. №3 (251). С. 117–122.

97. Ловська А. О. Удосконалення заходів щодо надійності закріплення несучих конструкцій кузовів вагонів на залізничних поромах. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. 2016. Вип. 46 (1218). С. 39–43.

98. Ловська А. О. Уточнення величин динамічних навантажень, що діють на несучі конструкції кузовів вагонів при перевезенні залізничними поромами. *Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту*: матеріали 76 міжнародної науково-практичної конференції. (Дніпропетровськ, 19 – 20 травня 2016 р.). Дніпропетровськ: ДНУЗТ, 2016. С. 49–50.

99. Ловська А. О., Ялова І. В. Дослідження динамічних навантажень, які діють на вагон-платформу з контейнерами при перевезенні на залізничному поромі. *Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту*: матеріали 77 міжнародної науково-практичної конференції. (Дніпропетровськ, 11–12 травня 2017 р.). Дніпропетровськ: ДНУЗТ, 2017. С. 53–55.

100. Макаров Р. А. Тензометрия в машиностроении. Москва: Машиностроение, 1975. 288 с.

101. Макеев С. В., Буйленков П. М. Особенности расчета напряженнодеформированного состояния танка-контейнера с учетом реального нагружения НАУКА-ОБРАЗОВАНИЕ-ПРОИЗВОДСТВО: В эксплуатации. Опыт u перспективы развития: сборник материалов XIV Международной научнотехнической конференции, посвященной памяти доктора технических наук, профессора Е. Г. Зудова. T. 1: Горно-металлургическое производство. Машиностроение и металлообработка. (Нижний Тагил, 8-9 февраля 2018 г.): Нижний Тагил: НТИ (филиал) УрФУ. 2018. С. 174–184.

102. Маков Ю. Л. Качка судов. Калининград: "КГТУ", 2007. 321 с.

103. Мануева М. В. Обоснование структуры и параметров длиннобазных вагонов-платформ для перевозки автопоездов и крупнотоннажных контейнеров: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07. Брянск, 2012. 17 с.

104. Масленников А.М. Расчет строительных конструкций методом конечных элементов. Ленинград: ЛИСИ, 1977. 71 с.

105. Методика выполнения измерений статических и динамических деформаций при испытаниях изделий машиностроения. Мариуполь, 1998 г.

106. Мехеда В. А. Тензометрический метод измерения деформаций: учебное пособие. Самара: Издательство Самарского государственного аэрокосмического университета, 2011. 56 с.

107. Мишута Д. В., Альгин В. Б., Михайлов В. Г. Оценка напряженнодеформированного состояния кузова-контейнера переменного объема. *Вестник Белорусско-Российского университета*. 2012. №4(37). С. 61–68.

108. Мишута Д. В. Упрощенные методы измерения напряженнодеформированного состояния кузова-контейнера переменного объема. *Приборы и методы измерений*. 2012. №2(5). С. 100–103.

109. Мороз В.І. Суранов О.В., Братченко О.В., Логвіненко О.А. Особливості виникнення погрішностей тензометрування в дослідженнях механізмів газорозподілу чотиритактних дизелів. *Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту*. 2001. Вип. 49. С. 85–90.

110. Морчиладзе И. Г. Ситуационная адаптация вагонов для международных перевозок грузов: автореф. дис. ... докт. техн. наук: 05.22.07. Санкт-Петербург, 2006. 55 с.

111. Мямлин С. В., Мурашова Н. Г., Кебал И. Ю., Кажкенов А. З. Совершенствование конструкции крытых вагонов. Вагонний парк. 2015. №7-8 (100-101). С. 4–8.

112. Наставление по креплению генеральных грузов при морской перевозке для т/х "Герои Плевны". Cargo securing manual for m/v "Geroi Plevny"

№ 2512. 02. Одесса: Мин. транспорта Украины. Гос. департамент морского и речного транспорта, 1997. 51 с.

113. Наставление по креплению генеральных грузов при морской перевозке для т/х "Герои Шипки". Cargo securing manual for m/v "Geroi Shipky" № 2512. 02. – Офиц. изд. Одесса: Мин. транспорта Украины. Гос. департамент морского и речного транспорта. 1997. 51 с.

114. Наставление по креплению груза для т/х "Петровск"
 ПР. № 002CNF001 – ЛМПЛ – 805. Одесса: МИБ, 2005. 52 с.

115. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). Москва: ГосНИИВ – ВНИИЖТ, 1996. 319 с.

116. НПАОП 60.1-1.48-00. Правила безпеки для працівників залізничного транспорту на електрифікованих лініях. [31.05.2000]. Київ: Девалта, 2014. 159 с.

117. НПАОП 40.1-1.21-98. Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів. [20.02.1998]. Київ: Держнаглядохоронпраці, 1998. 91 с.

118. ОСТ 32.55-96. Система испытаний подвижного состава. Требования к составу, содержанию, оформлению и порядку разработки программ и методик испытаний и аттестации методик испытаний. [11.07.1996]. Москва: ВНИИЖТ, 1996. 22 с.

119. Объединенная Вагонная Компания представила вагоны нового поколения для тяжеловесного движения веб сайт. URL: https://www.uniwagon.com/multimedia/news/obedinennaia-vagonnaia-kompaniia-predstavila-vagon/ (дата звернення: 09.02.2016).

120. Панасенко Н. Н., Яковлев П. В. Проектирование контейнеров для морской перевозки длинномерных труб. Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2014. №3. С. 97–107.

121. Пановко Я. Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. Изд. 3е, доп. и переработ. Ленинград: Машиностроение, 1976. 320 с. 122. Правила перевозок опасных грузов. К соглашению о международном железнодорожном грузовом сообщении. Том 3. ОСЖД, 2011. 531 с.

123. Пристрій для закріплення вагона відносно палуби залізничного порома: пат.136743 Україна, МПК (2019.01) В60Р 7/08 (2006.01), В60Р 7/135 (2006.01), В60Р 3/06 (2006.01), В63В 25/00. и2019 03401. заявл. 04.04.19; опубл. 27.08.19, Бюл. №16.

124. Програма випробувань вагонів-платформ моделей 13-7138, 13-7138-01. Кременчук: УкрНДІВ, 2020.

125. Проектирование подъемных барабанов в SolidWorks Simulation /
К. Заболотный, А. Жупиев, Е. Панченко, И. Протыняк, С. Калюжный,
Ю. Овчинников. *САМ–СИСТЕМЫ*. 2010. № 1. С. 16 – 21.

126. РД 24.050.37-95. "Вагоны грузовые и пассажирские. Методы испытаний на прочность и ходовые качества", ГосНИИВ, 1995 г.

127. Руденко В. М. Математична статистика. Київ: Центр учбової літератури, 2012. 304 с.

128. Серпик И.Н., Сударев В. Г., Тютюнников А. И., Левкович Ф. Н. Эволюционное моделирование в проектировании несущих систем вагонов. Вестник ВНИИЖТ. 2008. №5. С. 21–25.

129. Таничева Н. А. Выбор конструктивных решений сочлененных грузовых вагонов-платформ: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07. Санкт-Петербург, 2013. 16 с.

130. Технические условия размещения и крепления грузов в вагонах и контейнерах. М., 2017.

131. Третьяков А. В., Третьяков О. А., Зимакова М. В., Петров А. А. Экспериментальная оценка спектров ударного отклика подвижного состава. Наука та прогрес транспорту. *Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту*. 2017. № 3 (69). С. 147–159.

132. Ударно-тяговий прилад залізничного вагона: пат. 138422 Україна, МПК В65G 11/16 (2006.01), В65G 11/18 (2006.01). u2019 05595; заявл. 23.05.19; опубл. 25.11.19, Бюл. №22.

133. Устич П. А., Карпыч В. А., Овечников М. Н. Надежность рельсового нетягового подвижного состава. Москва: УМЦ МПС России, 1999. 416 с.

134. Федосов-Ніконов Д.В. Покращення міцнісних якостей довгобазних вагонів-платформ шляхом удосконалення їх конструкцій та методів розрахунків: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07. Київ, 2018. 23 с.

135. Фомін О. В., Ловська А. О., Горбань А. В., Скок П. О. Дослідження динамічної навантаженості контейнера, розміщеного на вагоні-платформі при перевезенні залізничним поромом. *Актуальні проблеми інженерної механіки*: Тези доповідей VI Міжнародної конференції. (Одеса, 20–24 травня 2019 р.). Одеса: ОДАБА, 2019. С. 198–200.

136. Фомін О. В., Ловська А. О. Дослідження доцільності застосування круглих труб в якості елементів несучих систем залізничних вагонів-платформ. Вісник Східноукраїнського національного університету імені В. Даля. 2015. №1(218). С. 38–45.

137. Фомін О. В., Ловська А. О., Чимшир В. І., Букатова О. М., Яренчук Л. Г. Особливості визначення навантаженості несучої конструкції кузова напіввагона зчленованого типу з круглих труб. *Проблеми надійності та довговічності інженерних споруд і будівель на залізничному транспорті*: тези доповідей 8-ої Міжнародної науково-технічної конференції. (Харків, 20 – 22 листопада 2019 р.). Харків, УкрДУЗТ, 2019. С. 95–96.

138. Фомін О. В. Дослідження дефектів та пошкоджень несучих систем залізничних напіввагонів. Київ: ДЕТУТ, 2014. 299 с.

139. Фомін О. В. Оптимізаційне проектування елементів кузовів залізничних напіввагонів та організація їх виробництва. Донецьк: ДонІЗТ, 2013. 251 с.

140. Фомін О. В. Розвиток наукових основ створення та ефективного використання вантажних вагонів: автореф. дис. ... докт. техн. наук: 05.22.07. Сєверодонецьк, 2016. 40 с.

141. Фомін О.В. Модернізація елементів стіни бокової універсальних напіввагонів вітчизняного виробництва. Збірник наукових праць Донецького

інституту залізничного транспорту Української державної академії залізничного транспорту. 2011. Вип. 26. С. 111–115.

142. Хилой И. А. Совершенствование конструкции кузова специализированного полувагона: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07. Санкт-Петербург, 2012. 20 с.

143. Царик Р. С., Акмайкин Д. А. Оценка влияния положения центра тяжести контейнера на метацентрическую высоту контейнеровоза. Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. 2016. №6(40). С. 58–70.

144. ЦВ-0142. Вагони вантажні залізниць України колії 1520 (1524) мм. Настанова з деповського ремонту. [26.12.2013]. Київ: Девалта, 2014. 159 с.

145. ЦВ-0016. Вантажні вагони залізниць України колії 1520 мм. Правила капітального ремонту. [20.06.2006]. Київ, 2006. 173 с.

146. Цыганская Л. В. Влияние конструктивных решений контейнеровцистерн на их нагруженность при транспортировке железнодорожным транспортом: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07. Санкт-Петербург, 2008. 16 с.

147. Чепурной А. Д., Литвиненко А. В., Шейченко Р. И., Граборов Р. В., Чубань М. А. Ходовые прочностные и динамические испытания вагонаплатформы. Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут". 2015. Вип. 31 (1140). С. 111–128.

148. Шайтанова И. К. Выбор направлений модернизации универсальных вагонов-платформ: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07. Санкт-Петербург, 2005. 20 с.

149. Шам Тику. Эффективная работа SolidWorks 2005. Официальное руководство. СПб.: Питер, 2006. 720 с.

150. Шевченко В.В., Горбенко А. П. Вагоны промышленного железнодорожного транспорта. Киев: Вища школа, 1980. 224 с.

151. Шиманский Ю.А. Динамический расчет судовых конструкций. Ленинград: Государственное издательство судосторительной промышленности, 1963. 444 с.

152. Шишин В.П. Морской железнодорожный паром "Мукран". Судостроение. 1986. №12. С. 3 – 5

153. Яблонский А. А., Никифорова А. А. Курс теоретической. Москва: Высшая школа, 1977. 368 с.

154. Alyona Lovska. Research of loads on carrying structures of containers in combined trains in rail ferry transportation. *Globalization of scientific and educational space. Innovations of transport. Problems, experience, prospects*: Theses of international scientific and practical conference. (Italy, May 2018). Italy: Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, 2018. P. 71–74.

155. Alyona Lovska. Simulation of loads on the carrying structure of an articulated flat car in combined transportation. *International Journal of Engineering* & *Technology*. 2018. 7 (4.3). P. 140–146.

156. Andrew Nikitchenko, Viktor Artiukh, Denis Shevchenko, Raghu Prakash. Evaluation of Interaction Between Flat Wagons and Container at Dynamic Coupling of Flat Wagonss. *MATEC Web of Conferences*. 2016. Vol. 7, 04008. DOI: 10.1051/matecconf/2016 TPACEE-201 6

157. Antipin D.Ya., Racin D.Yu., Shorokhov S.G. Justification of a Rational Design of the Pivot Center of the Open-top Wagon Frame by means of Computer Simulation. *Procedia Engineering*. 2016. Vol. 150. P. 150–154.

158. Arkadiusz Rzeczycki, Bogusz Wisnicki. Strength analysis of shipping container floor with gooseneck tunnel under heavy cargo load. *Solid State Phenomena*. 2016. Vol. 252. P. 81–90.

159. Chandra Prakash Shukla, P. K. Bharti. Study and Analysis of Doors of BCNHL Wagons. *International Journal of Engineering Research & Technology* (*IJERT*). 2015. Vol. 4. Issue 04. P. 1195–1200.

160. Divya Priya G., Swarnakumari A. Modeling and analysis of twenty tonne heavy duty trolley. *Intern. J. of Innovative Technology and Research.* 2014. Vol. 2. No. 6. P. 1568–1580.

161. EN 12663–2. Railway applications – structural requirements of railway vehicle bodies – Part 2: Freight wagons. [01.07.2010]. Bulgaria: BIS, 2010. 54 c.

162. Evandro C. Bracht, Thiago A. de Queiroz, Rafael C. S. Schouery, Flávio K. Miyazawa. Dynamic cargo stability in loading and transportation of containers. *IEEE International Conference on Automation Science and Engineering (CASE)*. 2016, 21 – 25 Aug.

163. Fomin O., Gerlici J., Lovska A., Kravchenko K., Fomina Yu., Lack T. Determination of the strength of the containers fittings of a flat wagon loaded with containers during shunting. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2019. Vol. 659. 012056. doi:10.1088/1757-899X/659/1/012056.

164. Fomin Oleksij, Gerlici Juraj, Lovskaya Alyona, Gorbunov Mykola, Kravchenko Kateryna, Prokopenko Pavlo, Lack Tomas. Dynamic loading of the tank container on a flat wagon considering fittings displacement relating to the stops. *MATEC Web of Conferences*. 2018. Vol. 234.

165. Fomin Oleksij, Gerlici Juraj, Lovskaya Alyona, Kravchenko Kateryna, Pavlo Prokopenko, Tomas Lack. Improvement of the bearing structure of the wagonplatform of the articulated type to ensure the reliability of the fixing on the deck of the railway ferry. *MATEC Web of Conferences*. 2019. Vol. 254.

166. Fomin Oleksij, Gerlici Juraj, Lovskaya Alyona, Kravchenko Kateryna, Prokopenko Pavlo, Fomina Anna, Hauser Vladimir. Durability determination of the bearing structure of an open freight wagon body made of round pipes during its transportation on the railway ferry. *Communications. Scientific Letters of the University of Zilina*. 2019. Vol. 21, Issue 1. P. 28–34.

167. Fomin Oleksij, Gerlici Juraj, Lovskaya Alyona, Kravchenko Kateryna, Prokopenko Pavlo, Fomina Anna, Hauser Vladimír. Research of the strength of the bearing structure of the flat wagon body from round pipes during transportation on the railway ferry. *MATEC Web of Conferences*. 2018. Vol. 235.

168. Fomin Oleksij, Gerlici Juraj, Lovska Alyona, Kravchenko Kateryna, Fomina Yuliia, Lack Tomas. Determination of the strength of the containers fittings of a flat wagon. *Research and Development of Mechanical Elements and Systems, IRMES 2019*: Book of Abstracts for the 9th International Scientific Conference [on]. (Kragujevac, 5–7 September 2019.). Kragujevac, 2019. P. 228–229.

169. Fomin Oleksij, Lovska Alyona, Gorobchenko Oleksandr, Turpak Serhii, Kyrychenko Iryna, Burlutski Oleksii. Analysis of dynamic loading of improved construction of a tank container under operational load modes. *EUREKA: Physics and Engineering*. 2019. 2. P. 61–70.

170. Fomin Oleksij, Lovska Alyona, Daki Olena, Bohomia Volodymyr, Tymoshchuk Olena, Prokopenko Pavlo. The substantiation of the concept of creating containers with viscous-elastic connections in fitting. *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences*. 2019. Vol. 14, No. 15. P. 2771–2776.

171. Fomin Oleksij, Lovska Alyona, Píštěk Václav, Kučera Pavel. Dynamic load computational modelling of containers placed on a flat wagon at railroad ferry transportation. *VIBROENGINEERING PROCEDIA*. 2019. Vol. 29. P. 118–123.

172. Fomin Oleksij, Lovska Alyona, Píštěk, Václav, Kučera Pavel. Research of stability of containers in the combined trains during transportation by railroad ferry. *MM SCIENCE JOURNAL*. 2020. MARCH. P. 3728–3733.

173. Fomin Oleksij, Lovska Alyona, Píštěk, Václav, Kučera Pavel. The research of the influence of viscous interaction between wagon and container on the dynamic load during transportation by rail ferry. *VIBROENGINEERING PROCEDIA*. 2020. Vol. 31. P. 62–67.https://doi.org/10.21595/vp.2020.21439.

174. Fomin Oleksij, Lovska Alyona, Radkevych Valentyna, Horban Anatoliy, Skliarenko Inna, Gurenkova Olga. The dynamic loading analysis of containers placed on a flat wagon during shunting collisions. *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences*. 2019. Vol. 14, No. 21. P. 3747–3752.

175. Fomin Oleksij, Vatulia Glib, Lovska Alyona. Formation of flash-concept for a resource-saving articulated hopper car to transport hot pellets and agglomerate.

E3S Web of Conferences. 2020. Vol. 166. 07002. https://doi.org/10.1051/e3sconf/202016607002.

176. Fomin O., Lovska A., Bazyl L., Radkevych O., Skliarenko I. Determination of the strength of the flat wagon fitting stops by elastic viscous interaction with fittings of the tank container. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. 2019. Vol. 708. 012008. doi:10.1088/1757-899X/708/1/012008.

177. Fomin O., Lovska A., Chimshir V., Bukatova O., Yarenchuk L. Peculiarities of determining the bearing structure load of the body of articulated open wagon made of round pipes. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. 2019. Vol. 7

178. Fomin O., Lovska A. Concept of freight wagons made of round pipes. Tallinn: Scientific Route. – 2020. – p. 72. doi: https://doi.org/10.21303/978-9916-9516-3-7

179. Fomin O., Lovska A., Daki O., Bohomia V., Tymoshchuk O., Tkachenko V. Determining the dynamic loading on an open-top wagon with a twopipe girder beam. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. № 3/7 (99). P. 18–25.

180. Fomin O., Lovska A., Kovtun O., Nerubatskyi V. Defining patterns in the longitudinal load on a train equipped with the new conceptual couplers. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2020. № 2/7 (104) P. 33–40.

181. Fomin O., Lovska A., Kulbovskyi I., Holub H., Kozarchuk I., Kharuta V. Determining the dynamic loading on a semi-wagon when fixing it with a viscous coupling to a ferry deck. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. № 2/7 (98). P. 6–12.

182. Fomin O., Lovska A., Lack T., Bykovets N., Shatkovska H., Kravchenko K. Determination of the strength of a flat wagon by elastic viscous interaction with tank containers. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. 2020. Vol. 776. 012015. doi:10.1088/1757-899X/776/1/012015.

183. Fomin O., Lovska A., Masliyev V., Tsymbaliuk A., Burlutski O. Determining strength indicators for the bearing structure of a covered wagon's body

made from round pipes when transported by a railroad ferry. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. № 1/7 (97). P. 33–40.

184. Fomin O., Lovska A., Melnychenko O., Shpylovyi I., Masliyev V., Bambura O., Klymenko M. Determination of dynamic load features of tank containers when transported by rail ferry. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. № 5/7 (101). P. 19–26.

185. Fomin O., Lovska A., Skliarenko I., Klochkov Yu. Substantiating the optimization of the loadbearing structure of a hopper car for transporting pellets and hot agglomerate. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2020. $N_{2}1/7$ (103). P. 65–74.

186. Fomin O. V., Gorbunov N. I., Lovskaya A. A. Prospective concept of the draft system of open boxcars. *Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського*. 2016. Вип. 6 (101). Частина 1. С. 76–85.

187. Fomin O.V., Lovska A.O., Plakhtii O.A., Nerubatskyi V.P. The influence of implementation of circular pipes in load-bearing structures of bodies of freight cars on their physico-mechanical properties. *Scientific Bulletin of National Mining University*. 2017. №6. C. 89–96.

188. Gerlici J., Lack T., Gorbunov M., Domin R., Kovtanets M., Kravchenko K. Slipping and skidding occurrence probability decreasing by means of the friction controlling in the wheel-braking pad and wheel-rail contacts. *Manufacturing technology*. 2017. Vol. 7(2). P. 179–186.

189. Harak S. S., Sharma S. C., Harsha S. P. Structural Dynamic Analysis of Freight Railway Wagon Using Finite Element Method. *Procedia Materials Science*. 2014. Vol. 6. P. 1891–1898.

190. Hongxia Lv., Evandro C. Bracht, Thiago A. de Queiroz, Rafael C. S. Schouery, Flávio K. Miyazawa. Measures of Loading and Securing Steel Coils in Containers in Rail-Water Combined Transport. *ICTE*. 2013. October.

191. Hyun-Ah Lee, Seong-Beom Jung, Hwan-Hak Jang, Dae-Hwan Shin, Jang Uk Lee, Kwang Woo Kim and Gyung-Jin Park. Structural-optimization-based design

process for the body of a railway vehicle made from extruded aluminum panels. *Journal of Rail and rapid transit.* 2016, No. 11.

192. Iwnicki S.D., Stichel S., Orlova A., Hecht M. Dynamics of railway freight vehicles. *Vehicle System Dynamics*. 2015. Vol. 53. No. 7. P. 995–1033.

193. Jan Zamecnik, Juraj Jagelcak. Evaluation of wagon impact tests by various measuring equipment and influence of impacts on cargo stability. *Communications*. 2015, No. 4. P. 21–27.

194. Khadjimukhametova Matluba Adilovna, Rakhmatov Zafar Xasanovich. Development of improved technical means for transportation fruits and vegetables. *European science review*. 2016. P. 175 – 177.

195. Kitov Y., Verevicheva M., Vatulia G., Orel Y., Deryzemlia S. Design solutions for structures with optimal internal stress distribution. *MATEC Web of Conferences*. 2017, Vol. 133(1–3) 03001 DOI: 10.1051/matecconf/201713303001

196. Krason W., Niezgoda T. Fe numerical tests of railway wagon for intermodal transport according to PN-EU standards. *Bulletin of the Polish Academy of Sciences Technical Sciences*. 2014. Vol. 62. Iss. 4. P. 843–851.

197. Lovskaya Alyona, Gerlici Juraj, Fomin Oleksij, Kravchenko Kateryna, Fomina Yuliia, Lack Tomas. Special Aspects of Determining the Dynamic Load of the Tank Container During Its Transportation in an Integrated Train Set by a Railway Ferry. *TRANSBALTICA XI: Transportation Science and Technology Proceedings of the International Conference TRANSBALTICA*. Vilnius, Lithuania, 2019. P. 58–590.

198. Lovska Alyona. Research of dynamic loading of a container located on a flat wagon at visco-elastic interaction between fittings and fitting stops. *Globalization of scientific and educational space*. *Innovations of transport*. *Problems, experience, prospects*: Theses of international scientific and practical conference. (Salou (Spain), 4–11 May 2019). Salou (Spain): Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, 2019. P. 57–58.

199. Mrzyglod M., Kuczek T. Uniform crashworthiness optimization of car body for high-speed trains. *Structural and Multidisciplinary Optimization*. 2014. Vol. 49. P. 327–336. 200. Niezgoda T., Krasoń W., Stankiewicz M. Simulations of motion of prototype railway wagon with rotatable loading floor carried out in MSC Adams software. *J. of KONES. Powertrain and Transport.* 2015. Vol. 19. Iss. 4. P. 495–502.

201. Pavol Šťastniak, Pavol Kurčík, Alfréd Pavlík. Design of a new railway wagon for intermodal transport with the adaptable loading platform. *MATEC Web of Conferences*. 2018. Vol. 235(2). 00030.

202. Raffaele Sepe, Angela Pozzi. Static and modal numerical analyses for the roof structure of a railway freight refrigerated car. *R. Sepe et alii, Frattura ed Integrità Strutturale*. 2015. Vol. 33. P. 451–462. doi: 10.3221/IGF-ESIS.33.50 https://www.fracturae.com/index.php/fis/article/view/IGF-ESIS.33.50

203. Reidemeister O. H., Kalashnyk V. O., Shykunov O. A. Modernization as a way to improve the use of universal cars. *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту.* 2016. \mathbb{N} 2 (62). C. 148–156.

204. Sandu N., Zaharia N. L. Static and dynamic tests performed on a flat wagon. *Problemy koleynictwa*. 2014. Zeszyt 163 (2014). P. 67–77.

205. Sapronova S., Tkachenko V., Fomin O., Gatchenko V., Maliuk S. Research on the safety factor against derailment of railway vehicles. *Eastern-European journal of enterprise technologies*. 2017. Vol. 6, Issue 7 (90). P. 19–25. doi: 10.15587/1729-4061.2017.116194

206. Stephen Tiernan, Martin Fahy. Dynamic fea modelling of iso tank containers. *Journal of materials processing technology*. 2002. №124 (1). P. 126–132.

207. Tomasz Kuczek, Bartosz Szachniewicz. Topology Optimization of Railcar Composite Structure. *Inderscience Enterprises Ltd.* 2014, January.

208. Utsab Rakshit, Bidhan Malakar, Binoy Krishna Roy. Study on Longitudinal Forces of a Freight Train for Different Types of Wagon Connectors. *IFAC-Papers On Line*. 2018. Vol. 51. Issue 1. P. 283–288.

209. Vatulia G., Falendysh A., Orel Y., Pavliuchenkov M. Structural Improvements in a Tank Wagon with Modern Software Packages. *Procedia Engineering*. 2017. Vol. 187. P. 301–307. doi: 10.1016/j.proeng.2017.04.379 210. Wiesław Krasoń, Tadeusz Niezgoda, Michał Stankiewicz. Innovative Project of Prototype Railway Wagon and Intermodal Transport System. *Transportation Research Procedia*. 2016. Vol. 14. P. 615–624.

211. Wójcik K., Malachowski J., Baranowski P., Mazurkiewicz L., Damaziak K., Krason W.. Multi-body simu-lations of railway wagon dynamics. *J. of KONES Powertrain and Transport*. 2012. Vol. 19. No. 3. P. 499–506.

212. Yoon S. C. et al. Evaluation of Structural Strength in Body Structure of Freight Car. *Key Engineering Materials*. 2010. Vol. 417–418. P.181–184.

213. Yuan Y.Q., Li Q., Ran K. Analysis of C80B Wagons Load-Stress Transfer Relation. *Applied Mechanics and Materials*. 2012. Vol. 148-149. P. 331– 335.

Додаток А

Акти про впровадження результатів дисертації



АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи Ловської Альони Олександрівни "Розвиток наукових основ розрахунків конструкцій вагонів шляхом урахування наднормованих режимів при експлуатації"

Цим Актом підтверджується, що в період з 2020 р. по 2021 р. на ДМЗ "Карпати" були прийняті до впровадження розроблені Ловською А. О. науково-технічні рішення з удосконалення несучих конструкцій вагонів та контейнерів. До складу яких входять: розрахункові схеми та уточнені скінченоелементні моделі несучих конструкцій вагонів та контейнерів при експлуатаційних режимах навантаження, зокрема, маневровому співударянні.

В результаті впровадження результатів дисертаційної роботи очікується забезпечення міцності, збереження, а також підвищення безпеки руху вагонів. В разі розповсюдження результатів зазначених розробок на базові конструкції вагонів та контейнерів ДМЗ "Карпати" може бути отримано зниження собівартості їх експлуатації на 2 – 4%.

Від УкрДУЗТ

Проректор з наукової роботи д.т.н., професор Ватуля Г. Л.

Головний науковий співробітник кафедри інженерії вагонів та якості продукції д.т.н., дрофесор

Фомін О. В.

Прявідний науковий співробітник кафедри інженерії вагонів та якості продукції к.т.н., доцент

Ловська А. О.

Від ДМЗ "Карпати"

Головний інженер Принда В. М.

Головний конструктор

Андрешків Ю.Б.

ЗАТВЕРДЖУЮ иректорди «УкрНДІВ», к. т. н. TITLE 🚺 О.М. Сафронов 2021 p.

АКТ

про впровадження результатів дисертаційної роботи Ловської Альони Олександрівни на тему «Розвиток наукових основ розрахунків конструкцій вагонів шляхом урахування наднормованих режимів при експлуатації»

Складений комісією:	
Голова комісії:	
Заступник директора з наукової роботи	
ДП «УкрНДІВ», к.т.н.	А. О. Сулим
Члени комісії:	
Завідувач НДЛ № 6.5 ДП «УкрНДІВ».	
к.т.н., старший дослідник	П. О. Хозя
Завідувач НДЛ № 4.3 ДП «УкрНДІВ»	А. М. Стринжа
Заст. завідувача НДЛ № 6.5 ДП «УкрНДІВ»	С. О. Столєтов
Старший науковий співробітник НДЛ № 4.3 ДП «УкрНДІВ», к.т.н.	Д. В. Федосов-Ніконов

Комісія визначила фактичне впровадження наступних результатів дисертаційної роботи Ловської А. О. в ДП "УкрНДІВ"

- розрахункові схеми несучих конструкцій вагонів при перевезенні у складі поїздів комбінованого транспорту на залізничних поромах, а також при маневровому співударянні вагона-платформи, завантаженого контейнерами з урахуванням технологічних зазорів;

- закономірності процесів динамічної навантаженості суховантажних контейнерів (контейнерів-цистерн) при перевезенні у складі комбінованих поїздів на залізничних поромах;

- закономірності процесів динамічної навантаженості суховантажних контейнерів (контейнерів-цистерн), розміщених на вагонах-платформах при маневрових співударяннях з урахуванням пружних, в'язких або пружно-в'язких зв'язків у фітингах.

- уточнені скінчено-елементні моделі несучих конструкцій вагонів при наднормованих режимах навантажень.

Підставою для впровадження розробок є тематичні плани ДП "УкрНДІВ", зокрема результати дисертаційної роботи використані під час розробки робочої програми та методики випробувань переносних цистерн-контейнерів на динамічний удар в поздовжньому напрямку та науково-експериментальних дослідженнях контейнерів-цистерн на міцність під час впливу на їх конструкцію поздовжнього удару.

Внаслідок впровадження результатів дисертаційної роботи очікується зменшення пошкоджень вагонів в експлуатації, підвищення безпеки руху, екологічної безпеки перевезень вантажів, покращення інтероперабельності (контейнерні перевезення (суховантажні та контейнери-цистерни), залізничнопоромні, контрейлерні тощо) завдяки розвитку наукових основ розрахунків конструкцій вагонів.

Висновки про подальше впровадження розробок: рекомендувати результати наукових досліджень дисертаційної роботи для подальшого використання конструкторськими, проектними та експлуатаційними організаціями вантажного рухомого складу, а також виробникам контейнерів.

Голова комісії

Члени комісії:

А. О. Сулим П. О. Хозя А. М. Стринжа С.О. Столєтов Д.В. Федосов-Ніконов

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з науково-педагогічної роботи УкрДУЗ кт.н., доцент І. Мкртичьян 2021 p. NOT 116172

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

результатів дисертаційного дослідження Ловської Альони Олександрівни

на тему «Розвиток наукових основ розрахунків конструкцій вагонів шляхом урахування наднормованих режимів при експлуатації» у навчальний процес кафедри інженерії вагонів та якості продукції Українського державного університету залізничного транспорту

Цим Актом підтверджується, що в період з 2015 р. по теперішній час у навчальному процесі кафедри інженерії вагонів та якості продукції Українського державного університету залізничного транспорту при викладанні навчальних дисциплін «Основи теорії коливань та стійкості рухомого складу» та «Динаміка вагонів», а також при виконанні магістерських кваліфікаційних робіт використовуються наступні результати дисертаційної роботи Ловської А. О.:

аналіз статистичних даних пошкоджень несучих конструкцій вагонів при наднормованих режимах навантажень;

класифікація основних наднормованих режимів навантажень несучих конструкцій вагонів в експлуатації;

математичні моделі для визначення динамічної навантаженості контейнерів та контейнерів-цистерн у складі комбінованих поїздів при перевезенні на залізничному поромі з урахуванням таких схем їх взаємодії:

контейнера відсутність переміщень вагона-платформи та відносно початкового положення; наявність переміщень вагона-платформи при коливаннях залізничного порому та нерухомість контейнерів відносно рами; наявність переміщень вагона-платформи відносно палуби та контейнерів відносно рами вагона-платформи;

математичні моделі для визначення динамічної навантаженості контейнерів та контейнерів-цистерн з урахуванням пружних, в'язких та пружно-в'язких зв'язків у фітингах.

декан механіко-енергетичного факультету д.т.н., професор

Антия О.В. Устенко

357

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з науково-педагогічної роботи Укрдувт к.т.н. доцент Саграманян А. О. ALd9 647

АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

результатів дисертаційного дослідження Ловської Альони Олександрівни

на тему "Розвиток наукових основ розрахунків конструкцій вагонів шляхом урахування наднормованих режимів при експлуатації" у навчальному процесі Інституту перепідготовки та підвищення кваліфікації кадрів Українського державного університету залізничного транспорту

Актуальність дослідження Ловської Альони Олександрівни визначається необхідністю покращення ефективності функціонування вагонів шляхом урахування наднормованих режимів при експлуатації. З огляду на це, викладання розроблених Ловською А. О. теоретичних і методичних положень та підходів при отриманні вищої освіти є своєчасними.

До основних результатів дисертаційної роботи Ловської А. О., які використовуються в навчальному процесі Інституту перепідготовки та підвищення кваліфікації кадрів Українського державного університету залізничного транспорту належать:

аналіз статистичних даних пошкоджень несучих конструкцій вагонів в експлуатації;

класифікація основних наднормованих режимів навантажень несучих конструкцій вагонів в експлуатації;

математичні моделі для визначення динамічної навантаженості контейнерів та контейнерів-цистерн у складі комбінованих поїздів при перевезенні на залізничному поромі з урахуванням таких схем їх взаємодії: відсутність переміщень вагонаплатформи та контейнера відносно початкового положення; наявність переміщень вагона-платформи при коливаннях залізничного порому та нерухомість контейнерів відносно рами; наявність переміщень вагона-платформи відносно палуби та контейнерів відносно рами вагона-платформи;

математичні моделі для визначення динамічної навантаженості контейнерів та контейнерів-цистерн з урахуванням пружних, в'язких та пружно-в'язких зв'язків у фітингах.

Дані розробки з 2018 року по теперішній час використовуються:

 при проведенні занять у групах факультету підвищення кваліфікації кадрів для фахівців відділів ремонту та експлуатації служб вагонного господарства, головних механіків та технологів вагонних депо, інженерів з приймання вагонів, інженерів технологів вагонних депо, начальників ПТО, фахівців з безпеки руху;

 при підготовці спеціалістів за спеціальністю "Вагони та вагонне господарство" з дисциплін "Основи теорії коливань та стійкості рухомого складу" та "Динаміка вагонів";

3) при виконанні магістерських кваліфікаційних робіт.

В. о. заступника директора ІППК

к.т.н., доцент

Specco

В. В. Захарченко

Додаток Б

Список публікацій здобувача за темою дисертації та відомості про апробацію результатів дисертації

Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Fomin O. V., Lovska A. O., Plakhtii O. A., Nerubatskyi V. P. The influence of implementation of circular pipes in load-bearing structures of bodies of freight cars on their physico-mechanical properties. *Scientific Bulletin of National Mining University*. 2017. №6. С. 89–96. (видання індексується в базі Scopus).

2. Fomin O., Lovska A., Kulbovskyi I., Holub H., Kozarchuk I., Kharuta V. Determining the dynamic loading on a semi-wagon when fixing it with a viscous coupling to a ferry deck. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. № 2/7 (98). Р. 6–12. (видання індексується в базі Scopus).

3. Fomin O., Lovska A., Masliyev V., Tsymbaliuk A., Burlutski O. Determining strength indicators for the bearing structure of a covered wagon's body made from round pipes when transported by a railroad ferry. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. № 1/7 (97). Р. 33–40. (видання індексується в базі Scopus).

4. Fomin O., Lovska A., Daki O., Bohomia V., Tymoshchuk O., Tkachenko V. Determining the dynamic loading on an open-top wagon with a two-pipe girder beam. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019. № 3/7 (99). Р. 18–25. (видання індексується в базі Scopus).

5. Fomin O., Lovska A., Skliarenko I., Klochkov Yu. Substantiating the optimization of the loadbearing structure of a hopper car for transporting pellets and hot agglomerate. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2020. №1/7(103). Р. 65–74. (видання індексується в базі Scopus).

6. Fomin O., Lovska A., Kovtun O., Nerubatskyi V. Defining patterns in the longitudinal load on a train equipped with the new conceptual couplers. *Eastern*-

European Journal of Enterprise Technologies. 2020. № 2/7 (104) Р. 33–40. (видання індексується в базі Scopus).

7. Фомін О. В., Ловська А. О. Дослідження доцільності застосування круглих труб в якості елементів несучих систем залізничних вагонів-платформ. Вісник Східноукраїнського національного університету імені В. Даля. 2015. №1(218). С. 38–45.

8. Fomin O. V., Gorbunov N. I., Lovskaya A. A. Prospective concept of the draft system of open boxcars. *Вісник Кременчуцького національного університету імені Михайла Остроградського*. 2016. Вип. 6 (101). Частина 1. С. 76–85.

9. Ловська А. О. Визначення навантаженості контейнерів у складі комбінованих поїздів при перевезенні залізничним поромом. *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна.* 2017. Вип. 6 (72) С. 49–60.

10. Ловська А. О. Особливості моделювання динамічної навантаженості вагона-платформи зчленованого типу з контейнерами. Вісник Східноукраїнського національного університету імені В. Даля. 2017. №4(234). С. 138–145.

11. Ловська А. О. Дослідження міцності несучих конструкцій контейнерів у складі комбінованих поїздів при перевезенні залізничним поромом. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Транспортне машинобудування. 2018. Вип. 29 (1305). С. 62–68.

12. Ловська А. О. Моделювання навантаженості контейнера-цистерни при перевезенні у складі комбінованого поїзда на залізничному поромі. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Динаміка і міцність машин. 2018. Вип. 33. С. 28–32.

13. Ловська А. О. Визначення стійкості контейнера-цистерни відносно рами вагона-платформи при перевезенні на залізничному поромі. *Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету*
залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. 2019. № 1 (79). С. 139– 150.

14. Ловська А. О., Рибін А. В. Особливості дослідження динамічної навантаженості контейнера-цистерни при перевезенні на залізничному поромі. Вісник Східноукраїнського національного університету імені В. Даля. 2019. №3 (251). С. 117–122.

15. Ловська А. О. Вплив тиску насипного вантажу на стійкість контейнера при перевезенні залізничним поромом. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Динаміка і міцність машин. 2019. № 1. С. 23–27.

16. Ловська А. О. Визначення навантаженості контейнера, розміщеного на вагоні-платформі при пружно-в'язкій взаємодії фітингів з фітинговими упорами. *Збірник наукових праць УкрДУЗТ*. 2019. Вип. 184. С. 6–19.

17. Ловська А. О. Особливості комп'ютерного моделювання навантаженості контейнера з пружно-в'язкими зв'язками у фітингах при експлуатаційних режимах. Збірник наукових праць Державного університету інфраструктури та технологій Міністерства освіти і науки України: Серія «Транспортні системи і технології». 2019. Вип. 33. Т. 2. С. 28–37.

18. Вагон-платформа зчленованого типу для перевезення контейнерів: пат. 122328 Україна, МПК В61D 3/08 (2006.01), В61D 3/10 (2006.01), В61D 3/20 (2006.01), В60Р 7/13 (2006.01), В60Р 7/08 (2006.01), В61F 1/08 (2006.01), В61F 1/02 (2006.01). а2017 04241; заявл. 28.04.17; опубл. 26.10.20, Бюл. № 20.

19. Критий вагон: пат. 111572 Україна, МПК (2016.01) В61D 3/00, В61F 1/00, В61F 1/02 (2006.01), В61F 1/08 (2006.01), В61D 17/04 (2006.01), В61D 17/08 (2006.01), В61D 17/12 (2006.01). а2015 09003. заявл. 18.09.2015; опубл. 10.05.2016. Бюл. №9.

Публікації у виданнях інших держав:

20. Fomin O., Lovska A. Concept of freight wagons made of round pipes. Tallinn: Scientific Route. – 2020. – p. 72. doi: https://doi.org/10.21303/978-9916-9516-3-7 21. Fomin O., Lovska A. Improvements in passenger car body for higher stability of train ferry. *Engineering Science and Technology an International Journal*. 2020, Vol. 23. Issue 6. P. 1455–1465. https://doi.org/10.1016/j.jestch.2020.08.010 (видання індексується в базі Scopus, Q1, WoS).

22. Lovska Alyona, Fomin Oleksij, Píštěk Václav, Kučera Pavel. Dynamic load modelling within combined transport trains during transportation on a railway ferry. *Applied Science*. 2020. №10. 5710. doi:10.3390/app10165710 (видання індексується в базі Scopus, Q1, WoS).

23. Lovska Alyona, Fomin Oleksij, Píštěk Václav, Kučera Pavel. Calculation of loads on carrying structures of articulated circular-tube wagons equipped with new draft gear. *Applied Science*. – 2020. – №10, 7441. doi:10.3390/app10217441 (видання індексується в базі Scopus, Q1, WoS).

24. Fomin Oleksij, Gerlici Juraj, Lovskaya Alyona, Kravchenko Kateryna, Prokopenko Pavlo, Fomina Anna, Hauser Vladimir. Durability determination of the bearing structure of an open freight wagon body made of round pipes during its transportation on the railway ferry. *Communications. Scientific Letters of the University of Zilina*. 2019. Vol. 21, Issue 1. P. 28–34. (видання індексується в базі *Scopus*, *Q2*).

25. Fomin Oleksij, Lovska Alyona, Radkevych Valentyna, Horban Anatoliy, Skliarenko Inna, Gurenkova Olga. The dynamic loading analysis of containers placed on a flat wagon during shunting collisions. *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences*. 2019. Vol. 14, No. 21. P. 3747–3752. (видання індексується в базі Scopus, Q2).

26. Fomin Oleksij, Fomin Oleksij, Lovska Alyona, Daki Olena, Bohomia Volodymyr, Tymoshchuk Olena, Prokopenko Pavlo. The substantiation of the concept of creating containers with viscous-elastic connections in fitting. *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences*. 2019. Vol. 14, No. 15. P. 2771–2776. (видання індексується в базі Scopus, Q2).

27. Fomin Oleksij, Lovska Alyona, Gorobchenko Oleksandr, Turpak Serhii, Kyrychenko Iryna, Burlutski Oleksii. Analysis of dynamic loading of improved

construction of a tank container under operational load modes. EUREKA: Physics and Engineering. 2019. 2. Р. 61–70. (видання індексується в базі Scopus, Q2).

28. Fomin Oleksij, Lovska Alyona, Píštěk, Václav, Kučera Pavel. Research of stability of containers in the combined trains during transportation by railroad ferry. *MM SCIENCE JOURNAL*. 2020. MARCH. P. 3728–3733. (видання індексується в базі Scopus, Q2, WoS).

29. Alyona Lovska. Simulation of loads on the carrying structure of an articulated flat car in combined transportation. *International Journal of Engineering* & *Technology*. 2018. 7 (4.3). Р. 140–146. (видання індексується в базі Scopus).

30. Fomin Oleksij, Gerlici Juraj, Lovskaya Alyona, Kravchenko Kateryna, Pavlo Prokopenko, Tomas Lack. Improvement of the bearing structure of the wagonplatform of the articulated type to ensure the reliability of the fixing on the deck of the railway ferry. *MATEC Web of Conferences*. 2019. Vol. 254. (видання *iндексується в базі WoS*).

31. Fomin Oleksij, Gerlici Juraj, Lovskaya Alyona, Gorbunov Mykola, Kravchenko Kateryna, Prokopenko Pavlo, Lack Tomas. Dynamic loading of the tank container on a flat wagon considering fittings displacement relating to the stops. *MATEC Web of Conferences*. 2018. Vol. 234. (видання індексується в базі Scopus, WoS).

32. Fomin Oleksij, Gerlici Juraj, Lovskaya Alyona, Kravchenko Kateryna, Prokopenko Pavlo, Fomina Anna, Hauser Vladimír. Research of the strength of the bearing structure of the flat wagon body from round pipes during transportation on the railway ferry. *MATEC Web of Conferences*. 2018. Vol. 235. (видання індексується в базі Scopus).

33. Fomin Oleksij, Lovska Alyona, Píštěk Václav, Kučera Pavel. Dynamic load computational modelling of containers placed on a flat wagon at railroad ferry transportation. *VIBROENGINEERING PROCEDIA*. 2019. Vol. 29. P. 118–123. (видання індексується в базі Scopus).

34. Fomin O., Gerlici J., Lovska A., Kravchenko K., Fomina Yu., Lack T. Determination of the strength of the containers fittings of a flat wagon loaded with

containers during shunting. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2019. Vol. 659. 012056. doi:10.1088/1757-899X/659/1/012056. (видання індексусться в базі Scopus).

35. Fomin O., Lovska A., Bazyl L., Radkevych O., Skliarenko I. Determination of the strength of the flat wagon fitting stops by elastic viscous interaction with fittings of the tank container. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. 2019. Vol. 708. 012008. doi:10.1088/1757-899X/708/1/012008. (видання індексується в базі Scopus).

36. Fomin Oleksij, Vatulia Glib, Lovska Alyona. Formation of flash-concept for a resource-saving articulated hopper car to transport hot pellets and agglomerate. *E3S Web of Conferences*. 2020. Vol. 166. 07002 (2020) https://doi.org/10.1051/e3sconf/202016607002. (видання індексується в базі *Scopus*).

37. Fomin O., Lovska A., Lack T., Bykovets N., Shatkovska H., Kravchenko K. Determination of the strength of a flat wagon by elastic viscous interaction with tank containers. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. 2020. Vol. 776. 012015. doi:10.1088/1757-899X/776/1/012015. (видання індексується в базі Scopus).

38. Fomin Oleksij, Lovska Alyona, Píštěk, Václav, Kučera Pavel. The research of the influence of viscous interaction between wagon and container on the dynamic load during transportation by rail ferry. *VIBROENGINEERING PROCEDIA*. 2020. Vol. 31. P. 62–67.https://doi.org/10.21595/vp.2020.21439. (видання індексується в базі Scopus).

Наукові праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

39. Ловська А. О. Особливості конструкції та перевірочних розрахунків на міцність несучої системи вагону-платформи із круглих труб. *Логістичне управління та безпека руху на транспорті*: зб. тез міжнародної науково-практичної конференції. (Лозова, 4 – 8 травня 2015 р.). Лозова: СНУ ім. В Даля, 2015. С. 25 – 26.

40. Ловська А. О. Обґрунтування доцільності оптимізації та комп'ютерне моделювання міцності кузову напіввагону з використанням у якості несучих елементів конструкції круглих труб. *Розвиток наукової та інноваційної діяльності на транспорті*: матеріали 77 міжнародної науково-технічної конференції науково-практичної конференції. (Харків, 21–23 квітня 2015 р.). Харків: УкрДАЗТ, 2015. С. 63–64.

41. Ловська А. О. Дослідження динамічних навантажень, що діють на несучі конструкції кузовів вагонів при комбінованих перевезеннях. *Розвиток наукової та інноваційної діяльності на транспорті*: матеріали 78 міжнародної науково-технічної конференції. (Харків, 26–28 квітня 2016 р.). Харків: УкрДУЗТ, 2016. С. 39–40.

42. Ловська А. О. Дослідження динамічного навантаження вагонаплатформи з контейнерами, розміщеними на ньому при маневровому співударянні. *Інновації інфраструктури транспортно-логістичних систем. Проблеми, досвід, перспективи*: зб. тез міжнародної науково-практичної конференції. (Трускавець, 11–17 квітня 2016 р.). Трускавець: СНУ ім. В. Даля, 2016. С. 108–110.

43. Ловська А. О. Уточнення величин динамічних навантажень, що діють на несучі конструкції кузовів вагонів при перевезенні залізничними поромами. *Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту*: матеріали 76 міжнародної науково-практичної конференції. (Дніпропетровськ, 19–20 травня 2016 р.). Дніпропетровськ: ДНУЗТ, 2016. С. 49–50.

44. Ловська А. О., Ялова І. В. Дослідження динамічних навантажень, які діють на вагон-платформу з контейнерами при перевезенні на залізничному поромі. *Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту*: матеріали 77 міжнародної науково-практичної конференції. (Дніпро, 11– 12 травня 2017 р.). Дніпро: ДНУЗТ, 2017. С. 53–55.

45. Ловська А. О., Равлюк В. Г. Дослідження динамічної навантаженості несучих конструкцій контейнерів при перевезенні на вагонах-платформах. *Dynamika naukowych badań-2017*: мateriały XIII międzynarodowej naukowipraktycznej konferencji. (Przemyśl, 07–15 lipca 2017 roku). Przemyśl: Nauka i studia, 2017. C. 24–26.

46. Ловська А. О. Визначення динамічної навантаженності удосконаленої несучої конструкції вагона-платформи зчленованого типу при комбінованих перевезеннях. *Логістичне управління та безпека руху на транспорті*: збірник наукових праць науково-практичної конференції студентів та молодих вчених. (Лиман, 5–7 жовтня 2017 р.). Лиман: СНУ ім. В. Даля, 2017. С. 92–94.

А. Особенности 47. Ловская A. математического моделирования динамической нагруженности несущих конструкций контейнеров, вагонах-платформах размещенных на при эксплуатационных режимах нагружения. Проблемы безопасности на транспорте: VIII-я Международная научно-практическая конференция, посвященная Году науки. (Гомель, 23-24 ноября 2017 г.). Гомель: БелГУТ, 2017. С. 116–117.

48. Ловська А. О. Дослідження динамічних навантажень, які діють на вагон-платформу зчленованого типу з контейнерами при експлуатаційних режимах навантаження. *Проблеми розвитку транспорту і логістики*: збірник тез VII-ї міжнародної науково-практичної конференції. (Одеса, 26–28 квітня 2017 р.). Одеса: СНУ ім. В. Даля, 2017. С. 97–98.

49. Alyona Lovska. Research of loads on carrying structures of containers in combined trains in rail ferry transportation. *Globalization of scientific and educational space. Innovations of transport. Problems, experience, prospects*: Theses of international scientific and practical conference. (Italy, May 2018). Italy: Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, 2018. P. 71–74.

50. Ловська А. О., Рибін А. В. Визначення навантаженості контейнерацистерни при перевезенні у складі комбінованого поїзда на залізничному поромі. *Science and technology of the present time: priority development directions of Ukraine and Poland*: International Multidisciplinary Conference. (Wolomin, 19– 20 October 2018). Wolomin, 2018. C. 110–111.

51. Ловська А. О. Комп'ютерне моделювання навантаженості контейнерацистерни при експлуатаційних режимах. *Логістичне управління та безпека* *руху на транспорті*: збірник наукових праць науково-практичної конференції студентів та молодих вчених. (Київ, 16–17 листопада 2018 р.). Київ: СНУ ім. В. Даля, 2018. С. 114–116.

52. Ловська А. О. Моделювання навантаженості несучої конструкції вагона-платформи зчленованого типу при комбінованих перевезеннях. *Технології та інфраструктура транспорту*: тези доповідей міжнародної науково-технічної конференції. (Харків, 14–16 травня 2018 р.). Харків: УкрДУЗТ, 2018. С. 125–126.

53. Ловська А. О., Фомін О. В., Горбань А. В., Скок П. О. Дослідження динамічної навантаженості контейнера, розміщеного на вагоні-платформі при перевезенні залізничним поромом. *Актуальні проблеми інженерної механіки*: Тези доповідей VI Міжнародної конференції. (Одеса, 20–24 травня 2019 р.). Одеса: ОДАБА, 2019. С. 198–200.

54. Ловська А. О. Математичне моделювання динамічної навантаженості контейнера-цистерни при перевезенні на залізничному поромі. *Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту*: матеріали 79 міжнародної науково-практичної конференції. (Дніпро, 16–17 травня 2019 р.). Дніпро: ДНУЗТ, 2019. С. 55–56.

55. Ловська А. О., Рибін А. В. Моделювання навантаженості контейнера типорозміру 1СС при перевезенні на залізничному поромі. *Логістичне управління та безпека руху на транспорті*: збірник наукових праць науковопрактичної конференції здобувачів вищої освіти та молодих вчених. (Лиман, 14–16 листопада 2019 р.). Лиман: СНУ ім. В. Даля, 2019. С. 96–99.

56. Ловська А. О., Рибін А. В. Визначення стійкості контейнера типорозміру 1СС при перевезенні залізничним поромом. *НАУКА, ТЕХНІКА І ТЕХНОЛОГІЇ: ГЛОБАЛЬНІ ТА СУЧАСНІ ТЕНДЕНЦІЇ*: Міжнародна науковопрактична конференція. (Прага, Чеська Республіка, 27–28 грудня, 2019 р.). Прага, Чеська Республіка, 2019. С. 54–56.

57. Lovska Alyona. Research of dynamic loading of a container located on a flat wagon at visco-elastic interaction between fittings and fitting stops. *Globalization of*

scientific and educational space. Innovations of transport. Problems, experience, prospects: Theses of international scientific and practical conference. (Salou, 4–11 May 2019). Salou: Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, 2019. P. 57–58.

58. Ловська А. О. Дослідження динамічної навантаженості контейнерів з пружно-в'язкими зв'язками у фітингах при експлуатаційних режимах. *Вагони нового покоління: із XX в XXI сторіччя*: Тези доповідей II Всеукраїнської конференції. (Харків, 23–25 квітня 2019 р.). Харків: УкрДУЗТ, 2019. С. 13–14.

59. Fomin Oleksij, Gerlici Juraj, Lovska Alyona, Kravchenko Kateryna, Fomina Yuliia, Lack Tomas. Determination of the strength of the containers fittings of a flat wagon. *Research and Development of Mechanical Elements and Systems, IRMES 2019*: Book of Abstracts for the 9th International Scientific Conference [on]. (Kragujevac, 5–7 September 2019.). Kragujevac, 2019. P. 228–229.

60. Фомін О. В., Ловська А. О., Чимшир В. І., Букатова О. М., Яренчук Л. Г. Особливості визначення навантаженості несучої конструкції кузова напіввагона зчленованого типу з круглих труб. *Проблеми надійності та довговічності інженерних споруд і будівель на залізничному транспорті*: тези доповідей 8-ої Міжнародної науково-технічної конференції. (Харків, 20– 22 листопада 2019 р.). Харків, УкрДУЗТ, 2019. С. 95–96.

61. Ловська А. О. Визначення динамічної навантаженості контейнерів при експлуатаційних режимах. *Транспорт і логістика: проблеми та рішення*: збірник наукових праць IX-ї міжнародної науково-практичної конференції. (Одеса, 22–24 травня 2019 р.). Одеса: СНУ ім. В. Даля, 2019. С. 81–84.

Наукові праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

62. Lovskaya Alyona, Gerlici Juraj, Fomin Oleksij, Kravchenko Kateryna, Fomina Yuliia, Lack Tomas. Special Aspects of Determining the Dynamic Load of the Tank Container During Its Transportation in an Integrated Train Set by a Railway Ferry. *TRANSBALTICA XI: Transportation Science and Technology Proceedings of the International Conference TRANSBALTICA*. Vilnius, Lithuania, 2019. P. 58–590.

63. Ловська А. О. Дослідження динамічної навантаженості вагонаплатформи з контейнерами при перевезенні на залізничному поромі. *Залізничний транспорт України*. 2017. № 2. С. 16–20.

64. Контейнер-цистерна: пат. 134400 Україна, МПК (2019.01) В61D 3/00, В61D 3/20 (2006.01), В61D 5/00, В65D 88/06 (2006.01), В65D 88/12 (2006.01). u2018 12988; заявл. 27.12.18; опубл. 10.05.19, Бюл. № 9.

65. Вагон-платформа для перевезення контейнерів: пат. 134913 Україна, МПК В61D 3/08 (2006.01), В61D 3/20 (2006.01). u2018 13016; заявл. 28.12.18; опубл. 10.06.19, Бюл. №11.

66. Контейнер-цистерна: пат. 135552 Україна, МПК (2019.01) В65D 88/12 (2006.01), В61D 3/00, В61D 3/20 (2006.01). u2018 12989; заявл. 27.12.18; опубл. 10.07.19, Бюл. № 13.

67. Пристрій для закріплення вагона відносно палуби залізничного порома: пат.136743 Україна, МПК (2019.01) В60Р 7/08 (2006.01), В60Р 7/135 (2006.01), В60Р 3/06 (2006.01), В63В 25/00; и2019 03401. заявл. 04.04.19; опубл. 27.08.19, Бюл. №16.

68. Ударно-тяговий прилад залізничного вагона: пат. 138422 Україна, МПК В65G 11/16 (2006.01), В65G 11/18 (2006.01). u2019 05595; заявл. 23.05.19; опубл. 25.11.19, Бюл. №22.

69. Вагон-платформа зчленованого типу для перевезення контейнерів: пат. 145433 Україна, МПК (2020.01) В61D 3/00, В61D 3/08 (2006.01), В61F 1/08 (2006.01). u2020 04117; заявл. 07.07.20; опубл. 10.12.20, Бюл. № 23.

Відомості про апробацію результатів дисертації:

1. Міжнародна науково-практична конференція "Логістичне управління та безпека руху на транспорті" (Лозова, 4 – 8 травня 2015 р.) (очна участь).

2. 77 міжнародна науково-технічна конференція "Розвиток наукової та інноваційної діяльності на транспорті" (Харків, 21–23 квітня 2015 р.) (очна участь).

3. 78 міжнародна науково-технічна конференція "Розвиток наукової та інноваційної діяльності на транспорті" (Харків, 26–28 квітня 2016 р.) (очна участь).

4. Міжнародна науково-практична конференція "Інновації інфраструктури транспортно-логістичних систем. Проблеми, досвід, перспективи" (Трускавець, 11–17 квітня 2016 р.) (заочна участь).

5. 76 міжнародна науково-практична конференція "Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту" (Дніпропетровськ, 19–20 травня 2016 р.) (заочна участь).

6. 77 міжнародна науково-практична конференція "Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту" (Дніпро, 11–12 травня 2017 р.) (заочна участь).

7. XIII międzynarodowej naukowipraktycznej konferencji "Dynamika naukowych badań-2017" (Przemyśl, 07–15 lipca 2017 roku) (заочна участь).

8. Науково-практична конференція студентів та молодих вчених "Логістичне управління та безпека руху на транспорті" (Лиман, 5–7 жовтня 2017 р.) (очна участь).

9. VIII-я Международная научно-практическая конференция, посвященная Году науки "Проблемы безопасности на транспорте" (Гомель, 23–24 ноября 2017 г.) (заочна участь).

10. VII міжнародна науково-практична конференція "Проблеми розвитку транспорту і логістики" (Одеса, 26–28 квітня 2017 р.) (очна участь).

11. International scientific and practical conference "Globalization of scientific and educational space. Innovations of transport. Problems, experience, prospects" (Italy, May 2018) (заочна участь).

12. International Multidisciplinary Conference "Science and technology of the present time: priority development directions of Ukraine and Poland" (Wolomin, 19–20 October 2018) (заочна участь).

13. Науково-практична конференція студентів та молодих вчених "Логістичне управління та безпека руху на транспорті" (Київ, 16–17 листопада 2018 р.) (очна участь).

14. Міжнародна науково-технічна конференція "Технології та інфраструктура транспорту" (Харків, 14–16 травня 2018 р.) (очна участь).

15. VI Міжнародна конференція "Актуальні проблеми інженерної механіки" (Одеса, 20–24 травня 2019 р.) (заочна участь).

16. 79 міжнародна науково-практична конференція "Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту" (Дніпро, 16–17 травня 2019 р.) (очна участь).

17. Науково-практична конференція здобувачів вищої освіти та молодих вчених "Логістичне управління та безпека руху на транспорті" (Лиман, 14–16 листопада 2019 р.) (очна участь).

18. Міжнародна науково-практична конференція "НАУКА, ТЕХНІКА І ТЕХНОЛОГІЇ: ГЛОБАЛЬНІ ТА СУЧАСНІ ТЕНДЕНЦІЇ" (Прага, Чеська Республіка, 27–28 грудня, 2019 р.) (заочна участь).

19. International scientific and practical conference "Globalization of scientific and educational space. Innovations of transport. Problems, experience, prospects" (Salou, 4–11 May 2019) (заочна участь).

20. II Всеукраїнська конференція "Вагони нового покоління: із XX в XXI сторіччя" (Харків, 23–25 квітня 2019 р.) (очна участь).

21. 9th International Scientific Conference "Research and Development of Mechanical Elements and Systems, IRMES 2019" (Kragujevac, 5–7 September 2019.) (заочна участь).

22. 8-ма Міжнародна науково-технічна конференція "Проблеми надійності та довговічності інженерних споруд і будівель на залізничному транспорті" (Харків, 20–22 листопада 2019 р.) (очна участь).

23. IX міжнародна науково-практична конференція "Транспорт і логістика: проблеми та рішення" (Одеса, 22–24 травня 2019 р.) (очна участь).

Додаток В

Програма та методика випробувань вагона-платформи, завантаженого контейнерами при типовій схемі взаємодії фітингів з фітинговими упорами, а також з урахуванням удосконалень

погоджено

Філія "Науково-дослідний конструкторскио-технологічний залізничного транспорту" АТ "Укрантаниця" 2020

та

інститут



ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ВИПРОБУВАНЬ ВАГОНА-ПЛАТФОРМИ, ЗАВАНТАЖЕНОГО КОНТЕЙНЕРАМИ ПРИ ТИПОВІЙ СХЕМІ ВЗАЄМОДІЇ ФІТИНГІВ З ФІТИНГОВИМИ УПОРАМИ, А ТАКОЖ З УРАХУВАННЯМ УДОСКОНАЛЕНЬ

Зміст

	Вступ	B3
1	Галузь використання	B4
2	Мета і завдання випробувань	B4
3	Об'єкти випробувань та їх відбір	B5
4	Види та послідовність проведення випробувань	B10
5	Характеристики, що визначають	B11
6	Умови проведення випробувань	B14
7	Порядок проведення випробувань	B17
8	Обробка дослідних даних	B23
9	Вимоги до персоналу	B31
10	Розподіл відповідальності та звітність	B32
11	Вимоги безпеки	B33
	Список використаних джерел	B34

Вступ

Розвиток зовнішньоекономічних зв'язків України, як транзитної держави, з євроазіатського іншими державами простору викликає необхідність експлуатацію комбінованих впровадження В систем транспорту. Ha сьогоднішній день найбільш перспективними серед таких є контейнерні перевезення. Це пояснюється мобільністю контейнера та можливістю його перевезення майже всіма видами транспорту.

Інтенсифікація контейнерних перевезень супроводжується і збільшенням кількостей пошкоджень як самих контейнерів, так і вагонів-платформ в експлуатації. Найбільш частими пошкодженнями контейнерів є тріщини в фітингах та деформація несучої конструкції контейнера, а фітингових упорів вагонів-платформ – тріщини в конструкції.

Для зменшення пошкоджень несучих конструкцій вагонів-платформ та контейнерів важливим є на стадії виготовлення урахування уточнених величин навантажень, які діють на них, а також прийняття нових інноваційних рішень, спрямованих на зменшення динамічної навантаженості при найбільш неблагоприємних експлуатаційних схемах, зокрема маневрове співударяння. Одним з можливих варіантів досягнення зазначеної мети є використання удосконалених фітингів контейнерів. Удосконалення полягає у використанні пружних, в'язких або пружно-в'язких зв'язків між фітинговим упором та фітингом.

Запропоновані заходи сприятимуть зменшенню кількості пошкоджень вагонів-платформ та контейнерів в експлуатацію, а також витрат на внепланові види ремонту.

Тому дана програма та методика випробувань спрямована на визначення показників динаміки та міцності несучих конструкцій вагона-платформи та контейнерів при експлуатаційних режимах навантаження, у тому числі з урахуванням пружної взаємодії фітингових упорів з фітингами.

1 ГАЛУЗЬ ВИКОРИСТАННЯ

1.1 "ПМ" встановлює послідовність і порядок проведення випробувань вагонів-платформ, а також суховантажних контейнерів.

1.2 Роботи виконує "Центр діагностики споруд транспортного призначення", а також співробітники кафедри вагонів Українського державного університету залізничного транспорту (Свідоцтво про відповідність системи вимірювань вимогам ДСТУ ISO 10012:2005, №01-0171/2019 від 10 грудня 2019 р.).

1.3 Галузь застосування – залізничний транспорт, вагони для перевезення вантажів.

2 МЕТА І ЗАВДАННЯ ВИПРОБУВАНЬ

Вагон-платформа

2.1 У відповідності до даної програми та методики можуть бути проведені випробування в об'ємі науково-дослідницьких.

2.2 Метою проведення випробувань вагонів-платформ є визначення характеристик міцності та динамічних якостей несучих конструкцій вагонівплатформ при типовій схемі взаємодії фітингових упорів з фітингами контейнера в умовах експлуатаційних режимів у відповідності до діючих нормативних документів [1], [2], [3], а також з урахуванням удосконалення фітингів шляхом впровадження пружних зв'язків в них.

2.3 Завданням випробування скидання з клинів є оцінка власних частот коливань та динамічних напружень в елементах несучої конструкції вагонаплатформи.

2.4 Завданням типових випробувань міцності при зіткненні є визначення і оцінка динамічних напружень і деформацій в несучих конструкціях вагонаплатформи та контейнера при прикладанні нормативних ударних сил через автозчепне обладнання. 2.5 Завданням динамічних випробувань є визначення динамічних якостей вагона при його русі по залізничній колії з різними експлуатаційними швидкостями та схемами формування поїзда.

2.6 Завданням випробувань на міцність несучої конструкції вагонаплатформи при пружній взаємодії фітингів з фітинговими упорами є визначення напружень і деформацій в несучій конструкції вагона-платформи та контейнера.

Контейнер

2.7 Метою випробувань є перевірка відповідності міцності та жорсткості конструкції контейнера в умовах дії експлуатаційних навантажень, а також при пружній взаємодії фітингів з фітинговими упорами.

2.8 Основною задачею випробувань є перевірка властивостей контейнера витримувати нормовані динамічні навантаження, оцінка напруженого стану конструкції контейнера при дії ударних навантажень, а також при пружній взаємодії фітингів з фітинговими упорами.

З ОБ'ЄКТИ ВИПРОБУВАНЬ ТА ЇХ ВІДБІР

3.1 Об'єктами випробувань є вагон-платформа моделі 13-401М1, а також контейнери типорозміру 1СС. За необхідності можна застосовувати і інші модифікації вагонів-платформ, даного типу. Зразки вагона-платформи та контейнерів відбираються з числа тих, які маються на станції, очищаються власником від бруду та залишку вантажу і надаються на огляд з оформленням актів відбору та ідентифікації.

За участю представників Департаменту комерційної роботи та УкрДУЗТ вагона-платформи контейнерів, виділяються проводиться відбір та дві ділянки колії, вагони підпору, вагон-бойок, паралельних локомотив 3 бригадою випробувань локомотивною для проведення (на основі розпорядження – доручення керівництва АТ "Укрзалізниця"). Вагон-платформа підлягають випробуванням, повинні контейнери, ШО бути цілком та

відремонтованими та відповідати вимогам, викладеними в [4 – 6]. Основні технічні характеристики вагона-платформи наведені в таблиці В.1 [7], а контейнера – в таблиці В.2.

Таблиця В.1 – Основні технічні характеристики вагона-платформи моделі 13-401М1

Тип вагона	Розмірність	Значення	
Вантажопідйомність	Т	70,0	
Тара вагона (min/max)	Т	18,0/20,0	
Швидкість конструкційна	км/год.	120	
Габарит	—	0 – BM (01 – T)	
База вагона	ММ	9720	
Довжина за осями зчеплення автозчепів	ММ	14620	
Висота від рівня верха головки рейки до рівня підлоги (максимальна)	ММ	1310	
Кількість вісей	_	4	
Модель двохвісного візка	_	18-100	
Наявність перехідного майданчика	_	немає	
Наявність стоянкового гальма	_	e	
Довжина кузова всередині	MM	13300	
Ширина кузова всередині	MM	2770	

3.2 Ідентифікація зразка продукції виконується за нормативною документацією, зовнішнім видом та конструкцією (вагону-платформи та контейнера), комплектністю й маркуванням перед початком випробувань.

3.3 Транспортування та зберігання вагону-платформи та контейнера здійснюють відповідно до вимог, установлених нормативною та (або) експлуатаційною документацією.

Маса брутто, т			24,00
Маса вантажу, т			21,75
Маса тару, т			2,25
Внутрішня корисна місткість, м ³			32,70
	Зовнішні	Довжина	6058
		Ширина	2438
Розміри мм		Висота	2591
	Внутрішні	Довжина	5867
		Ширина	2330
		Висота	2350
Розміри дверного пр	ойому мм	Ширина	2286
	, , , , , , , , , , , , , , , , , , ,	Висота	2261

Таблиця В.2 – Основні технічні характеристики контейнера типорозміру 1СС

3.4 Вагон-платформу та контейнери з комплектом нормативної, технічної (конструкторської) документації, а також актом відбору направляють в вагонне депо Основа регіональної філії Південна залізниця АТ "Укрзалізниця" та надають фахівцям УкрДУЗТ на випробування.

Відібраний згідно з актом відбору вагон-платформа та контейнери конкретного типу і отриманий фахівцями УкрДУЗТ для випробувань повинні бути ідентифіковані за такими ознаками:

- найменування об'єкта;

- позначення об'єкта (модель);
- заводський номер;
- підприємство виробник;
- власник;
- дата виготовлення;

- тип поглинального апарату (вагон-платформа).

3.5 Вагон-платформа моделі 13-401М1 (рисунок В.1) призначений для перевезень великовантажних контейнерів (важковагових вантажів).

Рама вагона-платформи зварної конструкції. Хребтова балка складається з двох двотаврів, які мають форму, наближену до брусу рівного опору вигину. Основні повздовжні балки також складаються з двотаврів, постійної за довжиною висоти. Хребтова балка та основні повздовжні з'єднані двома кінцевими балками коробчастого перерізу (гнутий кутник і лист), двома шворневими балками замкненого коробчастого перерізу, двома поперечними основними та чотирма поперечними проміжними балками двотаврового перерізу з прокату.

Для підтримки дощок підлоги між хребтовою і бічними балками передбачені додаткові поздовжні балки з двотавра, які спираються на поперечні балки рами. Верхні полиці останніх розташовані нижче верхніх полиць хребтової і бічних балок на висоту додаткових поздовжніх елементів, що забезпечує розміщення дощок підлоги.



Рисунок В.1 – Вагон-платформа моделі 13-401М1

На кінцевій балці закріплений поручень для складача та розетка, яка відлита разом з передніми упорами автозчепного пристрою. Несучі елементи виконані зі сталі 09Г2.

Для можливості перевезень контейнерів на несучій конструкції вагонаплатформи встановлюються фітингові упори (стаціонарні або відкидні).

3.6 Контейнер – одиниця транспортного обладнання багаторазового застосування з внутрішнім об'ємом для розміщення вантажу, що забезпечує збереження перевозимого вантажу одним або декількома видами транспорту і

механізованого конструкцію i має для завантаження, вивантаження перевантаження, яка використовується для перевезення широкої номенклатури вантажів, габаритними стандартизована брутто, розмірами, за масою конструкції та маркування.

Контейнер включає в себе несучі елементи, верхні і нижні балки, розпашні двері (рисунок В.2). На останні наноситься інформація про тару, номер, вантажопідйомність, об'єм, дату виготовлення.

Підлога зроблена з дерева, в основному, з фанери. Кишені для вилкового навантажувача, дозволяють розвантаження і навантаження, вилковими навантажувачами. Контейнери з вантажем, можна розвантажувати тільки при наявності спеціальної позначки про це. Кишені для вилкового навантажувача використовуються тільки на контейнерах 20 футів, і розташовані в середині контейнера на бічних сторонах.



Рисунок В.2 – Контейнер типорозміру 1СС

На кутах каркаса розташовані литі кутові фітинги, за допомогою яких відбувається розвантаження спредором, спеціальним пристроєм для автоматичного захоплення транспортних контейнерів. На верхніх і нижніх бічних балках, а також на кутових стійках всередині, для кріплення вантажів, розташовуються спеціальні кільця, які витримують навантаження до 1000 кг.

Каркас контейнера утворений сталевою рамою, що складається з прокатних профілів з кутовими фітингами.

До складу рами входять кутові стійки, повздовжні та торцеві верхні, а також нижні балки.

Конструкція підлоги складається з профільної сталевої поздовжньої балки, зі звареними поперечними балками товщиною 28 мм, водостійка клеєна фанера в якості підлогового покриття, на якій встановлені поперечні балки і закріплені болтами, герметизовані в поздовжньому і поперечному з'єднаннях.

Стіни утворені профільним сталевим листом товщиною 1,5 мм, глибиною профілю 36 мм, водонепроникним, привареним до рами.

Дах – водонепроникний, зроблений із сталевого профільного листа сталі товщиною 2,0 мм, привареного до рами.

Стандартні контейнерні двері складаються з рами, що утворена порожніми і квадратними профілями. Всі зовнішні і внутрішні поверхні лаковані одноразовим лакофарбовим лаком, товщиною внутрішнього шару 80 мкм, зовні 110 мкм.

4 ВИДИ ТА ПОСЛІДОВНІСТЬ ПРОВЕДЕННЯ ВИПРОБУВАНЬ

Випробування вагона-платформи проводять у такій послідовності: обстеження вагона-платформи, відбір та ідентифікація; скидання з клинів; ударні випробування (типові та ресурсні); ходові динамічні випробування; випробування на міцність несучої конструкції вагона-платформи при пружній взаємодії фітингів з фітинговими упорами.

В об'єм випробувань контейнера включаються динамічні випробування.

Дана програма та методика передбачає три варіанти випробувань контейнера:

- випробування у відповідності до вимог "Правил..." Регістру [6];

- випробування у відповідності до вимог "Норм..." [8];

випробування на міцність несучої конструкції контейнера при пружній
взаємодії фітингів з фітинговими упорами

Контейнер може підлягати випробуванням за одним чи за двома варіантами випробувань. В процесі випробувань ведеться робочий журнал, в який заносяться результати проведених випробувань.

Питання проведення випробувань контейнерів у відповідності до вимог "Правил…" Регістру розглядаються окремо при узгодженні з відповідними структурними підрозділами та в рамках даної "ПМ" не висвітлюються.

5 ХАРАКТЕРИСТИКИ, ЩО ВИЗНАЧАЮТЬ

5.1 При обстеженні, відборі та ідентифікації вагон-платформа та контейнери підлягають виявленню несправностей: деформації, злами, зноси, вигини, прогини, корозія, обриви, ослаблення кріплення вузлів і деталей, пробоїни, тріщини.

5.2 При випробуваннях скидання з клинів визначається частота та напруження.

5.3 При проведенні типових випробувань на співудар вимірюються наступні показники [1], [2], [3]: швидкість набігання вагона-бойка; сила удару в автозчеп; кількість циклів до відмови; напруження в елементах вагона, що досліджуються.

5.4 У процесі ходових динамічних випробувань вагона вимірюються, аналізуються і оцінюються такі величини і показники: вертикальні і горизонтальні (поперечні) прискорення обресорних мас вагону в зоні підп'ятника вагона; динамічні бічні (рамні) сили, що діють на букси колісних пар; коефіцієнт стійкості колеса від сходу з рейок; коефіцієнти вертикальної динаміки обресорених та не обресорених мас; коефіцієнт горизонтальної динаміки (відношення бічної рамної сили до осьового навантаження); швидкості руху. Показники, які характеризують ходові динамічні якості вантажних вагонів наведені та наведені в таблиці В.З [1, 2, 8].

	Коефіцієнт вертикальної динаміки		Рамні сили у частках осьового навантаження Р ₀		Вертикальні [a _в] і горизонтальні [a _г] прискорення в частках g			
Оцінка руху	k_{дв}, не більше, ніж		[<i>H_p</i> / <i>P</i> ₀] не більше, ніж		[а_в] не більше, ніж		[а_г] не більше, ніж	
	порож ній	заванта жений	порожн ій	заванта жений	порожн ій	заванта жений	порож ній	заванта жений
		Oбŗ	есорена ма	аса візка ваго	она			
[4]	0,50	0,20	-	-	0,50	0,20	0,20	0,10
Відмінний [1] [2]	0,50	0,20	-	-	0,50	0,20	0,20	0,10
II. C [1]	0,60	0,35	-	-	0,60	0,35	0,25	0,15
Доории [<u>2]</u>	0,60	0,35	-	-	0,60	0,35	0,25	0,15
[1]	0,70	0,40	-	-	0,70	0,45	0,40	0,30
Задовільний [2]	0,70	0,40	-	-	0,70	0,45	0,40	0,30
61	0,75	0,65	-	-	0,75	0,65	0,55	0,45
Допустимий [1]	0,75	0,65	-	-	0,75	0,65	0,55	0,45
Необресорені елементи рами візка вагона								
[1]	0,60	0,50	0,25	0,20	0,65	0,55	0,30	0,25
Відмінний [2]	0,60	0,50	0,25	0,20	0,65	0,55	0,30	0,25
[1]	0,75	0,70	0,30	0,25	0,80	0,75	0,35	0,30
Добрий <mark>[2]</mark>	0,75	0,70	0,30	0,25	0,80	0,75	0,35	0,30
[-1	0,85	0,80	0,38	0,30	0,90	0,85	0,50	0,35
Задовільний [1] [2]	0,85	0,80	0,38	0,30	0,90	0,85	0,50	0,35
	0,90*	0,85*	0,40	0,38	0,98	0,90	0,55	0,45
	0,98*	0,90*						
Допустимий [2]	0,90*	0,85*	0,40	0,38	0,98	0,90	0,55	0,45
	0,98*	0,90*						

Таблиця В.3 – Ходові динамічні показники якості вантажних вагонів

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

1 – ДСТУ 7598:2014 Вагони вантажні. Загальні вимоги до розрахунків та проектування нових і модернізованих вагонів колії 1520 мм (несамохідних).

2 – ДСТУ ГОСТ 33211:2017 «Вагони вантажні. Вимоги до міцності та динамічних якостей».

Розміщення тензорезисторів на несучих конструкціях дослідних вагонаплатформи та контейнерів приймається з урахуванням відповідних схем [1], [2], [3].

5.5 В ході випробувань несучої конструкції вагона-платформи на міцність при пружній взаємодії фітингів з фітинговими упорами вимірюються напруження в несучій конструкції вагона-платформи.

5.6 В процесі динамічних випробувань контейнера вимірюються параметри, вказані в таблиці В.4.

Таблиця В.4 – Показники, що контролюються при співударяннях для різних варіантів динамічних випробувань контейнера

Параметри, що вимірюються	Умови контролю
	"Норми…"
Швидкість набігання вагона-платформи	
з контейнерами, що випробовуються, на	
підпір та вагона-бойка на вагон-	+
платформу	
Зусилля на автозчепі вагона-платформи	
з випробовуваним контейнером при	+
співударянні	
Повздовжні прискорення контейнера	
при співударянні, що вимірюються на	_
нижніх фітингах	
Деформації в елементах контейнера	+

Умовні позначення: "+" – обов'язків контроль; "–" – не контролюється.

5.7 В ході випробувань несучої конструкції контейнера на міцність при пружній взаємодії фітингів з фітинговими упорами вимірюються напруження в несучій конструкції контейнера.

6 УМОВИ ПРОВЕДЕННЯ ВИПРОБУВАНЬ

Вагон-платформа

6.1 У процесі контролю технічного стану візуально-оптичним методом виявляються деформації, злами, зноси, вигини, прогини, корозія, обриви, ослаблення кріплення вузлів і деталей, пробоїни, тріщини елементів рами та кузова вагона-платформи, а також контейнерів.

6.1.1 У випадку неможливості виявлення за допомогою візуальнооптичного методу наявних дефектів типу тріщин, застосовуються магнітопорошковий та капілярний методи неруйнівного контролю [1], [2], [3].

6.2 Критеріями припинення випробувань є

– виконання програми випробувань;

– досягнення критичних значень показників, що загрожує безпеці подальшого проведення випробувань;

 пошкодження, руйнування окремих частин вагону, що випробовується.

 отримання повного обсягу експериментальних даних, передбачених "ПМ".

6.3 Оцінка власних частот коливань здійснюється за результатами випробувань "скидання з клинів". Відповідно до розробленої схеми контрольних точок проводиться установка тензорезисторів на рамі вагонаплатформи. Під колеса вагона в залежності від досліджуваних частот власних коливань встановлюються клини, а потім проводиться скидання вагона шляхом його накату на клин.

6.4 Типові випробування на співудар для визначення міцності елементів конструкції вагона проводяться в світлий час доби на прямій горизонтальній ділянці залізничної колії за допомогою локомотива. Крім локомотива при цьому використовується наступне обладнання:

вагон-бойок масою не менше маси дослідного вагона;

 підпірне обладнання з трьох-чотирьох загальмованих вантажних вагонів загальною масою не менше 300 т, переміщення яких обмежено рейковими башмаками;

– динамометричний вагон з апаратурою (на сусідній колії).

6.5 Різниця рівнів осей автозчепів дослідного вагона і вагона-бойка не повинна перевищувати 50 мм.

6.6 При співударянні вагонів найбільша поздовжня сила в автозчепі повинна знаходитись в діапазоні нормативного значення сили.

6.7 Ходові динамічні випробування проводяться на вагонах, які укомплектовані згідно з чинною технічною документацією з оформленням актів відбору та ідентифікації.

Для проведення випробувань оформлюється доручення керівництва АТ "Укрзалізниця" та наказ керівництва регіональної філії "Південна залізниця".

Ходові динамічні випробування проводять під час дослідних поїздок у реальних умовах експлуатації у світлий час доби з реєстрацією динамічних процесів у контрольних точках.

6.8 Випробування на міцність несучої конструкції вагона-платформи при пружній взаємодії фітингів з фітинговими упорами проводяться для визначення міцності елементів конструкції вагона в світлий час доби на прямій горизонтальній ділянці залізничної колії. При цьому здійснюється співударяння вагона за допомогою локомотива. Крім локомотива використовується наступне обладнання:

вагон-бойок масою не менше маси дослідного вагона;

 підпірне обладнання з трьох-чотирьох загальмованих вантажних вагонів загальною масою не менше 300 т, переміщення яких обмежено рейковими башмаками;

динамометричний вагон з апаратурою (на сусідній колії).

6.9 Різниця рівнів осей автозчепів дослідного вагона і вагона-бойка не повинна перевищувати 50 мм.

6.10 При співударянні вагонів найбільша поздовжня сила в автозчепі повинна знаходитись в діапазоні нормативного значення сили.

6.11 Порядок і технологія підготовки об'єкта до випробувань передбачають забезпечення максимальної зручності та безпеки проведення всіх передбачених програмою операцій.

6.12 Умовою початку проведення випробувань є завершення монтажу вимірювальних датчиків і схем, необхідної апаратури, а також готовність технічних засобів до проведення випробувань.

Контейнер

6.13 Контейнери піддаються динамічним випробуванням.

6.14 Динамічні випробування проводяться на прямій дільниці колії в світлий час доби при температурі зовнішньої середи та вологості повітря, що забезпечує стійку роботу вимірювальної апаратури, що використовується.

6.15 Випробування на міцність несучої конструкції контейнера при пружній взаємодії фітингів з фітинговими упорами проводяться в світлий час доби для визначення міцності елементів конструкції контейнера. Контейнер розміщується на вагоні-платформі. Випробування проводяться на прямій горизонтальній ділянці залізничної колії. При цьому здійснюється співударяння вагона за допомогою локомотива.

6.16 Умовою завершення випробувань є отримання повного об'єму експериментальних даних, що передбачаються дійсною програмою.

6.17 Умовою припинення випробувань є порушення цілісності конструкції контейнера, що загрожує безпеці подальшого проведення випробувань.

6.18 Порядок та технологія проведення випробувань повинні передбачати виконання цілей та задач випробувань в повному обсязі при забезпеченні максимальної зручності та безпеки.

7 ПОРЯДОК ПРОВЕДЕННЯ ВИПРОБУВАНЬ

Вагон-платформа

7.1 Випробування по скиданню з клинів.

Вагон накочується за допомогою локомотива на клини (висота клинів складає не менше 25 мм, довжина – 350 мм, ширина – 50 мм). Клини встановлюються по черзі (таблиця В.5):

1) під всі колеса вагона (імітація підскакування);

 під колеса одного боку одного візка й іншого боку другого візка (імітація скручування);

3) під всі колеса одного візка (імітація галопування);

4) під колеса одного боку вагона (імітація бокової хитавиці).

№	Вид коливань	Номер колісної пари			
		1	2	3	4
1	Підскакування				
2	Скручування кузова				
3	Галопування				
4	Бокова хитавиця				

Таблиця В.5 – Схема установки клинів під колеса вагона

В залежності від кількості використаних клинів і місця їх розташування під відповідними колесами вагонів визначають прогини, частоти та напруження, при проході і скиданні вагонів з клинів.

Кількість скидань з клинів за кожною схемою їх встановлення – 3 рази.

7.2 Порядок проведення типових випробувань на співудар полягає у наступному:

- завантаження вагона до номінальної вантажопідйомності;

зважування завантаженого вагона;

вагон обладнується спеціальним автозчепом-динамометром,
попередньо проградуйованим статичним навантаженням до 3 – 3,5 MH;

– установка вагона на ділянку залізничної колії для випробувань, а також пікету для визначення швидкості накочування вагона-бойка;

– випробування на співудар;

 вимірювання деформацій, швидкості накочування та сили удару вагона-бойка за допомогою засобів вимірювальної техніки;

 огляд конструкції при типових ударних випробуваннях проводиться після кожних 3-5 ударів.

Випробування на зіткнення проводяться шляхом накочування локомотивом вагона-бойка на дослідний вагон, який знаходиться в підпертому або вільному станах. Підпертий стан – дослідний вагон знаходиться у зчепі з вагонами підпорами; вільний стан – дослідний вагон не зчеплено з вагонами підпорами, а знаходиться на відстані до одного метра від підпору.

Для створення підпору застосовується зчеп з 3-4 загальмованих завантажених вантажних вагонів загальною масою не менше 300 т, переміщення яких обмежують додатково спеціальними упорами (рейковими башмаками).

Співудари вантажних вагонів при типових випробуваннях проводять за швидкостями, які вказані в таблиці В.6.

Таблиця В.6 – Кількість співударів вагона-платформи в кожному інтервалі швидкості при знаходженні вагонів в підпертому та вільному стані при типових випробуваннях

Діапазон швидкості	Кількість співударів		
зіткнення, км/год	Підпертий	Вільний	
Від 3 до 6 вкл.	7	7	
Від 6 до 10 вкл.	7	7	
Від 10 до 12 вкл.	3	3	

7.4 Порядок проведення ходових динамічних випробувань.

7.4.1 Дослідні вантажні вагони повинні бути обладнані первинними вимірювальними перетворювачами і пристосуваннями для вимірювання досліджуваних величин і процесів відповідно вимог. Рекомендовані схеми установки приладів наведені на рисунках В.3, В.4.



Рисунок В.3 – Схема установки і з'єднання тензорезисторів для визначення коефіцієнтів вертикальної динаміки в перетинах надресорної балки візка вантажного вагона

К₂,К₀₂ – компенсаційні тензорзистори

Вагон-платформа моделі 13-401 випробовується у двох варіантах візків:

- візки, які не мають відхилень у вузлах та деталях;

- візки, які мають відхилення.

Масштабні перетворювачі, апарати і прилади для реєстрації (запису) і обробки даних випробувань розміщуються у динамометричному вагоні.

7.4.2 Контрольні перевірки запису (вимірювання) реєстрованих величин рекомендується проводити щодня перед початком і після закінчення кожного циклу експериментальних поїздок, а при необхідності – частіше.

7.4.3 Для визначення фактичних величин статичних прогинів ресорного підвішування, напружень в елементах візків при статичному навантаженні від сили тяжіння тари вагона, перевірки чутливості вимірювальних схем т.д. виконуються контрольні піднімання кузовів вагонів до повного розвантаження візків.



Рисунок В.4 – Схема установки і з'єднання тензорезисторів для вимірювання горизонтальних (рамних) сил (перетину з індексом "Г") і вертикальних сил (перетину з індексом "В") на рамі візка вантажного вагона. K_{1}, K_{2} – композиційні тензорезистори * – розмір для довідки 7.3 Порядок проведення випробувань на співудар з урахуванням пружної взаємодії фітингів з фітинговими упорами

Випробування проводяться в динамічному режимі зі зміною швидкості співударяння в відповідному інтервалі та умовах, зазначених у нормативних документах [1 – 3]. При цьому визначаються напруження в несучій конструкції вагона-платформи з урахуванням пружньої взаємодії фітингів з фітинговими упорами (рисунок В.5).



Рисунок В.5 – Схема взаємодії фітинга з фітинговим упором 1 – фітинг; 2 – фітинговий упор; 3 – повздовжня балка вагона-платформи

Між фітинговим упором та внутрішньою поверхнею фітинга контейнера встановлюється пружина з завданою жорсткістю. Загальна жорсткість пружин на один контейнер повинна бути не меншою за 1700 кН/м. Геометричні розміри пружини наведені на рисунку В.6.

При цьому здійснюється розрізання бокової частини фітинга та встановлення пружини між ним та фітинговим упором. Кінцеві частини пружини опираються у вертикальну частину фітингового упора вагонаплатформи та фітинга контейнера.



Рисунок В.6 – Геометричні розміри пружини

Контейнер

7.4 Випробування контейнера у відповідності до РД 24.050.37 – 95 та "Нормами...".

Динамічним випробуванням (випробуванням на співударяння) підлягає контейнер завантажений до повної місткості та встановлений на технологічний вагон-платформу, у відповідності до [8].

На вагон-платформу з встановленим контейнером, (спочатку таку, що стоїть в підпорі, а потім у вільновстановлену на відстані 1,0 – 1,5 м від підппору) накочується вагон-бойка.

Співударяння здійснюються зі швидкстями від 3 км/год до швидкості, що забезпечує силу удару від 6 до 10 км/год та вище 10 км/год повинно бути проведено не менше 7 співударянь в кожному інтервалі. З максимальним ударним навантаженням повинно бути проведено не менше 3-х співударянь. Максимальна сила удару не повинна перевищувати найбільшу розрахункову за "Нормами…" більше ніж на 10%.

Різність рівнів автозчепів вагонів, що співударяються не повинна перевищувати 50 мм.

В процесі випробувань здійснюється нагляд за станом конструкції контейнера та вагона-платформи. Після досягненні повздовжньої сили співударяння у 2,5 МН, огляд здійснюється після кожного співударяння.

Під час випробувань вимірюються характеристики, зазначені у пункті 5.

Деформації, як правило, вимірюються на розпірках у фітингів та біля опор, на опорах у розпірок та в інших зонах, виходячи з конструктивних особливостей контейнера, у відповідності до [9].

7.6 Випробування на міцність несучої конструкції контейнера при пружній взаємодії фітингів з фітинговими упорами проводяться в динамічному режимі зі зміною швидкості співударяння в відповідному інтервалі та умовах, зазначених у нормативних документах [1 – 3]. При цьому визначаються напруження в несучій конструкції контейнера з урахуванням пружньої взаємодії фітингів з фітинговими упорами.

8. ОБРОБКА ДОСЛІДНИХ ДАНИХ

8.1. Обробка даних при статичних навантаженнях виконується з використанням автоматизованих комплексів обробки дослідних даних. Величину напружень при статичних випробуваннях визначають за різницею показань засобів вимірювальної техніки до піднімання рами вагона-платформи та після нього [10]

$$\sigma_{\text{Bep}} = (\Delta - \Delta_0) \cdot K \tag{B.1}$$

де **∆** – показання засобів вимірювальної техніки у завантаженому стані об'єкта випробувань;

Δ₀ – показання засобів вимірювальної техніки у порожньому стані об'єкта випробувань;

 К – калібрувальний коефіцієнт засобів вимірювальної техніки, що визначається за формулою (В.2)

$$\mathbf{K} = \frac{R_{\mathbf{A}}}{R_{\mathbf{m}}A_{\mathbf{m}}} \tag{B.2}$$

395

де R_{μ} – опір тензорезистора, Ом;

 $R_{\rm m}$ – опір калібрувального шунта, Ом;

А_ш – амплітуда (відхилення) процеса, виміряна при калібруванні, В.

8.2. Напруження *σ* МПа, в елементах конструкції у місцях установки тензорезисторів визначаються за формулою (В.3)

$$\sigma = \mathbf{a} \cdot \frac{R_{\mathrm{A}}}{R_{\mathrm{m}}A_{\mathrm{m}}} \cdot \frac{\mathbf{E}}{\mathbf{K}_{\mathrm{m}}} \tag{B.3}$$

де *а*-амплітуда (відхилення) процесу, В;

 $R_{\rm д}$ – опір тензорезистора, Ом;

 $R_{\rm m}$ – опір калібрувального шунта, Ом;

*А*_ш – амплітуда (відхилення) процеса, виміряна при калібруванні, В;

Е – модуль пружності матеріалу досліджуваної деталі, МПа;

К_ш – коефіцієнт чутливості тензорезистора.

8.3. Напружений стан елементів конструкції вагона в умовах експлуатації оцінюють за І та III випробувальними режимами:

- сумарні напруження для І режиму розраховують за формулою [8]

де σ_{sep} – напруження від дії вертикального навантаження брутто, МПа;

 σ_{npo} – напруження від дії повздовжнього навантаження брутто, МПа;

*σ*_{Pz} – вертикальна складова динамічної сили на візок від дії поздовжньої сили інерції, МПа;

 σ_{Pn} – поперечна складова поздовжньої квазістатичної сили, МПа;

 $[\sigma]_I$ – допустимі напруження в елементах вагона за І режимом, МПа.

- сумарні напруження для III режиму розраховують за формулою [8]

$$\sigma_{_{gep}} + \sigma_{_{npo}} + \sigma_{_{\partial uu}} + \sigma_{_{Pu}} < [\sigma]_{_{III}}, \qquad (B.5)$$

де σ_{вер} – напруження від дії вертикального навантаження брутто, МПа; σ_{про} – напруження від дії повздовжнього навантаження брутто, МПа; σ_{дин} – напруження від дії вертикальної динамічної добавки, МПа; σ_{Pu} – напруження від дії бокової сили, МПа; [σ]_{III} – допустимі напруження в елементах вагона за ІІІ режимом, МПа.

8.4. Оцінку міцності конструкції за результатами випробувань на співудар виконують за формулою [8]

$$(\sigma_{_{sep}} + \sigma_{_{y\partial}}) \leq \sigma_{_m},$$
 (B.6)

де σ_{вер} – напруження від дії вертикального навантаження брутто, МПа; σ_{про} – напруження від дії удару зусиллям 3,5 МПа; σ_{дин} – межа текучості матеріалу, МПа.

8.5. Результати ходових динамічних випробувань визначають на підставі даних (вимірювань, розрахунків, контролю, візуального огляду) зафіксованих під час проведення вимірювань.

Попередній перегляд і обробку даних, отриманих під час проведення ходових динамічних випробувань, проводять з використанням ПЕОМ, як у реальному режимі часу, так і після проведення випробувань з використанням програмного математичного забезпечення статистичної обробки динамічних процесів. Методика обробки і оцінки результатів випробувань виконується у відповідності до вимог [1, 11, 12].
Зареєстровані динамічні процеси випробувань вагона обробляють програмою обчислення миттєвих значень амплітуд процесу. Частоту дискретизації записів динамічних процесів вибирають не менше ніж 128 Гц, що дозволяє визначати показники у потрібному частотному діапазоні. По кожній реалізації обчислюють величини процесів і їхні максимальні значення при імовірності, що відповідає нормативним значенням. Остаточні величини показників у кожному діапазоні швидкостей отримують шляхом вибору середнього значення по окремих реалізаціях. У підсумку визначають одну величину показника у межах кожного діапазону швидкостей з інтервалом 10-20 км/год. починаючи зі швидкості 30-40 км/год. За цими показниками наводять основні висновки про ходові динамічні якості дослідних вагонів.

Стійкість колеса від сходу колеса з рейки визначають для найбільш небезпечних випадків поєднання великої поперечної сили взаємодії колеса, що набігає, з рейкою та малим вертикальним навантаженням на це колесо. При одночасній, протягом деякого часу, дії такого поєднання екстремальних сил можливе вкочування гребеня колеса, що набігає, на головку рейки і подальший схід вагона з рейки.

8.6. За результатами випробувань складається протокол.

Протокол випробувань і всі матеріали по випробуваннях зберігаються в архіві УкрДУЗТ на конфіденційній основі.

8.7. Обробка даних ходових динамічних випробувань.

8.7.1 Обробка даних ходових динамічних випробувань вагонів передбачає розшифровку, ідентифікацію та систематизацію параметрів зареєстрованих динамічних процесів. При обробці враховуються показнии якості ходу вагона – до 20 Гц. Частота квантування при обробці дослідних даних на ЕОМ повинна бути не менше 100 Гц.

8.7.2 Дослідні дані групуються за діапазонами швидкостей руху (10-20 км/год), характерних особливостей ділянок колії (пряма, крива, стрілки і ін.).

8.7.3 При аналізі записів процесів встановлюються характерні види коливань, оцінюються залежність характеру і інтенсивності коливань від умов

руху. У зв'язку з ймовірнісною природою показників динамічної завантаженості ходових частин вагонів (в тому числі під впливом особливостей технічного стану ходових частин і транспортної структури) застосовується відповідний апарат теорії ймовірностей.

8.7.4 Для оцінки ходових якостей за величинами виміряних динамічних показників вагона, з використанням співвідношень з урахуванням тарувальних даних визначаються ймовірні максимальні значення коефіцієнтів вертикальної динаміки обресорених К_{до} і необресорних К_{дн} мас вагона, бічні (рамні) сили, коефіцієнт горизонтальної динаміки К_{дг}, значення коефіцієнтів запасу стійкості від сходу з рейок К_{ус}.

Максимальні значення коефіцієнтів вертикальної та горизонтальної динаміки і рамних сил визначаються з довірчою ймовірністю 0,999 (за амплітудним значенням) і 0,001 (по миттєвим значенням), а мінімальні значення коефіцієнтів запасу стійкості від сходу з рейок, з довірчою ймовірністю не більше 0,001.

За величину бокового (рамного) зусилля H_p приймається сума рамних зусиль, що діють в один і той самий момент часу, на раму від кожної букси однієї колісної пари.

8.7.5 Методика розрахунку коефіцієнта запасу стійкості вагона проти сходу з рейок при вповзанні гребня колеса на рейку під дією динамічних зусиль, що виникають при русі, коефіцієнтів вертикальної динаміки обресорених і необресорених мас вагона наведені нижче. Коефіцієнт вертикальної динаміки К_д в загальному вигляді визначається з наступного виразу

$$\mathbf{K}_{\mathrm{g}} = \frac{\sigma_{\mathrm{g}}}{\sigma_{\mathrm{cr}}},\tag{B.7}$$

де σ_д – динамічне напруження від вертикального навантаження в перерізі даного елемента;

σ_{ст} – статичне навантаження від вертикального навантаження у тому ж перерізі.

Коефіцієнти вертикальної динаміки визначаються для обресорених (К_{до}) і необресорених (К_{дн}) мас візки.

Коефіцієнт горизонтальної динаміки (рамна сила в долях осевого навантаження) – К_г визначається за формулою

$$K_{\mu r} = \frac{H_p}{P_o} \tag{B.8}$$

де H_p – горизонтальна бокова рамна сила;

*Р*_о – вертикальне статичне навантаження від осі на рейки.

Коефіцієнт запасу стійкості колеса від сходу з рейки К_{ус} визначають розрахунковим шляхом за інтегральним коефіцієнтом, обчисленим для діапазону експлуатаційних швидкостей при імовірності 0,001.

Оцінка стійкості колеса проти сходу з рейки проводиться формулою:

$$K_{yc} = \frac{tg\beta - \mu}{1 + \mu tg\beta} \cdot \frac{Q_{\rm m} \left(\frac{2(b-a_2)}{l} - K_{\rm H}^{\rm H} \frac{2b-a_2}{l} + K_{\rm H}^{\rm H\,H} \frac{a_2}{l}\right) + q \frac{b-a_2}{l} + \frac{r}{l} H_{\rm p}}{\mu Q_{\rm m} \left(\frac{2(b-a_1)}{l} + K_{\rm H}^{\rm H} \frac{a_1}{l} - K_{\rm H}^{\rm H} \frac{2b-a_2}{l}\right) + \mu q \frac{b-a_1}{l} + (1 - \frac{r}{l} \mu) H_{\rm p}},\tag{B.9}$$

де β – кут нахилу твірної гребня колеса до горизонтальної осі; $\beta = 60^{\circ}$; μ – коефіцієнт тертя, $\mu = 0.25$;

q – сила тяжіння маси непідресорених частин, які приходять на колісну пару, Н;

2b – відстань між серединами шийок осі колісної пари, м;

 a_1, a_2 – розрахунокова відстань від точок контакта коліс з рейками до середини відповідних (набігаючих і ненабігаючих) шийок осі колічної пари приймаються відповідно 0,250 і 0,220м;

r – радіус кола кочення колеса, r=0,45м (для середньо зношеного колеса) або за результатами вимірювання колес дослідного зразка;

К_д – коефіцієнт вертикальної динаміки на набігаючому колесі; значення коефіцієнта приймається додатнім у випадку розвантаження коліс;

К_д^{нн} – коефіцієнт вертикальної динаміки на небігаючому колесі; значення коефіцієнта приймається додатнім у випадку розвантаження коліс;

Н_р – горизонтальна бокова рамна сила.

*Q*_ш – сила тяжіння надресорних частин вагона, діюча на шийку осі колісної пари, кН, визначається, за формулою

$$Q_{\rm III} = \frac{Q - nq_{\rm KII}}{2n_0},\tag{B.10}$$

де Q – сила ваги вагона, кH;

 $q_{\kappa\pi}$ – сила тяжіння необресоренних частин, яка припадає на колісну пару, кH;

*n*₀ – число осей вагона;

К_д – коефіцієнт вертикальної динаміки на набігаючому колесу;

К_д^{нн} – коефіцієнт вертикальної динаміки на ненабігаючому колесу;

Н_р – горизонтальна бічна рамна сила.

Значення H_p приймають позитивними в разі направлення її в сторону набігання колеса, а K^H_д і K^{HH}_д - в разі розвантаження коліс.

Оцінка ходових динамічних якостей вагона-платформи проводиться шляхом співставлення отриманих динамічних показників зі шкалою оцінок якості ходу залізничних вагонів у відповідності з [1, 2], а також з відповідними показниками вагона-еталона.

8.8 Виміряні в місцях встановлення тензорезисторів деформації переводяться в напруження за формулами [11].

Для одиночних тензорезисторів

$$\sigma = E \cdot \varepsilon, \tag{B.11}$$

де Е – модуль пружності І рода, МПа; ε – відносна деформація.

Для Т-подібної розетки при $\mu = 0,3$ та відомому напрямі головних напружень (σ_x та σ_y мають напрям, що відповідає ε_1 та ε_2).

$$\sigma_{x} = 1, 1 \cdot \varepsilon_{1} \cdot E + 0, 33 \cdot \varepsilon_{2} \cdot E, M\Pi a$$
(B.12)

$$\sigma_{y} = 1, 1 \cdot \varepsilon_{2} \cdot E + 0, 33 \cdot \varepsilon_{2} \cdot E, M\Pi a$$
(B.13)

де ε_1 та ε_2 – відносні деформації.

Якщо напрямок головних напружень невідомі, то використовуються розетки віялового типу з трьох тензорезисторів.

Деформації, що виміряні тензорезисторами, розміщеними вздовж осі об'єкта мають індекс "а", поперек осі – індекс "б", під кутом 45⁰ – індекс "в".

Для розеток віялового типу спочатку визначаються величини деформацій в напрямках головних напружень за формулами

$$\varepsilon_{1,2} = \frac{\varepsilon_a + \varepsilon_{\delta}}{2} \pm \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{(\varepsilon_a - \varepsilon_{\delta})^2 + (\varepsilon_{\delta} - \varepsilon_{\delta})^2}$$
(B.14)

Визначені за формулою (14) значення деформацій підстановлюються до формул (12), (13) та визначаються головні напруження в досліджуваній точці.

Еквівалентні напруження визначаються за головним напруженням в кожній точці за формулою

$$\sigma = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y}, M\Pi a$$
(B.15)

При випробуваннях на міцність при зіткненні обробка результатів виконується методом максимальних значень амплітуд. Значення амплітуди множиться на масштаб – m, МПа/мВ, який визначається тарируванням за формулою

$$m = \frac{R_o \cdot E}{R_{u} \cdot A_{u} \cdot K},\tag{B.16}$$

де R_{∂} – опір тензорезистора, Ом;

Е – модуль пружності, МПа;

 R_{uu} – опір шунта, Ом;

*А*_ш – величина розбалансу вимірювальної схеми шунтуючим опором, мВ;

К – коефіциєнт тензочутливості тензорезистора.

За отриманими в результаті випробувань швидкостями набігання вагонабойка, силам удару в автозчеп і напруженням в досліджуваних точках будуються у вигляді точкових графіків залежності сили удару в автозчеп від швидкості зіткнення і залежності напружень в досліджуваних точках від швидкості набігання вагона-бойка з нанесенням аппроксимирующих ці значення кривих для вільновстановленого вагона-платформи з випробовуваним контейнером і вагона-платформи з випробовуваним контейнером, що стоїть в підпорі.

За отриманими графіками визначається швидкість набігання вагона-бойка відповідна силі удару рівною 3,5 МН і значення напружень в кожній точці при силі зіткнення 3,5 МН – σ_{yo} .

9 ВИМОГИ ДО ПЕРСОНАЛУ

До випробувань допускаються робітники, що досягли 18-річного віку, пройшли спеціальне навчання та перевірку знань, в т.ч. з питань охорони праці під час проведення випробувань та уповноважені на проведення відповідних випробувань.

10 РОЗПОДІЛ ВІДПОВІДАЛЬНОСТІ ТА ЗВІТНІСТЬ

10.1 Керівник випробувань та відповідальний виконавець призначаються розпорядженням керівника "Центру діагностики споруд транспортного призначення" УкрДУЗТ.

10.2 Керівник випробувань несе відповідальність за виконання робіт:

- складання програми, календарного плану випробувань;

- забезпечення необхідною документацією на вагон, який випробовують;

- оформлення вказівок на проведення випробувань;

- надання на випробування у встановлений термін вагон;

– проведення випробувань згідно календарного плану;

 оформлення результатів та отримання об'єктивної та достовірної інформації про фактичні значення характеристик вагонів для винесення рішення про відповідність їх вимогам нормативних документів;

- складання за результатами випробувань протоколу випробувань;

– забезпечення безпеки руху дослідного вагону.

10.3 Відповідальний виконавець несе відповідальність за виконання робіт:

 підготовку до випробувань та обладнання вимірювальними приладами рухомого складу;

– реєстрацію вимірювань на рухомому складі, їх обробку;

- визначення показників за результатами вимірювань;

 складання розділів протоколу випробувань за показниками, які визначаються за замірами при випробуваннях;

 забезпечення безпеки учасників випробувань, які виконують роботи на дослідному вагоні. 11.1 При підготовці, проведенні та після завершення випробувань необхідно дотримуватись загальних вимог з охорони праці, пожежної безпеки, які викладені в

Правила охорони праці під час технічного обслуговування і ремонту вантажних вагонів та рефрижераторного рухомого складу, НПАОП 63.21–1.24 – 03;

 Правила пожежної безпеки на залізничному транспорті, НАПБА 01.001–2004.

Навчання та інструктаж з питань охорони праці проводити у відповідності
 з вимогами НПАОП 0.00–4.12–05;

11.2 Навчання та інструктаж з питань охорони праці проводити у відповідності з вимогами НПАОП 0.00–4.12–05.

11.3 Всі учасники випробувань перед початком робіт проходять інструктаж з охорони праці та техніки безпеки з відповідною реєстрацією в журналі випробувань.

11.4 Всі роботи з підготовки та проведення випробувань повинні виконуватись від безпосереднім керівництвом і контролем керівника випробувань. Випробувальне обладнання та інструмент повинні забезпечувати безпеку їх використання.

11.5 Особи молодше 18 років до проведення випробувань не допускаються;

11.6 Випробування можуть виконуватись тільки у світлий час доби;

11.7 Працівники, які проводять випробування, повинні бути забезпечені спецодягом, засобами індивідуального захисту та зв'язку.

11.8 Перебування під дослідним вагоном допускається тільки з дозволу керівника.

11.9 До монтажу випробувального обладнання, комутації, настроювання і регулювання допускаються особи, які вивчили відповідну технічну документацію і мають уповноваження на виконання таких робіт.

11.10 При монтажі випробувального обладнання на зовнішніх поверхнях вагона необхідно вжити заходів, що виключають можливість руху вагонів під час робіт.

11.11 Роботи під дослідним вагоном і на його кузові на станційних і магістральних коліях категорично забороняються. Такі роботи проводяться тільки на території лінійних підприємств, на огородженому у встановленому порядку вагоні, на коліях без контактної мережі.

11.12 Встановлені прилади та комунікації не повинні порушувати габарит рухомого складу та перешкоджати нормальній взаємодії всіх елементів дослідної одиниці рухомого складу. Вони повинні бути надійно закріплені.

11.13 До роботи з випробувальним обладнанням допускаються тільки фахівці, які мають відповідну кваліфікацію та уповноваження.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. ДСТУ 7598-2014 "Вагони вантажні. Загальні вимоги до розрахунків та проектування нових і модернізованих вагонів колії 1520 мм (несамохідних)".

2. ДСТУ ГОСТ 33211:2017 "Вагони вантажні. Вимоги до міцності та динамічних якостей".

3. ОСТ 32.55-96 "Система испытаний подвижного состава. Требования к составу, содержанию, оформлению и порядку разработки программ и методик испытаний и аттестации методик испытаний".

4. ЦВ-0142 Вагони вантажні залізниць України колії 1520 (1524) мм. Настанова з деповського ремонту. Затверджено наказом Укрзалізниці від 26.12.2013 №468-Ц/од. 5. ЦВ-0016 Вантажні вагони залізниць України колії 1520 мм. Правила капітального ремонту, прийнято наказом Укрзалізниці від 20.06.2006 №242-Ц.

6. Морской Регистр Судоходства. Правила изготовления контейнеров, Санкт-Петербург, 2002 г.

7. 002-2009 ПКБ ЦВ Альбом-справочник "Грузовые вагоны железных дорог колеи 1520 мм". ОАО "РЖД", филиал "Проектно-конструкторское бюро вагонного хозяйства". – 741 с.

8. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных), ГосНИИВ-ВНИИЖТ, М, 1996 г.

9. Технические условия погрузки и крепления грузов. М., Транспорт, 1990 г.

10. Методика выполнения измерений статических и динамических деформаций при испытаниях изделий машиностроения. Мариуполь, 1998 г.

11. РД 24.050.37-95. "Вагоны грузовые и пассажирские. Методы испытаний на прочность и ходовые качества", ГосНИИВ, 1995 г.

12. РД.24.050.37.95 "Вагоны грузовые и пассажирские. Методи испытаний на прочность и ходовые качества (Вагони вантажні й пасажирські. Методи випробувань на міцність та ходові якості)".