

Міністерство освіти і науки України
Українська державна академія залізничного транспорту

На правах рукопису

ЛОВСЬКА АЛЬОНА ОЛЕКСАНДРІВНА

УДК 629.463.65:656.211.7

УДОСКОНАЛЕННЯ НЕСУЧИХ КОНСТРУКЦІЙ КУЗОВІВ НАПІВВАГОНІВ
ДЛЯ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ЇХ КРІПЛЕННЯ НА ЗАЛІЗНИЧНИХ
ПОРОМАХ

05.22.07 – рухомий склад залізниць та тяга поїздів

Дисертація на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Науковий керівник
Візняк Руслан Іванович
кандидат технічних наук, доцент

Харків – 2013
Зміст

ВСТУП	6
РОЗДІЛ 1 ДОСЛІДЖЕННЯ УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ НАПІВВАГОНІВ ПРИ ПЕРЕВЕЗЕННІ ЗАЛІЗНИЧНИМИ ПОРОМАМИ	12
1.1 Дослідження статистичних даних пошкоджень кузовів вагонів на залізничних поромах	12
1.2 Огляд науково-технічної літератури з питань досліджень умов експлуатації напіввагонів при перевезенні залізничними поромами	17
1.3 Аналіз існуючих технологій розміщення та закріплення вагонів на залізничних поромах і пристроїв взаємодії рухомого складу відносно палуби	24
Висновки до розділу 1	33
РОЗДІЛ 2 ЗАГАЛЬНА МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ ДИНАМІКИ ТА	

МІЦНОСТІ НАПІВВАГОНІВ ПРИ ПЕРЕВЕЗЕННІ ЗАЛІЗНИЧНИМИ ПОРОМАМИ	35
2.1 Методи вирішення задач досліджень динаміки та міцності напіввагонів при перевезенні залізничними поромами	35
2.2 Методи досліджень умов експлуатації напіввагонів при перевезенні залізничними поромами, які пропонується застосувати в роботі	37
Висновки до розділу 2	39
РОЗДІЛ 3 ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ НАПІВВАГОНІВ ПІД ЧАС ЇХ ПЕРЕВЕЗЕННЯ НА ЗАЛІЗНИЧНИХ ПОРОМАХ	40
3.1 Визначення кутів крену та диференту механічної системи “вагон – судно” з урахуванням гідрометеорологічних умов акваторії плавання	40
3.2 Визначення характеру зусиль, які діють на кузови напіввагонів при різних видах коливань під час морського хвилювання	48
3.3 Визначення величини динамічних зусиль, які діють на кузова кузова напіввагонів при перевезенні їх залізничним поромом	61
3.3.1. Дослідження особливостей силового навантаження кузовів напіввагонів в умовах морського хвилювання	61
3.3.2 Визначення зусиль розпору насипного вантажу на кузов напіввагону в умовах морського хвилювання	83
3.3.3 Визначення показників напружено-деформованого стану кузовів напіввагонів при перевезенні їх залізничним поромом	96
Висновки до розділу 3	106
РОЗДІЛ 4 РОЗРОБКА ЗАХОДІВ, СПРЯМОВАНИХ НА АДАПТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЙ КУЗОВІВ НАПІВВАГОНІВ ДО НАДІЙНОГО ПЕРЕВЕЗЕННЯ І БЕЗПЕКУ РУХУ ЗАЛІЗНИЧНИМ ПОРОМОМ	109
4.1 Проектування та розробка спеціально-адаптованого конструкційного вузла кузова напіввагона для надійного закріплення відносно палуби залізничного порому	109
4.2 Дослідження напружено-деформованого стану елементів кузовів напіввагонів за умови закріплення за новим способом	119
4.3 Техніко-економічне обґрунтування впровадження вузлів кузовів для закріплення відносно палуб залізничних поромів	125
Висновки до розділу 4	139
РОЗДІЛ 5 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ КУЗОВУ НАПІВВАГОНУ ПРИ ВЗАЄМОДІЇ З БАГАТООБЕРТОВИМИ ЗАСОБАМИ ЗАКРІПЛЕННЯ ЗАЛІЗНИЧНОГО ПОРОМУ	141
5.1 Експериментальне дослідження міцності елементів кузовів напіввагонів при перевезенні їх залізничним поромом в умовах морського хвилювання	141
5.2 Експериментальне дослідження міцності елементів кузова з урахуванням оснащення напіввагона спеціальними вузлами для закріплення ланцюгових стяжок	152
5.2.1 Місце і умови проведення досліджень	152
5.2.2 Визначення статистичних характеристик експериментальних	

даних	164
5.2.3 Порівняльний аналіз теоретичних та експериментальних даних досліджень міцності елементів кузовів з урахуванням оснащення вагона спеціальними вузлами для закріплення ланцюгових стяжок	166
Висновки до розділу 5	171
Висновки	172
Список використаних джерел	175
Додаток А Дослідження схем закріплень вагонів відносно палуб залізничних поромів	190
Додаток Б Дослідження напружено-деформованого стану шворневої балки напіввагона при взаємодії з ланцюговими стяжками з урахуванням модернізації спеціальними вузлами для закріплення в умовах морського хвилювання	191
Додаток В Результати експериментальних досліджень міцності шворневої балки напіввагона з урахуванням її оснащення її спеціальними вузлами для закріплення гаків ланцюгових стяжок	200
Додаток Д Акти про впровадження результатів дисертаційної роботи	210

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ

ВДЦ	–	вимірювач деформацій цифровий
ВНДІЗТ	–	Всесоюзний науково-дослідний інститут залізничного транспорту
ДП	–	Державне підприємство
ЗП	–	залізничний пором
МДУ ШС	–	Московський державний університет шляхів сполучення
МЗВС	–	міжнародне залізнично-водне сполучення
МСЕ	–	метод скінчених елементів
МТК	–	міжнародний транспортний коридор
НДС	–	напружено-деформований стан

НРБ	–	Народна Республіка Болгарія
НС	–	напружений стан
НТП	–	науково-технічний прогрес
ОВД	–	одиниця відносної деформації
ОмДУ	–	Омський державний університет шляхів
ШС		сполучення
ОНМА	–	Одеська національна морська академія
ПДУ ШС	–	Петербурзьський державний університет
		шляхів сполучення
СЕМ	–	скінчено-елементна модель
СКВ	–	середнє квадратичне відхилення
СРСР	–	Союз радянських соціалістичних
		республік
США	–	Сполучені Штати Америки
ТО	–	технічне обслуговування

ВСТУП

Актуальність теми. Вигідне географічне положення України, територією якої проходять основні міжнародні транспортні коридори, забезпечує зростання щільності її зовнішньоекономічних зв'язків з багатьма державами через акваторії Чорного та Азовського морів. З метою підвищення загальних обсягів перевезень через територію України отримала поширеного розвитку взаємодія між окремими видами транспорту. Однією з найбільш перспективних складових в цьому напрямку виступає сполучення залізничного та водного транспорту, похідною роботи яких є залізнично-поромні перевезення вантажних вагонів, у більшості напіввагонів з вантажем.

Розвиток залізнично-поромного сполучення на Чорному морі розпочався з середини ХХ сторіччя. Зараз в експлуатації України знаходяться поромні маршрути: Крим – Кавказ (Україна – Росія), Іллічівськ – Варна (Україна – Болгарія), Іллічівськ – Поті/Батумі, Керч – Поті (Україна – Грузія), Іллічівськ – Дериндже (Україна – Туреччина).

На підставі проведених досліджень динаміки та міцності несучих конструкцій кузовів напіввагонів при експлуатації в міжнародному залізнично-водному сполученні (МЗВС), було встановлено, що напруження в зонах взаємодії елементів кузовів вагонів з багатообертовими засобами закріплення відносно палуб та у прилеглих зонах перевищують допустимі для існуючих марок сталей металоконструкції кузовів. Це викликає пошкодження відповідних конструкційних зон кузовів напіввагонів, втрату стійкості відносно палуби залізничного порому (ЗП) та, взагалі, остійності ЗП з вагонами на його борту, що впливає на безпеку руху комбінованого транспорту.

Результати досліджень, проведених в Українській державній академії залізничного транспорту показали, що кожного року близько 10% вагонів від загального вагонообігу в МЗВС України за маршрутом “Іллічівськ – Варна” (

Україна – Болгарія), який є одним з найбільш перспективних, потребують ремонту з відчепленням. Найбільший відсоток пошкоджень вагонів приходить на напіввагони та криті вагони. За останні роки кількість пошкоджених напіввагонів у МЗВС складає 50 – 56% від загальної кількості пошкоджених вагонів в МЗВС або 7% від загальної кількості напіввагонів, які оберталися через переправу.

Основними пошкодженнями напіввагонів є деформація та відрив елементів конструкції кузовів за які відбувається закріплення їх відносно палуб ЗП, що перш за все пов'язано з конструкційною непристосованістю кузовів вагонів до надійної взаємодії із засобами закріплення відносно палуб.

Це визначає актуальність теми дисертаційної роботи.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами та темами.

Дисертаційна робота виконана згідно діючої Державної цільової програми “Реформування залізничного транспорту на 2010 – 2015 р.”, затвердженої Кабінетом Міністрів України від 16.12.2009 р.; Державної програми “Комплексна програма утвердження України, як транзитної держави у 2002 – 2010 р.”, затвердженої Законом України від 7.02.2002р; науково-дослідними роботами УкрДАЗТ “Забезпечення надійності роботи та збереження пасажирських і вантажних вагонів при перевезенні на поромах” (ДР 0107U000340); “Підвищення ефективності взаємодії залізничного і морського транспорту в умовах міжнародних поромних перевезень” (ДР 0108U088652).

Мета і задачі дослідження. Метою дисертаційної роботи є вирішення наукової проблеми з удосконалення несучих конструкцій кузовів напіввагонів для підвищення надійності їх кріплення на залізничних поромах.

З метою досягнення зазначеної мети були визначені задачі:

- дослідити дані щодо пошкоджень вагонів при експлуатації їх в умовах залізнично-водного сполучення та провести аналіз найбільш пошкоджуваних деталей і зон кузовів напіввагонів при перевезеннях на ЗП;
- провести аналіз існуючих технологічних схем закріплень вагонів відносно палуб;
- скласти математичну модель щодо визначення характеру та особливостей переміщень системи “вагон-поромне судно-море” з урахуванням збурень, що викликані хвилюванням акваторії моря;
- розробити скінчено-елементну модель (СЕМ) кузова напіввагону, яка дозволяє враховувати зусилля, що діють на несучу конструкцію при взаємодії з багатообертовими засобами закріплення, та опрацювати розрахункові схеми для дослідження напружено-деформованого стану (НДС) кузова напіввагона, що враховують зусилля, які діють на нього при перевезенні на ЗП в умовах морського хвилювання;
- дослідити міцність елементів конструкції кузова напіввагона з урахуванням особливостей силової взаємодії з багатообертовими засобами закріплення відносно палуб ЗП;
- спроектувати та розробити вузол кузова напіввагона для закріплення відносно палуб;

– розробити СЕМ шворневої балки кузова напіввагону з урахуванням обладнання вузлами для закріплення відносно палуб та дослідити її міцність в умовах морського хвилювання;

– провести натурні та стендові експериментальні дослідження з метою підтвердження адекватності результатів моделювання міцності конструкційних елементів кузова напіввагону при перевезенні ЗП.

Об'єкт дослідження – процес динамічного навантаження несучих конструкцій кузовів напіввагонів в умовах перевезень залізничними поромами.

Предмет дослідження – несучі конструкції кузовів напіввагонів.

Методи дослідження. В дисертаційній роботі були використані такі методи досліджень: при обробці даних щодо пошкоджень несучих конструкцій кузовів напіввагонів в МЗВС та існуючих технологічних схем закріплення напіввагонів відносно палуб ЗП – методи теорії ймовірностей і математичної статистики; з метою визначення інерційних навантажень, які діють на кузова напіввагонів при перевезенні в умовах хвилювання моря – методи теорії коливань; при дослідженні НДС несучої конструкції кузова напіввагону – метод скінчених елементів (МСЕ); при розрахунку на міцність спеціального вузла кузова для закріплення відносно палуб ЗП – методи опору матеріалів, теоретичної і будівельної механіки; при проведенні експериментальних досліджень міцності кузова напіввагону на ЗП – методи експериментальних досліджень (натурні та стендові випробування).

Наукову новизну дисертаційної роботи складають наведені нижче наукові результати:

Вперше:

– проведено систематизацію технологій розміщення та закріплення вагонів на палубах ЗП, а також пристроїв, які забезпечують взаємодію несучих конструкцій кузовів вагонів з палубою;

– математичну модель переміщень кузова напіввагона за умови комбінованих залізнично-водних перевезень, яка надає можливість визначення прискорень кузовів вагонів, розміщених на багатопалубних ЗП, з урахуванням гідрометеорологічних характеристик, зокрема, курсових кутів хвилі по відношенню до корпусу ЗП та вітрового навантаження, що діє на надводну проекцію ЗП з кузовами вагонів, розміщеними на верхній палубі. При складанні моделі враховано трохохідальний закон руху збурюючої дії (морської хвилі) на ЗП з кузовами вагонів, розміщеними на його палубах, а також дисипативну складову, яка виникає при коливаннях ЗП в умовах морського хвилювання та викликає опір його руху;

– побудовано скінчено-елементну модель шворневої балки кузова напіввагона з вузлами для закріплення відносно палуби ЗП, що відображає особливості взаємодії кузова з ланцюговими стяжками на палубі, та проведено оцінку НДС балки.

Доопрацьовано:

– метод визначення зусиль розпору насипного вантажу на стіни кузова напіввагона, що ґрунтується на принципі Кулона з корегуванням В.В.

Синельникова, й враховує інерційну складову навантаження напіввагона, яка в

разі перевезення його ЗП здійснює значний вплив на величину тиску вантажу на стіни кузова вагона.

Практичне значення отриманих результатів. Результати проведених досліджень рекомендовано до впровадження проектно-конструкторським управлінням ПАТ “Крюківський вагонобудівний завод”.

Також результати дисертаційної роботи прийнято до розгляду з метою подальшого впровадження на станції “Іллічівськ-Поромна” та ДП “ТИС – Крим”, відповідно Одеської та Придніпровської залізниць.

Основні положення дисертаційної роботи використовуються в навчальному процесі УкрДАЗТ для підготовки спеціалістів за спеціальністю “Вагони та вагонне господарство” при викладанні дисциплін “Динаміка вагонів”, “Основи теорії коливань та стійкості руху вагонів”, “Вагони (конструювання та розрахунки)” та на факультеті підвищення кваліфікації фахівців залізниць України.

Особистий внесок здобувача. Усі положення та результати, які виносяться на захист, були отримані автором самостійно та проводились в Українській державній академії залізничного транспорту. В роботах, які опубліковані у співавторстві, дисертанту належить:

- в статтях [21, 32] визначення зусиль, що діють на кузова напіввагонів при перевезенні їх морем;
- в працях [24, 27, 32] експериментальне дослідження міцності кузова напіввагону;
- в працях [20, 25, 32] складання математичної моделі коливань напіввагонів в умовах морського хвилювання;
- в працях [22, 23, 26] складання розрахункових схем кузовів напіввагонів при взаємодії з ланцюговими стяжками;
- в працях [29, 30, 31] розрахунки на міцність та оцінка НДС шворневої балки напіввагона з урахуванням навантаження її через вузли для закріплення;
- в праці [105] аналіз літературних джерел із даної тематики;
- в статті [28] розрахунок на міцність пристрою для закріплення вагонів відносно палуб ЗП.

Апробація результатів дисертації. Результати дисертаційної роботи доповідалися на наступних науково-практичних конференціях:

- 70 міжнародній науково-практичній конференції кафедр і фахівців залізничного транспорту “Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту”, 2010 р. (Україна, м. Дніпропетровськ);
- 71 міжнародній науково-практичній конференції кафедр і фахівців залізничного транспорту “Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту”, 2011 р. (Україна, м. Дніпропетровськ);
- V міжнародній науково-практичній конференції “Проблеми та перспективи розвитку транспортних систем в умовах реформування залізничного транспорту: управління, економіка та технології”, 2011 р. (Україна, м. Київ);
- V международной научно-практической конференции “Perspektywiczne opracowania sa nauka i technikami”, 2009 г. (Polsce, m. Przemysl);

– V международной научно-практической конференции “Moderní vymoženosti vědy”, 2010 г. (Česká republika, s. Praha).

– IX научно-практической конференции “Безопасность движения поездов”, 2008 г. (Россия, г. Москва).

Повністю дисертаційна робота доповідалася на розширеному засіданні кафедри “Вагони” УкрДАЗТ та на науковому семінарі ДП “ДНДЦ УЗ” у 2013 р. за участю членів спеціалізованої вченої ради.

Публікації. Основні результати дисертаційної роботи опубліковані у 7 наукових працях, а також у 2 працях, які додатково відображають результати роботи.

Структура і обсяг роботи. Дисертаційна робота має вступ, п’ять розділів та чотири додатки. Повний обсяг дисертації складає 219 сторінок, в тому числі 151 сторінку основного тексту. Робота містить: чотири додатки, 96 рисунків, 47 таблиць, список використаних джерел із 149 найменувань.

РОЗДІЛ 1

ДОСЛІДЖЕННЯ УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ НАПІВВАГОНІВ ПРИ ПЕРЕВЕЗЕННІ ЗАЛІЗНИЧНИМИ ПОРОМАМИ

1.1 Дослідження статистичних даних пошкоджень кузовів вагонів на залізничних поромах

Так склалося історично, що Україна була і залишається перехрестям важливих шляхів руху вантажів, які в дійсний час є ланкою МТК. З метою зменшення відстані цих шляхів від відправника до отримувача, скорочення часу доставки вантажу, а також забезпечення його збереження під час транспортування широке розповсюдження отримали комбіновані технічні системи між окремими галузями транспортного комплексу. Найбільш продуктивний та перспективний симбіоз в цьому напрямку склався між залізничним та водним видами транспорту. Успішною похідною даного об’єднання є залізнично-поромні перевезення, які стали невід’ємною частиною МТК.

Зараз в Україні діє два поромні комплекси, що здійснюють оберт вагонів в напрямку МТК, це Іллічівський поромний комплекс, який є транспортним вузлом поромних маршрутів з Варною (Болгарією), Поті/Батумі (Грузією), Дериндже (Туреччиною) та ДП “ТИС – Крим” – ланка переправи “Крим – Кавказ” (Україна – Росія) [37, 92, 134, 142].

На підставі даних “Книги перед’яви вагонів вантажного парку до ТО” форми ВУ-14 було досліджено найбільш поширені пошкодження вагонів, які прибули на борту ЗП.

Діаграма розподілення даних щодо пошкоджень вантажних вагонів при взаємодії з багатообертковими засобами закріплення ЗП в умовах хвилювання моря наведена на рисунку 1.1. З представленої діаграми можна зробити висновок, що найбільших пошкоджень в залізнично-водному сполученні зазнають кузова напіввагонів та критих вагонів. Найбільший відсоток пошкоджень приходить на 2009 р. та складає відповідно 43% та 57% від

загальної кількості досліджених вагонів. Найменший відсоток пошкоджень приходить на вагони-платформи оскільки закріплення їх відносно палуби ЗП частіш за все відбувається за бокові балки, які мають посилену конструкцію.

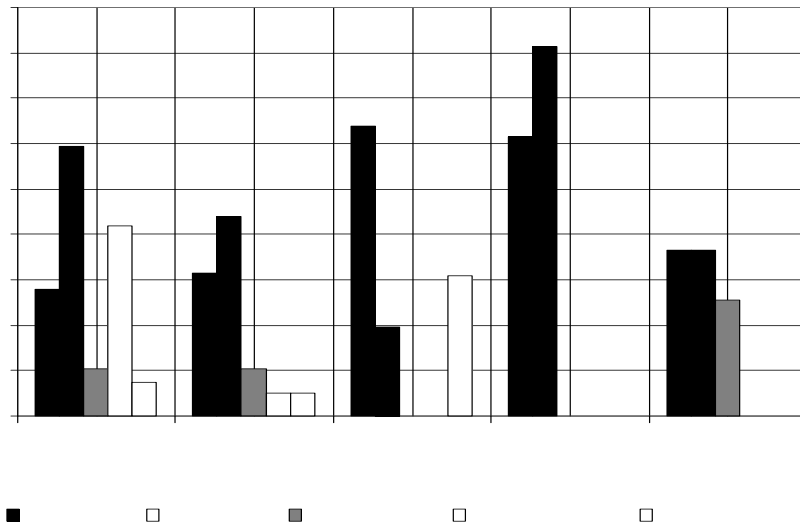


Рисунок 1.1 – Кількість пошкоджених вантажних вагонів на ЗП за останні роки

Кількісне співвідношення найбільш частих пошкоджень кузовів напіввагонів та критих вагонів від загальної кількості пошкоджень наведено відповідно на рисунку 1.2 та 1.3.

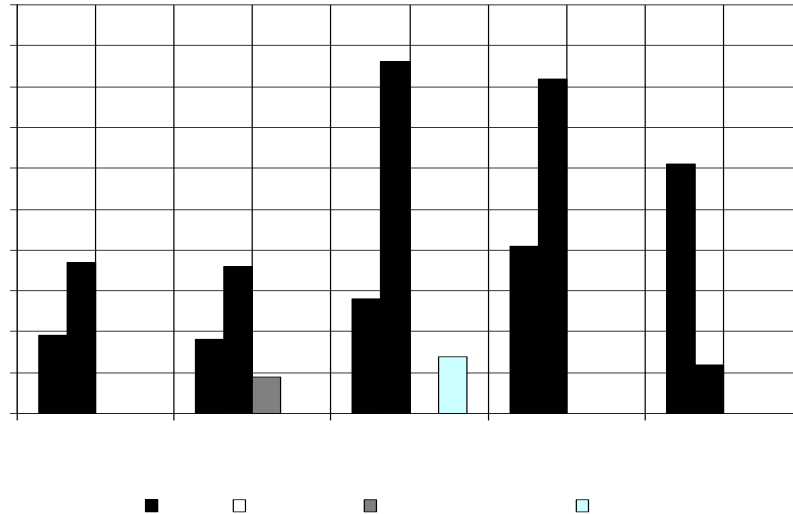


Рисунок 1.2 – Дані щодо найбільш частих пошкоджень напіввагонів при слідкуванні їх ЗП

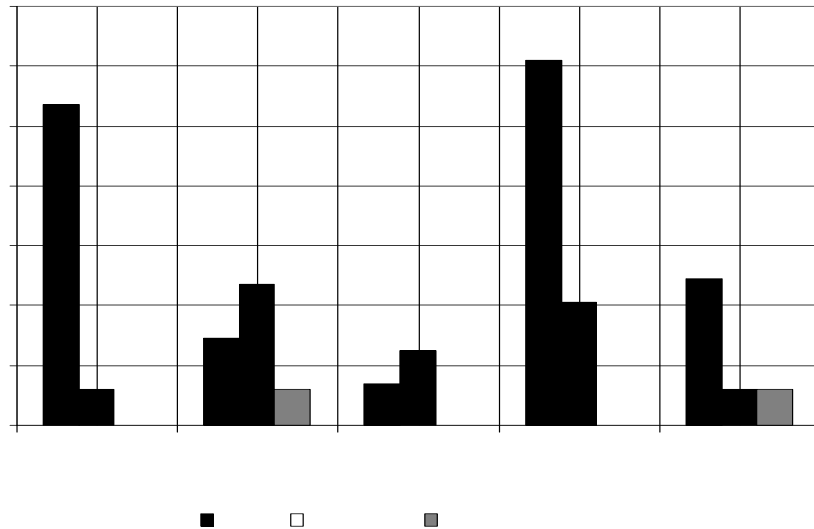


Рисунок 1.3 – Дані щодо найбільш частих пошкоджень критих вагонів при слідкуванні їх ЗП

З проведених досліджень можна зробити висновок, що основними видами пошкоджень напіввагонів та критих вагонів є деформація та відрив елементів конструкції кузовів, за які відбувається закріплення їх відносно палуб ЗП. Крім того, має місце перекошення кузова, зумовлене переміщенням вантажу відносно кузова в умовах морського хвилювання.

Відсоткове співвідношення найбільш частих пошкоджень елементів кузовів напіввагонів при експлуатації в МЗВС за даними останніх років наведено на рисунку 1.4.

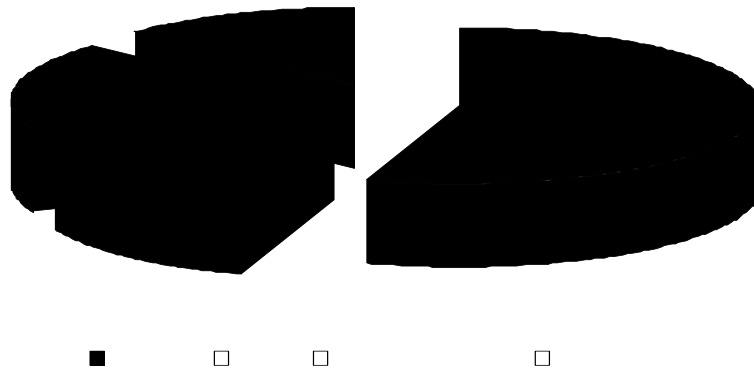


Рисунок 1.4 – Відсоткове співвідношення найбільш частих пошкоджень елементів кузовів напіввагонів в МЗВС

З наведеної діаграми можна зробити висновок, що найбільших пошкоджень при експлуатації напіввагонів в МЗВС зазнає обшивка кузовів.

На рисунку 1.5 наведено відсоткове співвідношення пошкоджень несучих конструкцій кузовів напіввагонів до загальної кількості напіввагонів, які експлуатувалися в МЗВС за останні роки.

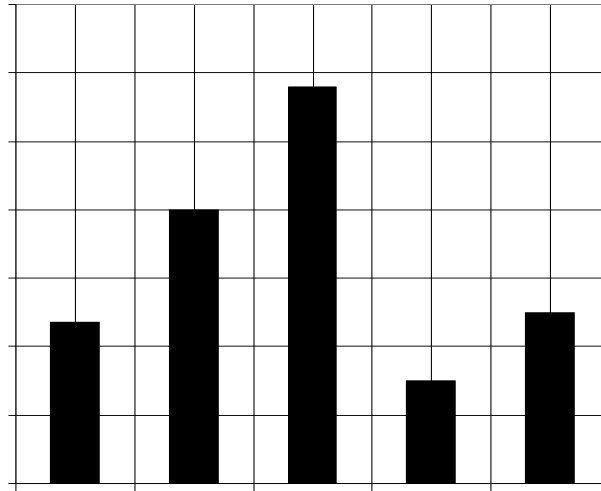


Рисунок 1.5 – Відсоткове співвідношення пошкоджень несучих конструкцій кузовів напіввагонів до загальної кількості напіввагонів, які експлуатувалися в МЗВС

З рисунка 1.5 видно, що найбільший відсоток пошкоджень несучих конструкцій кузовів напіввагонів від загальної кількості напіввагонів, які оберталися в МЗВС приходить на 2008 р.

На підставі натурних досліджень типових схем закріплень конструкцій вагонів відносно палуб ЗП на станціях “Іллічівськ – Поромна” та ДП “ТІС – Крим” були визначені реальні зони елементів несучої конструкції кузовів напіввагонів, за які відбувається закріплення. Це пов’язано із випадковим характером закріплення напіввагонів за окремі конструкційні зони, що є постійно повторюваним негативним фактором. Відокремимо елементи напіввагонів, за які частіш за все відбувається закріплення – це скоби кришок люків, запірні прилади, скоби для підтягування вагонів під час маневрових операцій, шворневі балки рами.

Із досвіду працівників судових команд українських ЗП за методом “експертних оцінок” отримувалася і оброблювалася вірогідна інформація, що в експлуатації мають місце часті відриви елементів кузовів вагонів, за які відбувається закріплення, наприклад, буксирні скоби.

Чисельність експертної групи склала 17 чоловік, кількість рангів – 2.

На підставі проведених розрахунків коефіцієнт конкордації склав близько 0,9, тобто 90% вірогідності.

Отже, можна вважати, що позиція погляду експертів відносно пошкоджень елементів кузовів вагонів в умовах хвилювання моря є узгодженою.

Коефіцієнт конкордації при цьому визначався за формулою [39]

де m – число експертів; n – кількість рангів;

S – сума квадратів відхилень сум рангів від середньої суми рангів.

Службі Вагонного господарства Одеської залізниці та Інспекції зі збереження відомий екстремальний випадок пошкодження напіввагону на ЗП внаслідок співударяння його зі сталеву опорою ферми, що спричинило розрив кузова вагона, деформацію двох стійок та обв'язочного поясу. Подібний випадок також стався з критим вагоном, коли внаслідок розриву ланцюгових стяжок вагон втратив стійкість та утримався від перекидання на палубу завдяки мачті судової надбудівлі (рисунок 1.6). В результаті чого вагон був признаний непридатним для подальшої експлуатації, а вантаж – повністю пошкоджено і утилізовано з палуби ЗП.

Аналіз статистичних даних аварій ЗП показав, що головною причиною втрати остійності є зміщення вантажу зумовлене ненадійністю закріплення відносно палуб [33, 46, 57, 62, 85, 86-88, 129].

Рисунок 1.6 – Втрата стійкості критого вагона відносно палуби ЗП внаслідок розриву ланцюгових стяжок в умовах хвилювання моря

Враховуючи розвинену інфраструктуру подібних перевезень в Україні, дані випадки загибелі вантажних поромних суден доводять необхідність розробки та впровадження заходів, спрямованих на удосконалення системи розміщення та закріплення вагонів відносно палуб ЗП.

1.2 Огляд науково-технічної літератури з питань досліджень умов експлуатації напіввагонів при перевезенні залізничними поромами

Дослідженнями умов експлуатації залізничного рухомого складу в МЗВС займався академік О.М. Крилов. В його роботі увагу було зосереджено на визначенні зусиль, які діють на паровози при перевезенні їх морем, зокрема на інерційні зусилля [77].

І.М. Землезин (ВНДІЗТ) в [48, 49] проводить дослідження зусиль, які діють на вагон в умовах морського хвилювання для акваторії Каспійського

моря.

Dalavan Munson Baldwin (США) та Wietfeld Mavfred (Німеччина) були розроблені заходи щодо забезпечення збереження вагонів в МЗВС [106, 107].

А.Є. Суколеновим були проведені дослідження технологічного процесу роботи комплексів міжнародних залізнично-поромних переправ ст. “Іллічівськ-Поромна” та “Варна” [127].

Питанням дослідження міцності одиниць рухомого складу при даних умовах експлуатації в зазначених роботах уваги не приділялося.

В статтях В.В. Анфігентова та В.В. Федорченко (ОНМА) увагу зосереджено на визначенні зусиль, які діють на великогабаритні вантажі при перевезенні їх морем, проведені розрахунки схем закріплень [3, 138]. В зазначених роботах не представлені розрахунки НДС та розробка заходів щодо покращення безпеки руху великогабаритних вантажів в умовах хвилювання моря.

Б.С. Евстаф'єв, В.Д. Хусідов, К.А.Сергеев, В.М. Філіппов (МДУ ШС) в своїй праці [42] проводять дослідження прискорень, які діють на вагон при русі його через зону зістиковки перехідного моста (апарелі) з коліями ЗП. В роботі наводяться величини прискорень, які виникають при цьому, але не приведені розрахунки НДС з урахуванням зазначених зусиль та розробка заходів щодо забезпечення безпеки руху при даному процесі.

В роботі М.Г. Шмакова зосереджено увагу на засобах закріплення вагонів відносно палуб ЗП, розрахунку їх на міцність в умовах хвилювання моря [148].

І.О. Іванченко та Є.В.Платонов в своїй роботі [52] приділяють увагу особливостям подачі та розміщення вагонів відносно палуб ЗП.

В даних роботах не приведені дослідження силової взаємодії вагонів з засобами взаємодії відносно палуб ЗП, дослідження НДС та розробка заходів щодо підвищення ефективності функціонування вагонів в МЗВС.

На підставі досліджень типових схем закріплень вагонів відносно палуб ЗП було встановлено, що часто воно здійснюється за вузли заділок вертикальних стійок зі шворневими балками.

Дослідженнями НДС елементів кузовів вагонів, у тому числі вузлів заділок вертикальних стійок з шворневими балками за допомогою методу фотопружності займалася кафедра “Вагони” УкрДАЗТ (ХІІТ, м. Харків) [114]. НС моделі рами, виготовленої з композитного матеріалу досліджувався при двох режимах навантаження. При першому режимі були враховані вертикальні навантаження, що діють на раму, при другому – до поперечних балок рами прикладалися моменти, які імітували дію зусиль розпору насипного вантажу.

Отримані результати показали, що дія моментів на НС незначна, тому в остаточних дослідженнях це навантаження не враховувалося.

Аналіз основних несправностей вузлів з'єднання стійок з балками рами кузовів напіввагонів приведений в [115]. На підставі зібраного статистичного матеріалу пошкоджень вузлів закріплення шворневих та проміжних стійок в вагонних депо “Основа” Південної залізниці, “Красний Лиман” та “Волноваха” Донецької залізниці були визначені показники надійності шворневих та

проміжних вузлів кузовів напіввагонів. На підставі чого був зроблений висновок, що вузли заділок проміжних стійок мають меншу надійність ніж шворневих.

Питання підвищення надійності вузлів напіввагонів з підвищеним осьовим навантаженням розглянуті в [116]. Приведені результати аналізу технічного стану вузлів з'єднання елементів кузовів вагонів. Збір інформації виконувався на Південній та Донецькій залізницях. Приведений розрахунок показників надійності вагонів.

В роботі приведені результати експериментальних досліджень міцності варіантів конструкції вузла з'єднання проміжних стійок з поперечними балками рами напіввагонів.

З метою підвищення жорсткості вертикальної полки нижньої обв'язки пропонується змінення форми з'єднувальної накладки. Дослідження НС проводилися на моделях з оптично-активного матеріалу. Модель навантажувалася статичною зосередженою силою. Найбільші напруження були зафіксовані на зовнішній поверхні внутрішньої полки, але вони не перевищували допустимі.

На підставі чого був розроблений, виготовлений та випробуваний вузол заділки стійки зі зміненою верхньою накладкою. Проведені дослідження дозволили зробити висновок, що з постановкою накладки більшої за висотою загальний НС вузла поліпшується.

Оцінка НС елементів відремонтованих вузлів з'єднання шворневих та проміжних стійок кузовів напіввагонів з балками рами проводиться в [56].

Дослідженню піддавалися вузли заділок проміжних та шворневих стійок з балками рами напіввагону моделі 12-1000, які пройшли ремонт.

Дослідження НС проводилося на моделях з оптично-активного матеріалу. Статичне навантаження моделей при випробуваннях здійснювалося зосередженою силою. НДС моделей фіксувався шляхом нагрівання в термостаті до

С з послідуочим повільним охолодженням. Далі в моделях обиралися небезпечні перерізи та здійснювалося розрізання моделей на зрізи. Після цього виконувалися заміри параметрів, які використовувалися для розрахунку напружень в моделі.

Проведені дослідження дозволили зробити висновок, що загальний НС елементів відремонтованих вузлів практично не відрізняється від виготовлених. Найбільш напруженим елементом є діафрагма, яка додатково встановлюється в випадку пошкодження існуючої.

Оцінка НС варіантів конструкції вузлів з'єднання стійок напіввагонів з поперечними балками проведена в [53]. Випробуванням піддавалися два варіанти вузла заділки проміжних стійок: перший варіант відрізняється від серійного наявністю кутника та більшою висотою планки.

Другий варіант вузла заділки проміжної стійки відрізняється від першого відсутністю кутника та більшою товщиною полки.

Дослідження НС вузла заділки проміжної балки проводилися поляризаційно-оптичним методом. При цьому модель навантажували статичним навантаженням, яке прикладалося до стійки на висоті 160 мм від нижньої полки обв'язувального кутника. Після чого проводилося визначення зон концентрації напружень та порівняльний аналіз варіантів конструкцій вузлів.

Дослідження міцності конструкцій запірних кронштейнів кришок люків наведені в [54].

При дослідженнях НС запірних кронштейнів різних варіантів проводилося статичне навантаження моделей зосередженими силами, які імітували дію закидки на опорну площину кронштейна. Результати випробувань показали, що кронштейн має значний запас міцності. Зроблені висновки про найбільш раціональну конструкцію кронштейна.

Оцінка НС різних варіантів конструкцій вузлів з'єднання стійок кузовів напіввагонів з поперечними балками, а також вертикальних листів шворневих балок в зоні з'єднання з хребтовою проведена в [55]. Дослідження НС зазначених вузлів проводилося на моделях з оптично-активного матеріалу. Статичне навантаження моделей здійснювалося зосередженими силами. На підставі випробувань були виявлені зони концентрації напружень в елементах вузлів та зроблені висновки про можливість конструкційного змінення геометричних параметрів окремих елементів.

З метою покращення НС шворневого вузла пропонується постановка в нього вварених коробок в місці з'єднання вертикальних листів шворневої балки з хребтовою. У вузлах з'єднання стійок з поперечними балками пропонується постановка підсилюючих ребер та діафрагм.

Слід зазначити, що питанням міцності елементів кузовів вагонів за умови взаємодії з багатообертовими засобами ЗП в наведених роботах уваги не приділялося.

Дослідженнями міцності кузовів напіввагонів займався С.О. Гельвер (ОмДУ ШС, м. Омськ). В його роботі [35] представлені результати дослідження НДС кузовів напіввагонів з алюмінієвих сплавів з урахуванням фізичної нелінійності матеріалу з використанням узагальненого методу сил. Але визначення напружень в елементах кузова напіввагону при взаємодії з гаками ланцюгових стяжок в роботі не проводилося.

Аналіз найбільш перспективних конструкцій шворневих вузлів напіввагонів наведений в [128]. Досліджені основні несправності шворневих балок рам напіввагонів. З метою виявлення причин виникнення тріщин в шворневих вузлах напіввагонів були проведені відповідні дослідження та сформульовані технічні вимоги до конструкції шворневих вузлів.

Питанням пошкоджень шворневих вузлів напіввагонів за умови експлуатації вагонів в МЗВС та розробці заходів щодо адаптації їх до даного виду комбінованих перевезень уваги не приділялося.

Удосконаленням конструкції шворневих вузлів універсальних напіввагонів присвячені роботи А.Є. Афанасьєва (ПДУ ШС, м. Санкт-Петербург). Особливістю нової конструкції шворневого вузла є менша кількість деталей у порівнянні з серійним, що зменшує довжину зварювальних швів, коефіцієнт концентрації напружень та масу конструкції [4]. З метою оцінки НДС шворневого вузла нової конструкції під дією нормальних навантажень була розроблена СЕМ вагона, яка включала в себе 87141 пластинчатих кінцевих елементів та 95394 вузлів. Результати розрахунку дозволили зробити висновок, що при дії завданих навантажень нова конструкція шворневого вузла задовольняє вимогам нормативних документів.

Але даний шворневий вузол не адаптований до взаємодії з ланцюговими стяжками ЗП

Питання можливості подовження строку служби напіввагонів розглянуті в [5]. Розроблена методика технічного діагностування напіввагонів, виходячи з якої пропонується визначення остаточного строку служби напіввагонів на підставі розрахунків міцності, стійкості та залишкового ресурсу.

Необхідно зазначити, що представлена в роботі СЕМ кузова напіввагона не враховує можливість прикладення навантажень, які діють на нього через засоби закріплення відносно палуб ЗП з урахуванням комбінованої залізнично-поромної взаємодії.

Рекомендації за використанням програмного забезпечення з метою оцінювання працездатності об'єктів залізничного транспорту наведені в [1]. У зв'язку з тим, що при використанні сучасних методів для розрахунку на міцність відсутні рекомендації щодо необхідного ступеня дискретизації зон визначених об'єктів, пропонується відпрацювання

нових методик розрахунку та аналізу результатів. Наведені СЕМ елементів кузовів напіввагонів.

Дослідженнями щодо оптимізації кузовів вагонів відкритого типу займався Д.Г. Бейн (м. Брянськ) [8]. В його роботі проведений уточнений аналіз НС та структурно-параметрична оптимізація бокових стін та рами вагонів. Для розрахунку напружень в обшивці кузова запропонована модифікована пластинчато-стрижнева модель.

Важливо відмітити, що в даній роботі в розрахункових схемах кузовів вагонів не враховувалися зусилля, що будуть діяти на кузови за умови перевезення їх морем посередництвом ЗП.

Результати розрахунків конструкцій вантажних вагонів на міцність наведені в [126]. При складанні розрахункових моделей кузовів вагонів в якості основних елементів авторами були використані пластини, а в якості допоміжних стрижні. Розрахунки конструкцій вагонів виконувалися до проведення випробувань на міцність, що дозволило використати результати досліджень для розробки програм та методик випробувань. Приведені результати розрахунків кузова вагона-хопера та елементів конструкції вагона-самоскида.

В представлених розрахункових схемах не враховані зусилля, які будуть діяти на кузова вагонів за умови експлуатації їх в МЗВС.

Метод розрахунку кузова напіввагона, як комбінованої пластинчато-стрижневої системи наведений в [141]. Авторами проведений розрахунок елементів кузова на міцність з використанням програмного забезпечення.

З метою визначення коефіцієнтів матриці реакцій за методом переміщень застосована теорія пружності. На підставі складеної програми виконан ряд розрахунків за визначенням НС восьмибісних напіввагонів.

В роботі не приділяється увага питанням міцності кузовів вагонів при комбінованій взаємодії з іншими видами транспорту.

Питання визначення зусиль, які діють на кузови напіввагонів в експлуатації розглянуті в [12, 79, 144]. В роботах приводиться класифікація зусиль та методика їх визначення. Але в даних джерелах не приводиться визначення зусиль, які діють на вагон при перевезенні його ЗП в умовах морського хвилювання.

Тому, для забезпечення міцності напіввагонів необхідним є дослідження умов експлуатації їх в МЗВС з метою розробки та впровадження принципово нових альтернативних заходів, які дозволять адаптувати напіввагон до даного виду комбінованих перевезень, шляхом надійної взаємодії з технічними засобами водного виду транспорту та зменшити кількість пошкоджень, які виникають внаслідок закріплення напіввагонів типовими пристроями, що використовуються в практиці залізнично-водних перевезень.

1.3 Аналіз існуючих технологій розміщення та закріплення вагонів на залізничних поромках і пристроїв взаємодії рухомого складу відносно палуби

Питанню розміщення та надійності закріплення вагонів відносно палуб ЗП необхідно приділяти особливу увагу, тому що саме від цих факторів, головним чином, залежить остійність ЗП та стійкість вагонів відносно його палуб, як опорних площин, у свою чергу, відносно поверхні моря, та безпека руху цього виду комбінованих перевезень [124].

Схему закріплення вантажного вагона (напіввагона) відносно палуби ЗП наведено на рисунку 1.7.

З метою забезпечення перевезень вагонів морем в МЗВС використовується велика різноманітність за конструкційними особливостями [43, 63, 73, 93, 100, 103, 119, 122, 130, 131] та технологією обробки ЗП [58, 72, 97, 104, 105, 108, 112, 135, 147]. Основні технічні характеристики ЗП, які обслуговують залізнично-поромні маршрути України наведені в таблиці 1.1.

ЗП типу “Герои Шипки” та ”Герои Плевны”, які працюють на маршрутах “Іллічівськ – Варна”, “Іллічівськ Дериндже” та “Керч – Поті” обладнані 13-ю залізничними коліями для

встановлення вагонів (по п'ять колій на верхній та головній палубах та три – на трюмній). Накочування вагонів на головну палубу ЗП здійснюється за допомогою одиниці спеціального тягового рухомого складу – судового локомотива (унілока).

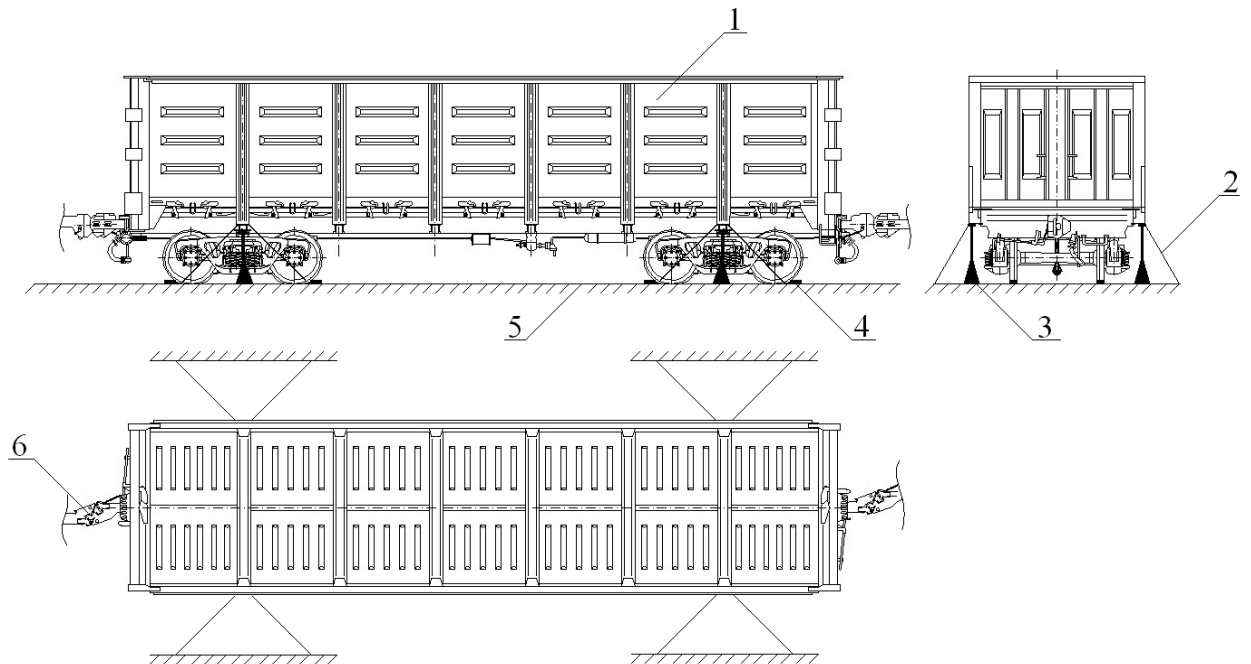


Рисунок 1.7 – Схема закріплення напіввагона відносно палуби ЗП

1 – кузов вагона; 2 – ланцюгова стяжка; 3 – механічний упор-домкрат; 4 – гальмівний башмак; 5 – палуба ЗП; 6 – тупіковий упор.

З метою оцінювання дії зовнішніх сил на елементи конструкції кузовів напіввагонів, розглянемо технологію обробки вагонів на українських ЗП [44, 127] на прикладі ЗП типу “Герои Шипки”.

Для подачі вагонів на верхню та трюмну палуби ЗП обладнані гідравлічним ліфтом. А для горизонтального переміщення вагонів між коліями верхньої та трюмної палуб встановлені поворотні сектори з платформами [127].

В передпоромному парку відбувається формування плетей вагонів та подача їх у виставний парк за допомогою маневрових локомотивів. Після чого плеті вагонів подаються на головну палубу ЗП через спеціальний перехідний міст – апарель.

Накочування вагонів на головну палубу ЗП може відбуватися двома або трьома унілоками, які мають можливість переміщуватися, як по рейках на залізничних колесах, так і по палубі на колесах з гумовою обкладкою (рисунок 1.8,а). Унілок з'єднується з вагонами стандартним автозчепом, а за необхідністю, може подавати повітря в гальмівні системи вагонів. При допустимому диференті ЗП (на корму ЗП – не повинен перевищувати 1,2) тяга унілока розрахована на переміщення двох чотиривісних вагонів будь-якої вантажопідйомності. Між палубами ЗП передбачений гідравлічний підйомник (ліфт) вантажопідйомністю 170 т (рисунок 1.8, б), який обладнаний двома платформами довжиною по 30 м. На кожній платформі може розміщуватися по два стандартних вагона довжиною 14,7 м.

Таблиця 1.1 – Основні технічні характеристики ЗП, які обслуговують залізнично-поромні маршрути України

Горизонтальне переміщення вагонів між коліями на верхній та трюмній палубах здійснюється за допомогою поворотних секторів, які мають гідравлічний привод з платформами: на верхній – місткістю два вагони, вантажопідйомністю 175 т, радіус обертю 35 м, на трюмній – місткістю один вагон, вантажопідйомністю 90 т, радіус обертю 22 м (рисунок 1.9).

Після наочучування вагонів на ЗП та встановлення на спеціально відведені штатні місця, відбувається їх закріплення за допомогою слідуочих технічних пристосувань:

Ланцюгові стяжки з гвинтовими талрепами (рисунок 1.10), що з'єднують раму вагона з римами, розміщеними вздовж колій на палубі ЗП, призначені для запобігання повздовжніх та вертикальних переміщень вагонів [44, 127, 133, 148].

Назва параметру	“Герои Шипки”	“Грейфсвальд”	“Петровск”
Довжина, м:			
найбільша	184,25	190,94	110,5
між перпендикулярами	170	173	105,2
Ширина, м	26	28	16,0
Висота бота, м:			
до верхньої палуби	15,2	15,2	6,25
до			
Оса	5		
Дед	89		
Вод	44		
Шв	6		
Міс	8		

Рисун – Пристрої, які забезпечують переміщення вагонів відносно палуб ЗП
 а) судовий локомотив; б) гідравлічний підйомник

Рисунок 1.9 – Поворотні сектори верхньої палуби ЗП

а) загальний вид поворотного сектору; б) поворотний сектор в робочому положенні

Вони мають різноманітні конструкції. Кожна стяжка зазвичай складається з талрепу, який має на одному кінці гак, а на іншому – вушко, до якого приєднана збільшена ланка без

розпорок та відрізок ланцюга з розпорками. Вільний кінець відрізка ланцюга закінчується гаком-захватом.

На японських ЗП для закріплення вагонів відносно палуби використовуються відкриті стяжки з гаками. Гаки талрепу при оберті гвинта, який має на одному кінці праву, а на іншому ліву різьбу діаметром 28 мм, переміщується, завдяки чому довжина стяжки може регулюватися в межах від 800 до 1300 мм [148].

Також можуть використовуватися стяжки з ланцюгом без розпорок калібру 11 мм. Така стяжка на одному кінці має гак для з'єднання з вагоном, а інший кінець її пропущений на ланцюговий барабан з храповим колесом, який обертається за допомогою трищітки. Стяжка може переміщуватися паралельно діаметральній площині судна посередництвом спеціального візка.

а)



б)



Рисунок 1.10 – Ланцюгові стяжки у робочому стані

а) закріплення напіввагона за скобу для підтягування під час маневрових операцій; б) закріплення напіввагона за вузол заділки вертикальної стійки зі шворневою балкою

Розсувні переносні упор-домкрати, які призначені для розвантаження ресорного підвішування вагонів при перевезенні на ЗП (рисунок 1.11).

Пристрій складається з верхньої та нижньої кульових опор, з'єднаних корпусом з обоймою, напрямною трубою та гайкою. На верхній поверхні обойми виточені три повздовжніх та два кільцевих паза. Рухома гайка гвинта верхньої опори може переміщуватися по повздовжнім пазам обойми та при оберті на кут 60° своїми упорами входить в кільцеві пази. Верхня та нижня опори мають башмаки, на опорних поверхнях яких зроблена насічка. Верхній башмак має дві опорні площини для взаємодії з рамою вагона в горизонтальній та вертикальних площинах, а у нижнього башмака опорна поверхня плоска. В верхню опору вмонтована спіральна пружина, яка дозволяє їй зберігати контакт з рамою вагона при кутових переміщеннях ЗП навколо повздовжньої вісі.

а)

б)



Рисунок 1.11 – Розсувний переносний упор-домкрат

а) упор-домкрат на ЗП “Грейфсвальд”; б) упор-домкрати на ЗП “Петровск”

Тупикові упори, що розміщені в торцях зчепів вагонів, які обладнані вагонним автозчепним пристроєм для з'єднання з автозчепним пристроєм кінцевого вагона та призначені для сприйняття ударних навантажень при накочуванні вагонів на ЗП та для утримання їх на колії від повздовжнього переміщення (рисунок 1.12). Група цих пристроїв підрозділяється на стаціонарні та відкидні. Перші встановлюються в носовій або кормовій частині ЗП з боку, протилежного завантаженню вагонів.

Відкидні упори обмежують переміщення вагонів вздовж колій. Вони складаються з відкидної частини, башмака-основи, який закріплюється на палубі ЗП з обухами для закріплення вісі відкидної частини.

Для ЗП типу “Сахалин”, що працюють на лінії “Ваніно – Холмск” (РФ) через Японське море, розроблені упори з гідравлічним приводом. Завантаження вагонів на цих ЗП проводиться з кормової частини. В кінці кожної колії носової частини ЗП розташовані стаціонарні упори з автозчепами. Після накочування вагонів до автозчепу останнього вагона з корми під'єднується упор з гідравлічним приводом. При накочуванні вагонів на палубу ЗП цей упор прибирається в спеціальну нішу (рецес).

а)



б)



Рисунок 1.12 – Тупикові упори болгарських ЗП

а) тупиковий упор у вільному стані; б) тупиковий упор при взаємодії з вагоном

Основою упора є платформа, що може переміщуватися по напрямним, які розміщуються в рецесі. В верхній частині секції упора, встановленої на платформі, закріплюється головка автозчепу, яка, при накочуванні вагонів, разом з секцією упора

розміщується в рецесі. Платформа та секції упора переміщуються посередництвом гідроциліндрів.

Автоматичні зчепи підрозділяються на вагонні, з пружинними амортизаторами, та локомотивні – без амортизаторів. В практиці частіше використовуються вагонні автозчепи СА-3 стандартної конструкції.

Гальмівні башмаки. На українських ЗП для попередження кутових переміщень вагонів навколо повздовжньої вісі в умовах хвилювання моря використовуються гальмівні башмаки стандартної конструкції (рисунок 1.13).

На ЗП типу “Советский Азербайджан”, що працюють на лінії “Актау – Туркменбаши” (Азербайджан – Туркменістан) використовуються спеціальні башмаки. Такий башмак складається з підошви, яка спирається на рейку, упора та затиску для кріплення башмака до рейки. Одна щока затиску приварена до підошви та до упору, інша обертається на штирі та затискує башмак на рейці за допомогою гвинта, з трапецеподібною різьбою.

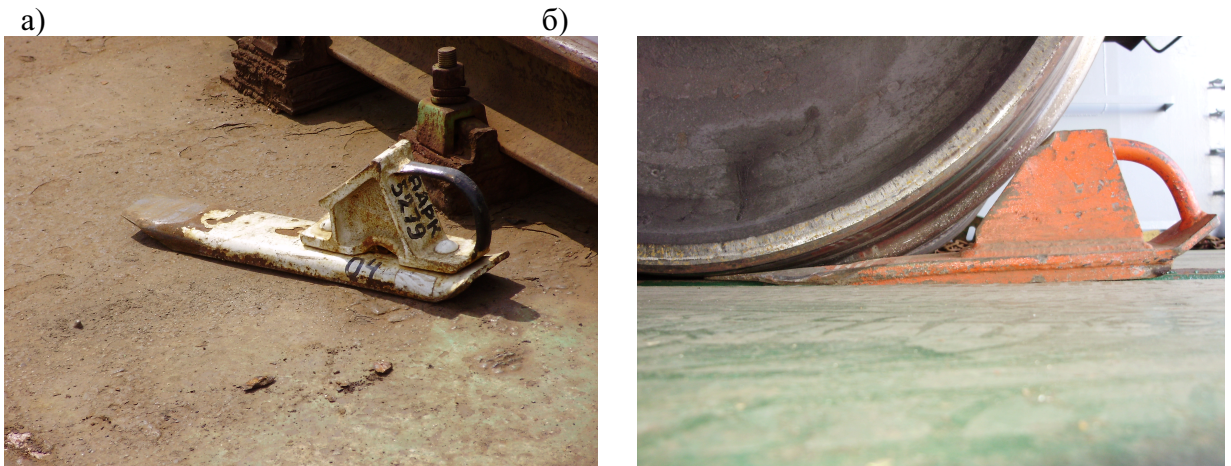


Рисунок 1.13 – Гальмівні башмаки на палубах ЗП

а) на палубі ЗП “Петровск”; б) на палубі ЗП “Грейфсвальд”

Замість гальмівних башмаків можуть використовуватись спеціальні упори (рисунок 1.14), які складаються з двох частин, що з’єднуються між собою ланцюгом.

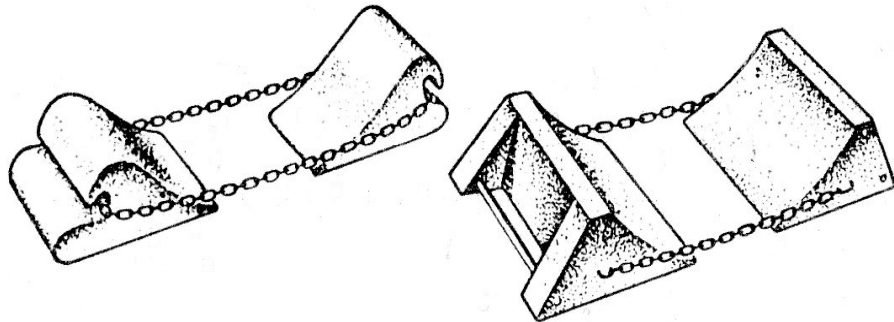


Рисунок 1.14 – Упори для запобігання повздовжнього переміщення транспортних одиниць

Гальмівна система. Для гальмування колісних пар вагонів при перевезенні морем повітряні магістралі вагонів з’єднують з кранами, розміщеними на тупікових упорах. В машинному відділенні знаходиться балон зі стисненим повітрям, яке через кран машиніста, розміщений на вагонній палубі, підводиться до кранів. Для регулювання стисненого повітря, яке підводиться до крану машиніста, біля останнього встановлені манометр та редуктор.

Після накочування вагонів на палуби ЗП, їх встановлення на штатні місця та закріплення, проводять зарядку резервуарів стисненим повітрям. Гальмування вагонів відбувається під час руху морем, перед проходженням небезпечних місць або при хвилюванні.

Висновки до розділу 1

1. За результатами огляду науково-технічної літератури за темою дисертації проаналізовано стан експлуатації вагонів при комбінованих залізнично-поромних перевезеннях. Встановлено, що при визначені НДС кузовів вагонів до уваги не приймалися навантаження, які діють на несучу конструкцію з урахуванням закріплення відносно палуб. Це здійснює значний вплив на напружений стан несучих конструкцій кузовів вагонів, оскільки в умовах морського хвилювання здійснюється зосередження значних зусиль в зонах взаємодії елементів кузовів з засобами закріплення відносно палуб.

2. Досліджено пошкодження елементів кузовів несучих конструкцій кузовів напіввагонів, які виникають при перевезенні їх ЗП в умовах хвилювання моря та виявлено основні елементи пошкоджень конструкції при цих умовах, якими являються: обшивка кузова вагона, стійки, підніжка складача, кришки люків. Розподіл пошкоджень елементів кузовів вагонів за елементами конструкції, складений за даними останніх років має наступне відсоткове співвідношення: обшивка кузова – 55%; підніжка складача – 18%; стійки – 14%; кришки люків – 13%.

3. Проведено аналіз типових схем закріплень вагонів відносно палуб українських ЗП. При цьому досліджено закріплення близько 120 вагонів, серед яких відсоткове співвідношення напіввагонів до загальної кількості досліджених вагонів склало приблизно 20%. Найбільш частими елементами кузовів напіввагонів, за які здійснюється закріплення відносно палуб є скоби для підтягування вагонів під час маневрових операцій, підніжка складача, запірні кутники кришок люків, вузол взаємодії шворневої балки зі стійкою та ін.) На підставі цього встановлено, що їх несучі конструкції є неадаптованими до взаємодії з пристроями закріплення відносно палуб, що викликає пошкодження елементів кузовів за які здійснюється закріплення в умовах морського хвилювання.

Тому, з метою забезпечення міцності напіввагонів при експлуатації на ЗП необхідним є розробка та впровадження заходів спрямованих на удосконалення їх несучих конструкцій до надійного закріплення відносно палуб.

Основні результати розділу опубліковані в працях [27, 30, 31, 105].

РОЗДІЛ 2
ЗАГАЛЬНА МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ НАПІВВАГОНІВ
ПРИ ПЕРЕВЕЗЕННІ ЗАЛІЗНИЧНИМИ ПОРОМАМИ

2.1 Методи вирішення задач досліджень динаміки та міцності напіввагонів при перевезенні залізничними поромами

З метою забезпечення міцності кузовів вагонів в МЗВС необхідним є дослідження умов експлуатації їх при даному виді комбінованої взаємодії.

Аналіз праць, які присвячені вирішенню проблем експлуатації вагонів в умовах міжнародних комбінованих перевезень наведений в попередньому розділі роботи. Проведений аналіз дозволив зробити висновок, що в розглянутих працях зосереджено увагу на дослідженні особливостей експлуатації вагонів в МЗВС, визначенні зусиль, які діють на кузова вагонів при перевезенні їх морем, а також на розробці нових технологій перевезень.

Основними методами досліджень умов експлуатації вагонів в МЗВС є:

– теорія коливань та стійкості руху. Наприклад, з метою визначення інерційних зусиль, які діють на рухомий склад при перевезенні його ЗП в умовах хвилювання моря в працях академіка О.М. Крилова приводяться залежності, що дозволяють отримати ці зусилля з урахуванням повздовжнього або поперечного розташування рухомого складу відносно палуб;

– теорія корабля. Так, у працях ВНДІЗТа приводиться методика визначення зусиль, які діють на вагони при перевезенні на ЗП в умовах морського хвилювання. При цьому з метою визначення прискорень, які діють на кузова вагонів, розміщені на палубі ЗП пропонується використання методів теорії корабля. Наприклад, здійснюючи диференціювання виразу, який визначає кут крену ЗП, що описується рівнянням вигляду

.3

(2.1)

де – межеве відхилення ЗП в умовах хвилювання моря, град.;

– період вільних коливань ЗП при кутових поперечних переміщеннях, с.

та перемножуючи даний вираз на відстань від центру ваги елементарного вантажу (кузова вагону) до центру коливань ЗП стає можливим отримання величини прискорення, яке діє на кузов вагона в умовах морського хвилювання. Якщо спроекціювати отриманий вираз на вісі декартової системи координат X , Y та Z , можна отримати прискорення, які діють на вантаж за напрямком цих вісей.

При цьому не враховано курсовий кут хвилі по відношенню до корпусу ЗП, вітрове навантаження на надводну проекцію ЗП з кузовами вагонів, розміщеними на верхній палубі та висоту розміщення кузовів вагонів за палубами ЗП;

– метод Кулона з корегуванням В.В. Синельникова. Для визначення зусиль розпору насипного вантажу на бокові стіни кузова напіввагона ВНДІЗТом запропоновано використання методу Кулона з корегуванням В.В. Синельникова, який застосовується для

розрахунку підпирних стін. При цьому для урахування інерційних зусиль зі сторони насипного вантажу на стіни кузова приймається припущення, що сумарна величина прискорення однакова для всіх часток вантажу. Важливо зазначити, що у відповідності з [96] приймається, що зусилля розпору на бокові стіни кузова вагону розподіляється за законом трикутника з максимумом у основи;

– методи експериментальних досліджень. З метою визначення зусиль, які діють в елементах кріплення вагонів при переміщенні ЗП в умовах морського хвилювання пропонується використання методів експериментальних досліджень – електричне тензометрування. При цьому тензометричні датчики монтувалися на мірні пластини ланцюгових стяжок. Питанням досліджень НДС кузовів вагонів в умовах хвилювання моря в розглянутих працях уваги не приділялося. У зв'язку з цим, з метою забезпечення міцності вагонів при експлуатації їх в МЗВС необхідним є дослідження НДС їх кузовів при взаємодії з засобами закріплення відносно палуб ЗП в умовах морського хвилювання.

2.2 Методи досліджень умов експлуатації напіввагонів при перевезенні залізничними поромами, які пропонується застосувати в роботі

З метою вирішення задач досліджень динаміки та міцності напіввагонів в МЗВС в розрізі дисертаційної роботи пропонується використання наступних методів досліджень:

– методи теорії імовірностей і математичної статистики, які дозволять на підставі проведеного статистичного аналізу існуючих технологічних схем закріплень напіввагонів відносно палуб ЗП отримати просторові коефіцієнти нерівномірності розміщення засобів закріплення вагонів відносно основних конструкційних площин їх кузовів, що дозволить визначити дійсну величину динамічних навантажень, які передаються на елементи кузова напіввагону через засоби закріплення відносно палуби;

– класичні методи складання диференціальних рівнянь руху вагонів. З метою визначення прискорень, які діють на кузова вагонів в умовах морського хвилювання пропонується складання диференціальних рівнянь руху вагонів посередництвом ЗП в умовах морського хвилювання;

– теорія корабля, теорія коливань та стійкості руху. З метою визначення кутів нахилу кузовів вагонів в умовах морського хвилювання відносно повздовжньої та поперечної вісей пропонується застосування залежностей теорії корабля;

– методи дослідження міцності. З метою оцінювання міцності несучих конструкцій кузовів вагонів пропонується розробка уточнених СЕМ та опрацювання розрахункових схем кузовів напіввагонів для подальшого оцінювання їх міцності під час руху на ЗП. Після чого необхідним є дослідження НДС та аналіз міцності кузовів напіввагонів, шляхом урахування особливостей силової взаємодії з багатообертовими засобами закріплення відносно палуби;

– класичні методи опору матеріалів. Після наукового обґрунтування необхідності розробки заходів, що спрямовані до адаптації кузовів напіввагонів при перевезенні ЗП пропонується оснащення їх спеціальними конструкційними елементами, призначеними для надійного закріплення відносно палуб ЗП. При проектуванні конструкції цих елементів пропонується застосування методів опору матеріалів;

– методи теоретичної і будівельної механіки. З метою дослідження НДС та оцінки міцності кузовів напіввагонів з урахуванням засобів адаптації їх конструкції за новим способом закріплення відносно палуби проводилися розрахунки на міцність;

– методи експериментальних досліджень (натурні та стендові випробування, електричне тензометрування). З метою перевірки адекватності отриманих в роботі теоретичних результатів пропонується проведення натурних та стендових експериментальних досліджень міцності кузова напіввагону на ЗП із застосуванням технічних засобів та вимірювально-реєструючої апаратури за методом електричного тензометрування з використанням сучасного програмного забезпечення та ЕОМ.

Висновки до розділу 2

1. З проведених досліджень причин пошкоджень елементів кузовів напіввагонів в МЗВС встановлено, що частіш за все вони обумовлені непристосованістю конструкції до надійного закріплення відносно палуб, а також спрощеннями при визначенні інерційної складової загального навантаження, яке діє на кузова вагонів при перевезенні ЗП.

2. З метою забезпечення міцності несучих конструкцій кузовів напіввагонів при експлуатації в МЗВС необхідним є розробка математичної моделі переміщень кузова вагона, закріпленого на палубі в умовах основних видів коливань ЗП; складання моделі міцності кузова напіввагона з урахуванням зусиль, які діють на несучу конструкцію при перевезенні ЗП, у тому числі зусиль, які виникають при взаємодії з засобами закріплення відносно палуби; проведення розрахунків кузова вагона на міцність з урахуванням можливих схем закріплень відносно палуб.

3. З метою забезпечення надійності закріплення кузова напіввагона на ЗП необхідним є удосконалення його несучої конструкції, шляхом встановлення спеціальних конструкційних елементів, призначених для взаємодії з засобами закріплення відносно палуб

4. Для перевірки адекватності теоретичних результатів розрахунку необхідним є проведення експериментальних досліджень міцності несучих конструкцій кузовів напіввагонів при перевезенні ЗП в умовах хвилювання моря.

РОЗДІЛ 3 ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ТА МІЦНОСТІ НАПІВВАГОНІВ ПІД ЧАС ЇХ ПЕРЕВЕЗЕННЯ НА ЗАЛІЗНИЧНИХ ПОРОМАХ

3.1 Визначення кутів крену та диференту механічної системи “вагон – судно” з урахуванням гідрометеорологічних умов акваторії плавання

Визначальним критерієм при оцінці міцності вантажних вагонів при експлуатації їх в МЗВС із застосуванням ЗП, є гідрометеорологічні умови акваторії плавання. Припортова інфраструктура України забезпечує взаємодію її з іншими державами через акваторії Чорного та Азовського морів, як виходів у МЗВС.

Характер хвильового процесу Чорного моря – спокійний. В літні місяці висоти хвиль не перевищують 3 м з забезпеченістю 97 – 99%. Дуже рідко виникають хвилі висотою більше 6 м. В окремих районах моря простежуються сильні місцеві вітри. Наприклад, з приходом новоросійської бори швидкість вітру досягає 40 м/с, а при поривах – 80 м/с [17].

На Чорноморському березі Кавказу та біля південних берегів моря спостерігаються вітри, які спрямовані з гір та супроводжуються збільшенням температури повітря та зниженням вологості – фени.

Акваторія Азовського моря, якою проходить залізнично-поромний маршрут “Крим – Кавказ”, знаходиться в зоні сейсмічної активності і характеризується більш важкими умовами плавання ЗП, але завдяки невеликій протяжності переправи, перевезення вагонів морем не являє постійно високого рівня небезпеки.

Визначимо зусилля, що діють на вагони під час транспортування на ЗП в умовах морської качки.

Будемо вважати, що крен ЗП викликаний статичною дією вітру.

Тоді, момент крену знайдемо за формулою [9]

$$M_{\text{кр}} = F_{\text{в}} \cdot z_{\text{в}} \cdot \sin \alpha \quad (3.1)$$

де $F_{\text{в}}$ – тиск вітру на бокову проекцію надводної частини ЗП, кН;

$z_{\text{в}}$ – відстань центру ваги надводної поверхні ЗП від діючої ватерлінії, м;

T – осадка ЗП, м.

Кут крену дорівнює

$$\alpha = \arctan \left(\frac{M_{\text{кр}}}{D \cdot T} \right) \quad (3.2)$$

де D – водовитіснення ЗП, т;

h – поперечна метацентрична висота, м.

Елементи початкової остійності ЗП з умовним вагоном на борту при крені наведені на рисунку 3.1 [95].

Для визначення поперечної метацентричної висоти скористаємось формулою, згідно [9]

$$h = \frac{D \cdot z_{\text{в}}}{G} \quad (3.3)$$

де G – апліката поперечного метацентру, т, м.

Використовуючи криві плавучості та початкової остійності судна [9]

маємо: при осадка ЗП типу “Герои Шипки”) слідує, що G м.

Будемо вважати, що ЗП завантажений на 100%, тобто 108 вагонами нового покоління, наприклад напіввагонами моделі 12-7023 побудови ПАТ “КВБЗ” [109].

Маса бруто вагона за сумою тари та вантажопідйомності буде дорівнювати 94 т. Кількість вагонів на палубах ЗП складає: верхня – 43; головна – 49; нижня – 16.

Відстань від центру ваги вагона до палуби ЗП дорівнює m_0 м

Розрахунок проведемо в табличній формі (таблиця 3.1). Тоді, L_θ м,
 z_g м.

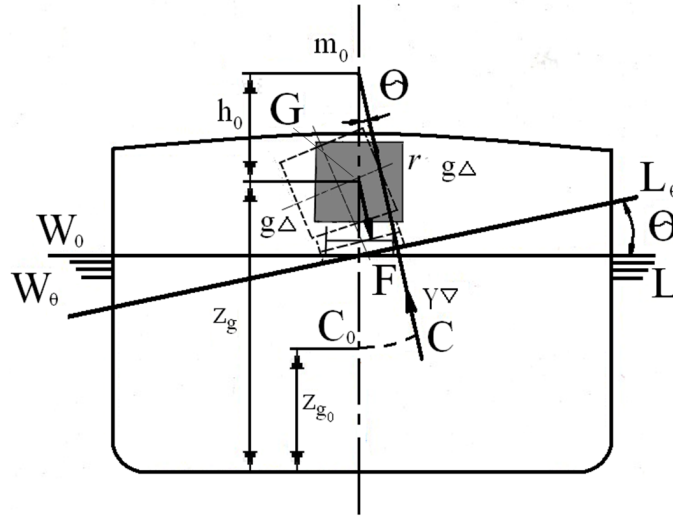


Рисунок 3.1 – Елементи початкової остійності ЗП з умовним вагоном на борту при крені

m_0 – метacentр; G – центр тяжіння; Δ – сила підтримання; r – поперечний метacentричний радіус; z_g – апліката центру ваги ЗП; C_0 – початковий центр величини; L_θ – початкова метacentрична висота; θ – кут крену.

Апліката центру ваги ЗП з умовним вагоном на борту визначається [11, 121]

$$z_g = \frac{W_0 z_{g0} + W_\theta z_{g\theta}}{W_0 + W_\theta} \quad (3.4)$$

де W_0 – маси вантажів, кН;

z_{g0} – відстояння центру ваги вантажу від основної площини (кіля), м.

Знайдемо відстань центру ваги надводної поверхні ЗП від діючої ватерлінії

$$z_{g\theta} = \frac{\sum F_i z_i}{\sum F_i} \quad (3.5)$$

де F_i – площі фігур, на які розбита бокова проекція надводної поверхні ЗП, м²;

z_i – відстань центру ваги площ F_i від діючої ватерлінії, м.

Розбиваємо всю надводну поверхню ЗП на прості фігури (рисунок 3.2 [15]) і знаходимо площу та відстань від центру ваги кожної фігури до ватерлінії. Розраховані величини заносимо до таблиці 3.2. З урахуванням даних таблиці 3.

2 маємо .3 м

Тиск вітру на бокову проекцію надводної частини ЗП визначається

$$, \quad (3.6)$$

де f – тиск вітру на одиницю площі надводної поверхні ЗП, Па.

Для Чорного моря можна прийняти $f=1471,5$ Па [48].

Тоді, кН, момент крену кН·м, а кут крену складає

. Розрахована величина кута крену ЗП має деяку похибку, так як при її визначенні використовувались діаграми статичної остійності судна, які розраховані для малих кутів крену (7 – 10).

Для того, щоб ЗП в нахиленому положенні знаходився в рівновазі, необхідно, щоб виконувалася наступна умова

,

де – відновлювальний момент, кН·м.

вагона, т	Кількість вагонів на палубі, од.	вагонів на палубі, кН	Відстань від центру ваги вагона до основної площини (кіля), м	Момент відносно основної площини, кН·м
94	43	39652	17,1	678049,2
94	49	45184,86	10,9	492515
94	16	14754,24	3,52	51935
–	108	99591,1	–	1222499,2

Таблиця 3.1 – Вихідні дані для розрахунку аплікати центру ваги вантажу

Величина відновлювального моменту може бути розрахована за формулою

$$, \quad (3.7)$$

де – кут крену, рад.

або

$$, \quad (3.8)$$

де – кут крену, град.

Звідси, кН·м.

В нашому випадку розбіжність між α та β складає лише 2% і пов'язана з похибками, які допускалися в розрахунках, отже, можна вважати, що ЗП знаходиться в рівновазі.

Визначимо кут диференту ЗП. Для цього скористаємось наступною формулою [9]

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{d}{L}\right) \quad (3.9)$$

де d – диферент ЗП, м;

L – довжина ЗП, м.

При висоті хвилі $H = 3$ м, яка підхопила і підняла ЗП з ахтерштевневої частини, кут диференту становить $\alpha = 10^\circ$, що припустимо вважати малим.

Елементи остійності ЗП при його диференті представлені на рисунку 3.3 [95].

Величина відновлювального моменту дорівнює

$$M = \rho g V \overline{y} \sin \alpha \quad (3.10)$$

)

де H – повздовжня метацентрична висота, м.

Повздовжня метацентрична висота може бути визначена за наступною формулою

$$H = \frac{I_{xc}}{V \overline{y}} - \overline{y} \quad (3.11)$$

Використовуючи діаграму повздовжньої остійності ЗП визначаємо, що при $T=7,42$ м, маємо $R=150$ м і $\overline{y} = 0,3$ м. Тоді,

$M = 100$ кН·м.

Момент диферентуючий на 1 см визначається [9]

$$M_{1\text{см}} = \frac{M}{100} \quad (3.12)$$

де α – коефіцієнт, який визначається в залежності від типу ЗП;

B – ширина ЗП, м.

Таблиця 3.2 – Визначення відстані центру ваги надводної поверхні ЗП від діючої ватерлінії

Номер фігури	Площа, м	Відстояння центру ваги фігури від	Момент відносно ватерлінії, м ³
--------------	----------	-----------------------------------	--

		ватерлінії, м	
1	23,52	12,6	296,4
2	3,43	9,1	31,2
3	16,66	9,45	157,4
4	22,9	5,13	117,5
5	893,14	3,89	3474,3
6	462,91	3,89	1800,72
7	12,25	5,2	63,7
8	16,17	12,6	203,7
9	123,97	11,9	1475,2
10	54,1	18,55	1000,3
11	12,5	18,9	236,3
12	384,65	10,85	4173,5
13	12,25	10,85	132,9
14	16,54	16,1	266,3
15	62,72	16,8	1053,7
16	191,6	18,2	3487,12
17	10,3	23,8	245,14
18	19,6	24,15	473,34
19	206,4	9,23	1905,1
	2545,61		20597,12

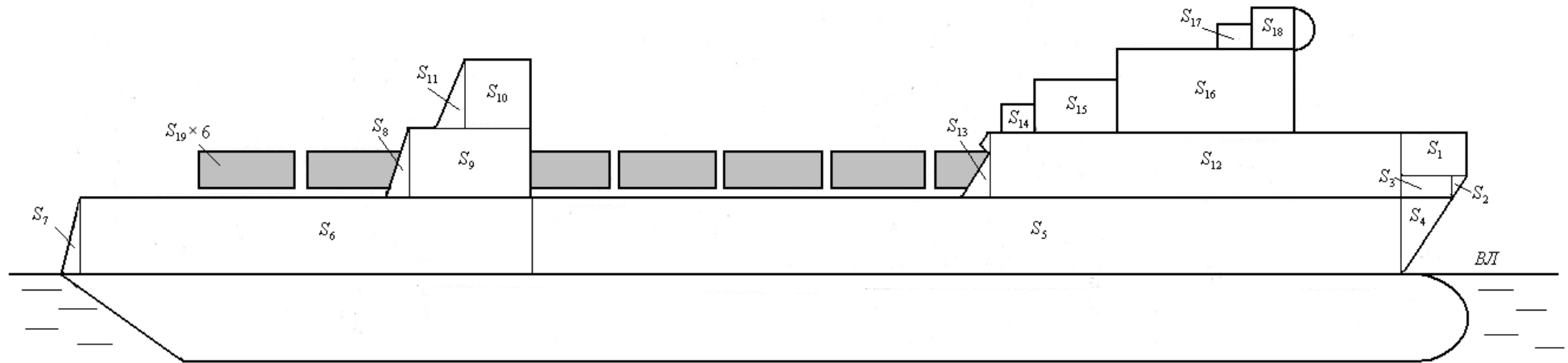


Рисунок 3.2 – Надводна проекція ЗП “Герои Шипки” з вагонами на борту від діючої ватерлінії при осадці \quad м

S_1 – площа бокової поверхні ЗП з форштевневої частини; S_2 – основна площа бокової поверхні ЗП; S_3 – площа бокової поверхні ЗП з ахтерштевневої частини; S_4 – площа бокової поверхні ЗП в зоні розміщення надбудівель котлових труб; S_5 – площа бокової поверхні ЗП в зоні перекриття верхньої палуби; S_6 – площа бокової поверхні ЗП в зоні розміщення надбудівель для екіпажу; S_7 – площа бокової поверхні ЗП в зоні розміщення капітанського мостику; S_8 – площа бокової стіни кузова вагона.

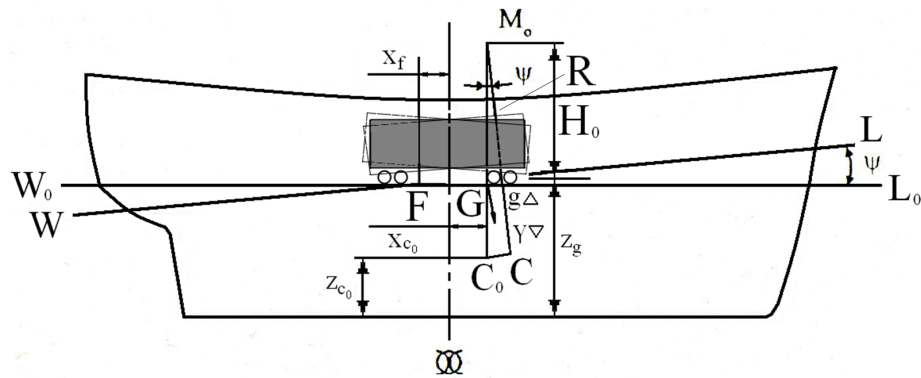


Рисунок 3.3 – Елементи остійності ЗП при диференті

R – повздовжній метацентричний радіус; x_f – абсциса центру водовитіснення;
 H_0 – метацентр; G – центр тяжіння; $g\Delta$ – сила підтримання; z_c – апліката центру ваги тіла; x_{c_0} – початковий центр величини; L – початкова метацентрична висота; ψ – кут диференту.

У відповідності з [10] приймаємо для великих вантажних судів ,
 тоді M_0 кН·м/см.

3.2 Визначення характеру зусиль, які діють на кузови напіввагонів при різних видах коливань під час морського хвилювання

Коливання ЗП з вагонами на його борту в умовах хвилювання моря можна розглядати як коливання твердого тіла з прикріпленими до нього масами. При цих коливаннях виникають зусилля, які пропорційні величині переміщень ЗП відносно першепочаткового положення. Дані зусилля, наводяться у вигляді додаткових сил плавучості корпусу ЗП [146]. Тому, ЗП розглядається як тверде тіло з трьома ступенями вільності (рисунок 3.4):

- поступальні переміщення в вертикальному напрямку відносно осі Z (рисунок 3.4, а));
- кутові переміщення навколо поперечної вісі Y на кут ψ (рисунок 3.4, б));
- кутові переміщення навколо повздовжньої вісі X на кут φ (рисунок 3.4, в)).

Інші три можливих переміщення (поступальне переміщення у повздовжньому напрямку відносно осі X , кутове переміщення навколо вісі Z на кут θ , поступальне переміщення у поперечному напрямку відносно осі Y), не можуть мати характеру коливального руху, оскільки вони не супроводжуються зміною величини або форми підводного об'єму корпусу ЗП [69, 146].

При коливаннях ЗП з вагонами на його борту в умовах хвилювання моря окрім обертових переміщень навколо поперечної та повздовжньої вісей, що проходять через його центр ваги, він отримує також переміщення, при якому ці вісі переміщуються за деякими траєкторіями, близькими до кола. Це переміщення відбувається з періодом, який дорівнює періоду хвилі. Радіус вказаної траєкторії переміщення ЗП з вагонами на його борту може бути прийнятий в розрахунках рівним половині висоти морської хвилі.

На рисунку 3.5 представлена схема дії зусиль на $1/4$ частину конструкції кузова напіввагона в умовах морського хвилювання, яка складена на основі розрахункової схеми, наведеної в [79], але доповнена додатковими видами зусиль, притаманними для даних умов експлуатації вагона.

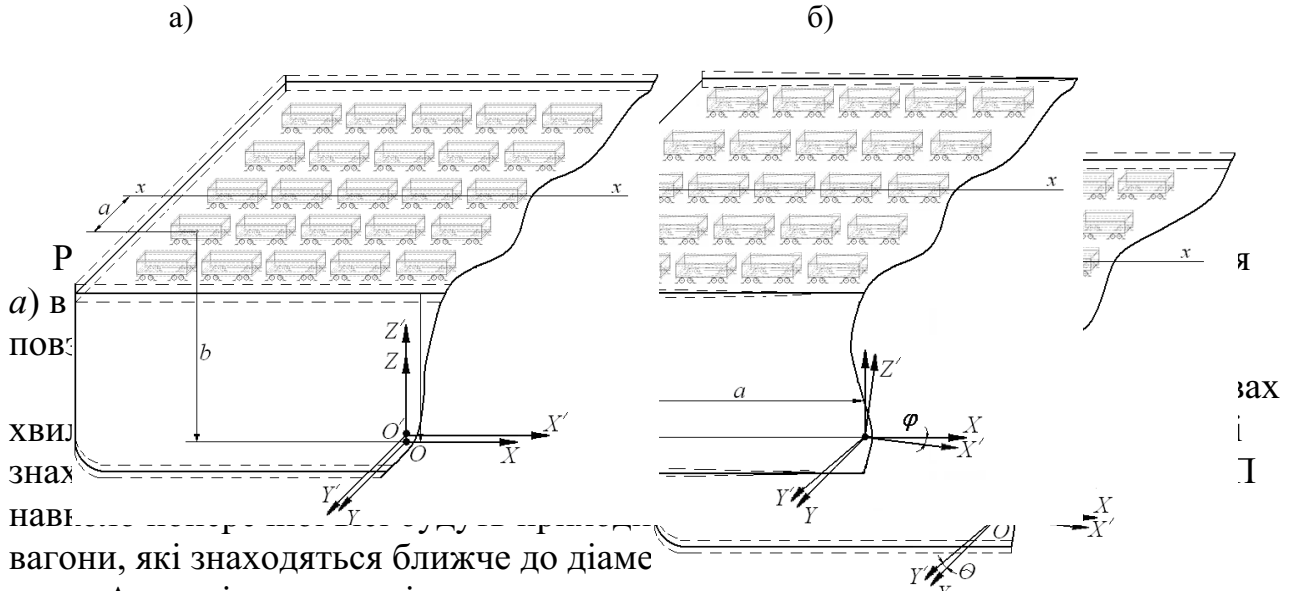
Основні зусилля, які діють на кузов напіввагона, при перевезенні на ЗП такі: вертикальне статичне, вертикальне динамічне, вітрове, інерційні, розпору насипного вантажу, зусилля від натягіння ланцюгових стяжок. Необхідно відмітити, що внаслідок

обезвантаження ресорного підвішування візків вагона, вертикальне динамічне зусилля буде досить малим, тому при оцінці міцності та стійкості кузова вагона відносно палуби ЗП в умовах морського хвилювання воно може не враховуватися.

Перелічені навантаження приводяться до наступних груп за напрямком їх дії:

- вертикальні;
- бокові (поперечні);
- повздовжні.

Схеми переміщень кузова напіввагона, закріпленого відносно палуби ЗП ланцюговими стяжками в умовах хвилювання моря наведені на рисунку 3.6.



Аналогічна ситуація простежується і при кутових переміщеннях ЗП навколо повздовжньої вісі, тобто на крайні від ахтерштевня вагони будуть приходитися більші зусилля, ніж на вагони, які розміщені ближче до площини мідель-шпангоута.

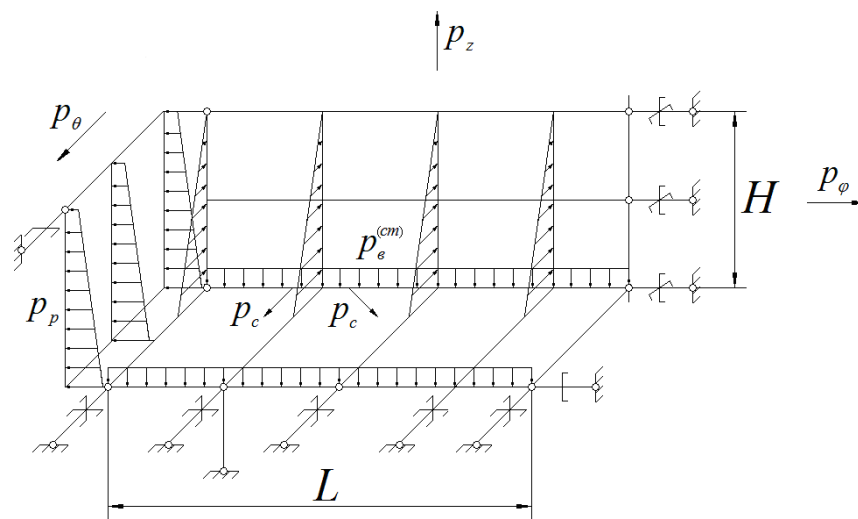


Рисунок 3.5 – Схема дії зусиль на кузов напіввагона в умовах морського хвилювання

- інерційні зусилля, які діють на кузов напіввагона відповідно, при переміщеннях у вертикальному напрямку, навколо повздовжньої та поперечної вісей; .3
- інтенсивність вертикального статичного навантаження; .3
- зусилля

розпору насипного вантажу; – зусилля, яке передається на кузов напіввагона через ланцюгову стяжку при його зміщенні відносно початкового положення; L – $\frac{1}{2}$ довжини кузова вагона; H – висота кузова вагона.

Вертикальне статичне навантаження , яке діє на кузов вагона, може бути визначене за наступною формулою

$$, \quad (3.13)$$

де – вага бруто вагона, кН;

– вага ходових частин вагону, кН.

– при поступальних переміщеннях ЗП у вертикальному напрямку вертикальна статична сила дорівнює

$$(3.14)$$

– при кутових переміщеннях ЗП навколо поперечної вісі

$$(3.15)$$

де – кут поперечного переміщення ЗП з кузовами вагонів, розміщеними на його палубі, град.

– при кутових переміщеннях ЗП навколо повздовжньої вісі

$$(3.16)$$

де – кут повздовжнього переміщення ЗП, град.

Схему дії зусиль на кузов напіввагона посередництвом ланцюгових стяжок в умовах морського хвилювання представлено на рисунку 3.7.

При підході до причала терміналу поромного комплексу ЗП розвертається для зістиковки з перехідним мостом з послідуочим викочуванням одиниць рухомого складу з палуб.

При розвороті ЗП на нього будуть діяти наступні зусилля:

– сили та моменти, які виникають на судових двигунах;

– сили, які діють на рульові пристрої;

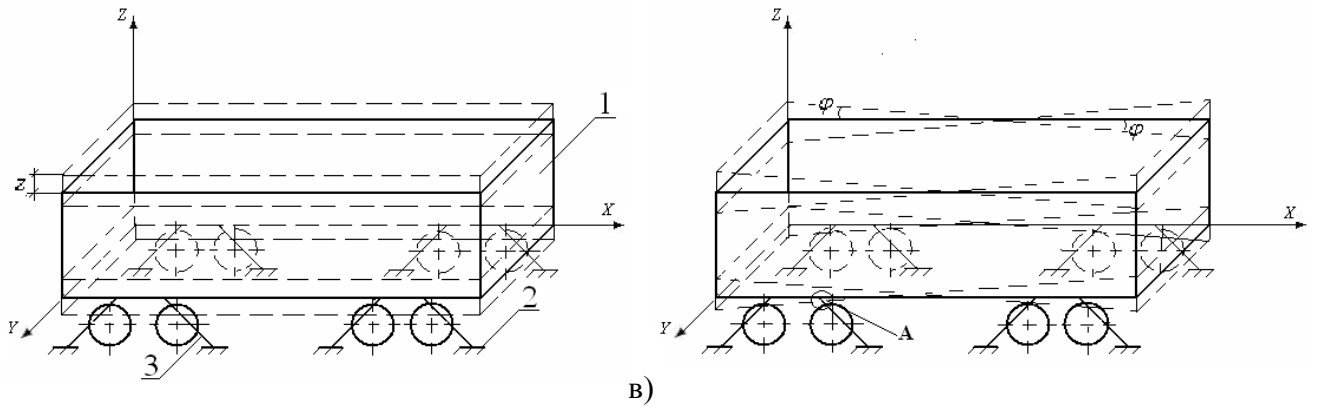
– сили та моменти інерції, до складу яких входять сили та моменти інерції приєднаних мас води;

– гідромеханічні сили та моменти, які діють на корпус ЗП.

Крім того, на ЗП, яке розвертається, буде діяти сила інерції, яка прикладена в центрі ваги ЗП та направлена вздовж миттєвого радіуса кривизни, а також сила інерції, яка діє по дотичній до траєкторії центру ваги в напрямку миттєвої швидкості руху [50].

а)

б)



А (збільшено)

В)

г) д) е)

Рисунок 3.6 – Схеми переміщень кузова напіввагона, закріпленого відносно палуби ЗП ланцюговими стяжками в умовах хвилювання моря
 а) в вертикальному напрямку; б) навколо поперечної вісі; в) навколо повздовжньої вісі ; г) площина XY; д) площина YZ; е) площина XZ ;
 1 – кузов вагона; 2 – палуба ЗП; 3 – ланцюгова стяжка.

ланцюгова стяжка.

Відцентрова сила, яка діє на ЗП (рисунок 3.8), а отже і на вагони, розміщені на ньому, може бути визначена за наступною формулою

$$(3.17)$$

де ρ – водовитіснення ЗП, т;

R – радіус розвороту, м;

v – швидкість розвороту, м/с.

Або, як відомо з курсу теоретичної механіки, відцентрова сила може бути визначена за формулою

$$(3.18)$$

де ω – кутова швидкість, рад/с;

r – полюс розвороту, м.

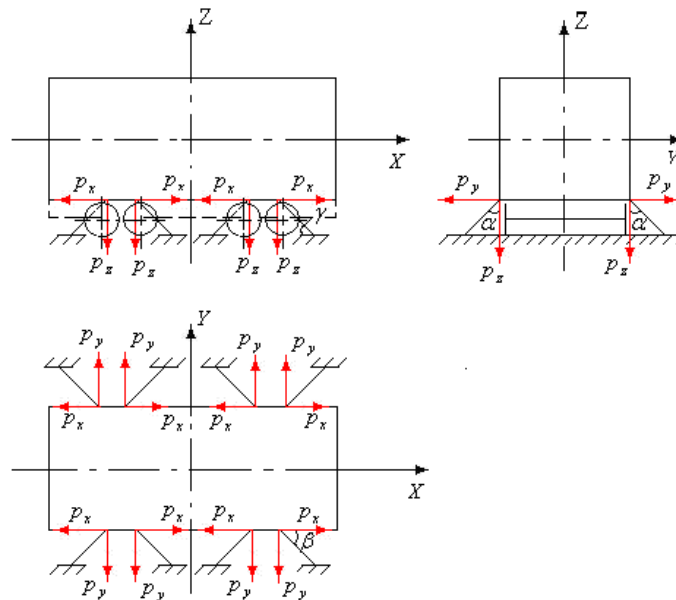


Рисунок 3.7 – Схема дії зусиль на кузов вагона посередництвом ланцюгових стязок при коливаннях ЗП

В кормовій частині ЗП є два гвинти, а в носовій – один. При розвороті кормові гвинти разом з носовим починають працювати, при цьому кормові працюють в протилежних напрямках, внаслідок чого утворюється момент, який сприяє розвороту ЗП. У нашому випадку на вагони, які знаходяться на палубах ЗП, буде діяти відцентрова сила та зусилля, які передаються на кузов вагона посередництвом ланцюгових стязок.

Схема передачі зусиль на кузов вагона посередництвом ланцюгових стязок при розвороті ЗП представлена на рисунок 3.9.

Приблизна швидкість розвороту ЗП “Герои Плевны” дорівнює \dots км/год
м/с. Для крайнього від ахтерштевня кузова вагону, маємо \dots .

Тоді, урахувавши \dots , величина відцентрової сили становить \dots кН.
Складові відцентрової сили будуть дорівнювати \dots

Зусилля, яке буде передаватися на кузов вагона посередництвом ланцюгової стязки

складе \dots .

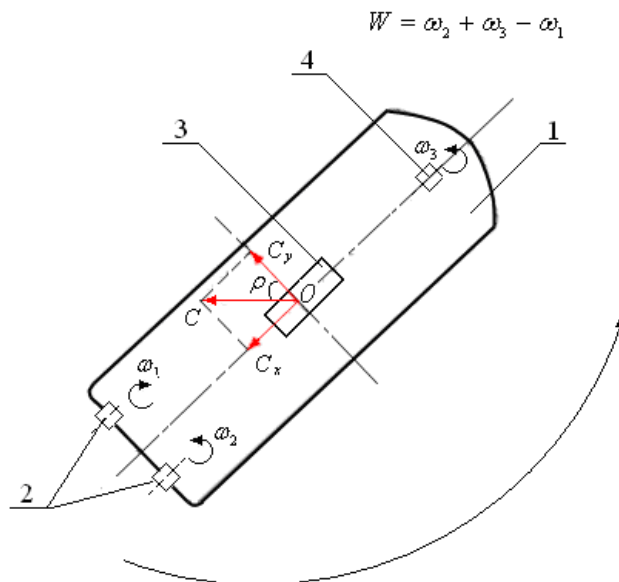


Рисунок 3.8 – Схема дії відцентрової сили на ЗП і умовний вагон на борту при його розвороті

1 – ЗП; 2 – кормові двигуни; 3 – вагон; 4 – носовий двигун.

Звідси, складові зусилля в повздовжньому та поперечному напрямку будуть визначатися

.DSMT4

;

.DSMT4

Оскільки, отримана величина відцентрової сили має достатньо невелике значення, тому, при оцінюванні силового навантаження на кузов вагона її можна не враховувати.

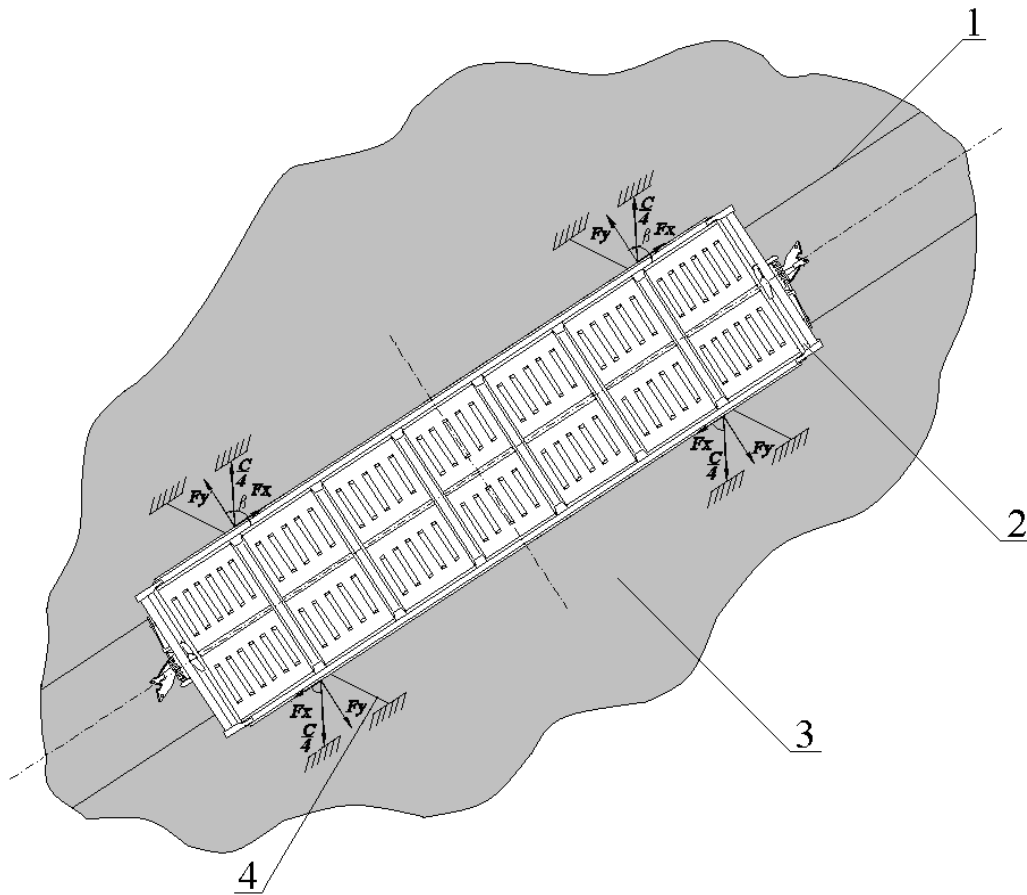


Рисунок 3.9 – Схема передачі зусиль на кузов вагона посередництвом ланцюгових стяжок при розвороті ЗП

1 – рейкова колія; 2 – вагон; 3 – палуба ЗП; 4 – ланцюгова стяжка; F_x , F_y – проєкції зусиль, які передаються на кузов вагона через ланцюгову стяжку.

Суттєвий вплив на міцність кузова вагона при перевезенні його ЗП має розміщення ланцюгових стяжок відносно площини кузова вагону при його закріпленні (рисунок 3.10).

При несиметричному закріпленні ланцюгових стяжок за несучу конструкцію вагонів з'являється нерівномірність силового навантаження на кузов, що приводить до залишкових деформацій і навіть пошкоджень елементів кузовів.



в)

г)



Рисунок 3.10 – Випадковість місць закріплення ланцюгових стяжок за елементи конструкції вагонів

а) критий вагон на ЗП “Герои Шипки”; б) напіввагон на ЗП “Трейфсвальд”; в) вагон-хопер на ЗП “Петровск”; г) платформа на ЗП “Герои Одессы”

З метою ефективності закріплення кузова напіввагона на палубі ЗП ланцюгові стяжки мають просторове розміщення відносно кузова. Розміщення ланцюгової стяжки і схему прикладення навантаження у просторі представлено на рисунку 3.11.

Кути розміщення ланцюгових стяжок відносно площини кузова вагона у випадку симетричного закріплення, у відповідності з [59, 60, 89-91, 101] занесені до таблиці 3.3.

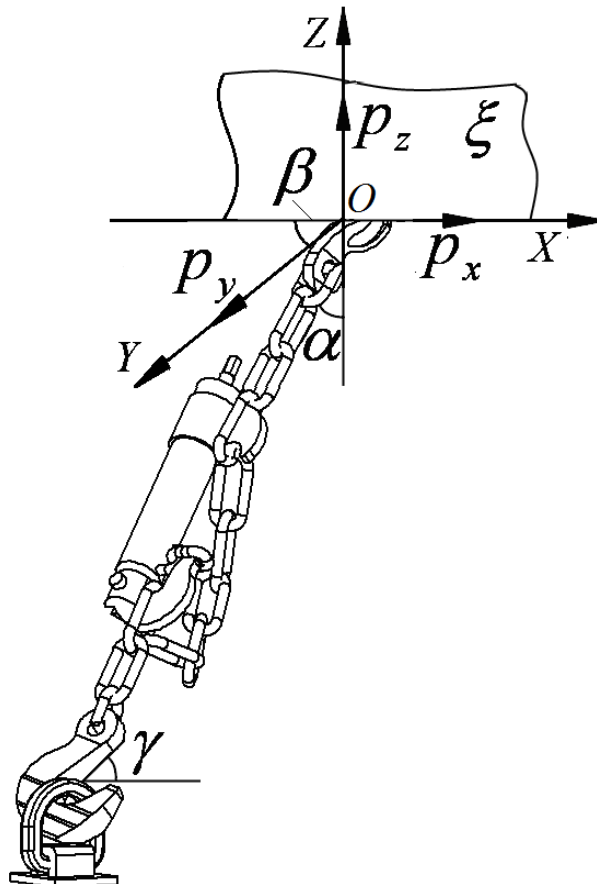


Рисунок 3.11 – Просторове розміщення ланцюгової стяжки відносно кузова вагону

α – відповідно, проекції зусилля від ланцюгової стяжки, що прикладене до зони закріплення на кузові на вісі декартової системи; β

γ – кути розміщення ланцюгової стяжки відносно площин кузова вагону.

Отже, маємо:

- при поступальних переміщеннях ЗП у вертикальному напрямку

.3

.3

.3

(3.19)

- при кутових переміщеннях ЗП навколо повздовжньої та поперечної вісей маємо ідентичні вирази

(3.20)

Тиск вітру на стіну кузова вагону визначається за формулою

(3.21)

де w – тиск вітру на одиницю площі, кН/м^2 ;

S – площа відповідної стіни кузова вагону, м^2 .

Таблиця 3.3 – Кути розміщення ланцюгових стяжок відносно площини кузова вагона

Позначення кута	Чисельне значення
	<30
	30 – 60
	<60

На підставі досліджень схем закріплень вагонів відносно палуб ЗП на ст. “Іллічівськ-Поромна” та ДП “ТИС – Крим” було складено вибірку зон закріплень вагонів (Додаток А),

визначені аналітичні залежності та отримані коефіцієнти, які враховують нерівномірність закріплення ланцюгових стяжок відносно площини кузова вагону, шляхом співставлення геометричних параметрів розміщення ланцюгових стяжок відносно кузовів вагонів у відповідності з реальними випадками закріплення до закріплення за нормативною документацією [75].

Використовуючи залежності математичної статистики та теорії імовірностей можна стверджувати, що кількість досліджуваних елементів вибірки, тобто ланцюгових стяжок, є достатньою для отримання її дійсної оцінки [13, 16, 36, 65, 113].

Коефіцієнти нерівномірності закріплення ланцюгових стяжок відносно площини кузова вагона наведені в таблиці 3.4. До складу вибірки ввійшли наступні типи вагонів: напіввагони – 21, криті вагони – 41, АРВ, переобладнані під криті – 39 та вагони-цистерни – 13, при цьому кількість ланцюгових стяжок, якими здійснювалося закріплення складало: для напіввагонів – 156, для критих – 310, для АРВ, переобладнаних під криті вагони – 304 та для вагонів-цистерн – 104.

Тип вагона	Коефіцієнт нерівномірності розміщення ланцюгових стяжок за висотою кузова вагона,		Коефіцієнт нерівномірності розміщення ланцюгових стяжок від палубного рима до вертикальної площини кузова вагона,	
	Розрахунок на підставі вимірювань	Розрахунок на підставі нормативних документів	Розрахунок на підставі вимірювань	Розрахунок на підставі нормативних документів
Напіввагон	1,17	1,09	1,2	1,1
Критий вагон	0,97	0,91	1,36	1,27
АРВ, переобладнаний під критий вагон	1,04	0,97	1,24	1,15
Вагон-цистерна	0,96	1,02	1,08	1,1

Таблиця 3.4 – Коефіцієнти, що враховують нерівномірність розміщення ланцюгових стяжок відносно кузова вагону

З таблиці 3.4 видно, що розбіжність між коефіцієнтами, які враховують нерівномірність розміщення ланцюгових стяжок відносно площини кузова вагону, отриманими на підставі вимірювань та за допомогою нормативних документів [59, 60, 89-91, 101] складає приблизно 1%, отже можна стверджувати про дійсність отриманих величин.

Тому при оцінці зусилля, яке передається ланцюговою стяжкою на кузов вагона, необхідно ввести в розрахунок поправкові коефіцієнти, від яких залежать кути розміщення ланцюгових стяжок відносно площини кузова вагону, а отже, і зусилля, що передаються посередництвом їх на несучу конструкцію вагону.

Тоді маємо

$$F_3 = F_2 \cdot K_3 \quad (3.22)$$

де F_3 – зусилля, яке передається посередництвом ланцюгової стяжки на кузов вагона, кН;

.3 – відповідно, коефіцієнти, які враховують геометричну нерівномірність розміщення ланцюгової стяжки за висотою кузова вагону та від палубного рима до вертикальної площини кузова вагону.

3.3 Визначення величини динамічних зусиль, які діють на кузова напіввагонів при перевезенні їх залізничними поромами

3.3.1. Дослідження особливостей силового навантаження кузовів напіввагонів в умовах морського хвилювання

На підставі натурних досліджень типових схем закріплень вагонів відносно палуб вітчизняних ЗП був обраний найбільш несприятливий випадок закріплення напіввагона, у зв'язку із закріпленням двох стяжок за скоби для підтягування на накладках кутових стійок (рисунок 3.12), розраховані кути розміщення ланцюгових стяжок відносно площин кузова вагона (таблиця 3.6), визначені зусилля, які будуть передаватися на несучу конструкцію напіввагона.



Рисунок 3.12 – Закріплення напіввагона відносно палуби ЗП

З метою визначення інерційних зусиль, які діють на кузов вагона при перевезенні його ЗП в умовах морського хвилювання необхідним є розробка математичної моделі коливань кузова вагона посередництвом ЗП, як опорної площини.

Визначення прискорень, які діють на кузова вагонів при перевезенні ЗП в умовах хвилювання моря проводиться в [48]. Недоліками наведеної методики є неможливість урахування курсового кута хвилі по відношенню до корпусу ЗП, а також вітрового зусилля, яке діє на надводну проекцію ЗП з кузовами вагонів, розміщеними на його верхній палубі. Крім того, дана методика може враховуватися тільки для плоских морських хвиль.

Оцінка зовнішніх зусиль, які діють на вагони при перевезенні ЗП проводиться в [89]. При цьому прискорення, які діють на кузова вагонів в умовах хвилювання моря визначаються на підставі розрахунку хитавиці ЗП, яка відбувається з шістьма ступенями вільності в умовах нерегулярного трьохвимірною хвилювання при русі зі швидкістю 6,5 вузлів.

Дана методика може бути використана для однопалубного ЗП обмеженого району.

У зв'язку з цим, з метою визначення інерційних зусиль, які діють на кузов напіввагона при перевезенні його ЗП в умовах морського хвилювання,

необхідним є розробка математичної моделі коливань кузовів вагонів при перевезенні їх трьохпалубним ЗП типу “Герои Шипки” акваторією Чорного моря.

Таблиця 3.6 – Кути розміщення ланцюгових стяжок відносно площини кузова напіввагону в реальному випадку закріплення

Кути розміщення ланцюгових стяжок по відношенню до кузова вагона, град.		
16,9	54,1	77,6
16,9	20,2	50,5
17,5	19	47,5
17,5	60	80
13,8	12,1	41,1
13,8	16,5	50,2
12,3	76,9	87,1
12,3	12	44,4

Суттєвий вплив на величину зусиль, які діють на кузов вагона при перевезенні ЗП, здійснює динаміка морських хвиль. При оцінці морехідних якостей судна для описування регулярного хвилювання частіш за все використовують формули теорії прогресивних хвиль відносно малої амплітуди. Зв'язок між амплітудою хвилі та іншими її кінематичними параметрами встановлюється за допомогою емпіричних формул, які отримані на підставі натурних спостережень [78].

Профіль хвилі може бути не тільки синусоїдальним, як за теорією лінійних прогресивних хвиль, а і у вигляді трохіоди – кривої, яку описує в вертикальній площині точка А, що знаходиться на колі радіусом R (рисунок 3.13). Хвилі такого виду називаються трохіодальними. Теорія трохіодальних хвиль була розвинена Ф.Й. Герстнером (Чехія), а потім У.Д. Ранкіним (Англія) [78].

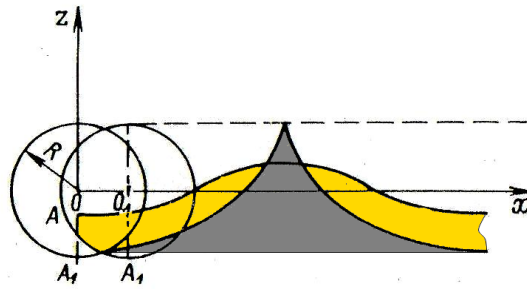


Рисунок 3.13 – Трохоїдальний характер хвильового утворення

Згідно цієї теорії частинки рідини в трохоїдальній хвилі рухаються за коловими орбітами, радіуси яких зменшуються з глибиною за експоненціальним законом.

У зв'язку з тим, що ЗП з вагонами, розміщеними на його борту розглядається як тверде тіло, то він буде переміщуватися за траєкторіями, що описуються морськими хвилями

Профіль трохоїдальної хвилі описується рівняннями в параметричному вигляді

$$(3.23)$$

де a та b – горизонтальна та вертикальна координати центра траєкторії, за якою обертається частинка, що має на даний час координати x та z ;

R – радіус траєкторії, за якою здійснюється оберт частинки, м; Equation 3.0

– частота збурювання, ;

Equation 3.0 – частота траєкторії збурюючого зусилля.

Коефіцієнт опору кутовим переміщенням ЗП навколо повздожньої вісі був визначений у відповідності з [11] на підставі формули

$$(3.24)$$

де – коефіцієнт, який визначається посередництвом спеціальних діаграм;

.3 – момент інерції маси ЗП, ;

.3 – приєднаний момент інерції,

Щоб врахувати підвищення опору качці при русі ЗП, використовуємо формулу

$$(3.25)$$

де Fr – число Фруда, яке характеризує швидкість руху ЗП.

$$(3.26)$$

Для спрощення визначення коефіцієнту опору можна провести розрахунок за осередненими значеннями ширини ЗП та коефіцієнту повноти шпангоута, тобто приймаємо

Коефіцієнт опору кутовим переміщенням ЗП навколо поперечної вісі був визначений за наступною формулою

(3.27)

де ω – частота хвилі, ω ;

ω – величина, яка може бути визначена за графічними залежностями А.З. Салькаєва, у відповідності з коефіцієнтом повноти, зануреної частини шпангоута [11].

Дослідження за остійністю суден показали, що найбільшої зміни вона досягає, якщо довжина хвилі приймається рівною довжині судна за перпендикулярами [61].

Якщо розглядати рух судна разом з хвилею при заданому курсовому куті α , то довжина хвилі повинна дорівнювати

(3.28)

де α – коефіцієнт, який змінюється в межах 0,5 – 0,8 у залежності від форми обводів корпусу судна.

Для складання рівнянь руху вагона, розміщеного на палубі ЗП, скористаємось принципом Лагранжа II роду [18, 40, 67, 74], тобто

$$(3.29) \quad \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial L}{\partial x} = Q_x$$

де x, y, z – відповідно, узагальнені координати та швидкості;

T – кінетична енергія тіла, яке рухається, в заданій системі координат;

Π – потенційна енергія тіла;

Φ – функція розсіювання (дисипації), яка дорівнює потужності, що розвивається силами непружного опору;

Equation 3.0 – закон дії збурюючого зусилля.

Кінетична енергія вагона, при русі відносно поверхні моря, може бути визначена

або

;

;

де m – маса і моменти інерції ЗП відносно відповідних осей.
 Енергія дисипації ЗП з кузовами вагонів, розміщеними на його палубах може бути визначена за допомогою наступної формули

де γ – коефіцієнт в'язкого опору (демпфірування).
 або

де β – коефіцієнт хвильового опору,

Якщо прийняти закон руху хвилі у вигляді трохіоди, тоді збурююче зусилля на кузов вагона буде описуватися рівняннями (3.23). При поперечних та повздовжніх кутових переміщеннях в якості збурюючого зусилля необхідно врахувати статичну дію вітру на надводну поверхню ЗП.

Так як тиск вітру на надводну поверхню ЗП є функцією гідрометеорологічних умов району плавання, то у відповідності з [48], приймаємо осереднену величину ρv^2 кПа та будемо вважати, що дане зусилля є постійним.

Для визначення сили, яка діятиме на кузов вагона в умовах морського хвилювання, необхідно визначити величину прискорення, шляхом отримання другої похідної від закону руху кузова вагона відносно поверхні моря.

Кузов вагона буде здійснювати коливання, посередництвом ЗП, коливання вздовж вісей X та Z , X та Y , Y та Z тобто під час здійснення складного руху. Із курсу теоретичної механіки відомо, що абсолютне прискорення матеріальної точки, яка здійснює складний рух, дорівнює геометричній сумі прискорень (відносного та переносного) [99, 149], тобто можливо записати, що

(3.30)

Тоді, рівняння руху кузова вагона в умовах морського хвилювання можна записати

.3

.3 (3.31)

де Equation 3.0 – узагальнені координати, що відповідають:

- переміщенню кузова відносно вертикальної вісі, яка проходить через його центр ваги;
- кутовому переміщенню навколо поперечної вісі;
- кутовому переміщенню навколо повздовжньої вісі.

.3 – статична дія вітру на надводну проекцію ЗП з кузовами вагонів, розміщеними на його палубах, кН;

h – висота надводної проекції ЗП з кузовами вагонів, розміщеними на його палубах, м.

При цьому враховано, що кузов вагона жорстко закріплений відносно опорної площини і здійснює переміщення разом з нею.

Ударна дія морських хвиль на корпус ЗП з вагонами, розміщеними на його борту не враховувалася [20, 21].

Вхідні параметри математичної моделі: геометричні характеристики ЗП, гідрометеорологічні характеристики акваторії Чорного моря, координати розміщення кузовів вагонів відносно центру коливань ЗП.

Систему рівнянь (3.31) можна представити у вигляді

(3.32)

де – відповідно, маса та моменти інерції відносно повздовжньої та поперечної вісей ЗП;

.3 – відповідно, коефіцієнти опору поступальним переміщенням ЗП з кузовами вагонів, розміщеними на його палубах у вертикальному напрямку, кутовим навколо поперечної та повздожньої вісей ().

Важливо відмітити, що в реальних умовах може мати місце виникнення вільних коливань вагона внаслідок наступних факторів:

- нерівності палуби ЗП;
- несправності пристроїв взаємодії вагона з палубою ЗП;
- відхили геометрії кузова та деформації;
- несиметричність завантаження кузова вантажем;
- людський фактор при закріпленні вагонів.

Таким чином, рівняння руху, які відображають картину вільних коливань ЗП з кузовами вагонів, розміщеними на його палубах, матимуть вигляд

(3.33)

Здійснено розв'язання однорідних диференціальних рівнянь, наведених вище [19]. Розв'язок рівнянь будемо шукати у вигляді

$$\begin{aligned} & .3 \\ \text{Тоді,} & .3 \\ (3.34) & \end{aligned}$$

Підставимо вирази (2.29) в рівняння (2.28, а), після чого отримаємо

(3.35)

Оскільки , розділимо на нього всі члени рівняння (3.33) для отримання характеристичного рівняння.

(3.36)

Для того, щоб функції (3.34) були розв'язками однорідного рівняння (3.33, а), необхідно параметр визначати з рівняння (3.36).

(3.37)

В цьому випадку, загальний розв'язок рівняння матиме вигляд

(3.38)

Але з теорії коливань відомо, що рішення лінійного однорідного рівняння будуть складати члени, які відповідають коливальному процесу, лише при наявності уявної частини коренів. Тому, загальне рішення однорідного рівняння (3.33, а) буде мати вигляд

(3.39)

Визначимо невідомі А та В. Для цього запишемо початкові умови

(3.40)

Підставимо в рівняння (3.39) та прирівняємо цей вираз , тоді

Продиференціюємо вираз (3.39), підставивши в підсумку та прирівняв його , з метою визначення постійної В.

Тоді вираз (3.39) матиме вигляд

.3

(3.41)

Визначимо розв'язок неоднорідного рівняння (3.32), яке відображає картину вертикальних коливань вагона в умовах морського хвилювання, використовуючи, в якості загального методу розв'язку – метод варіації

довільних постійних, згідно з яким, розв'язок рівняння (3.32, a) необхідно шукати в вигляді

$$, \quad (3.42)$$

де z_1, z_2 – функції, які підлягають визначенню;

z_1, z_2 – розв'язки однорідного рівняння (3.33, a), які визначаються виразом (3.42).

В нашому випадку

$$; \quad z_1, z_2 \quad (3.43)$$

Для спрощення запису приймаємо $z_1 = e^{\lambda x}$; $z_2 = e^{\mu x}$.
Продиференціюємо вираз (3.43).

z_1, z_2

$$, \quad (3.44)$$

Підберемо C_1, C_2 та C_3 так, щоб мала місце рівність

$$(3.45)$$

Тоді,

$$(3.46)$$

Продиференціюємо рівняння (2.46)

$$(3.47)$$

Підстановкою виразів (3.47), (3.46) та (3.41) в (3.33, a), отримуємо

$$(3.48)$$

З рівняння (3.48) слідує, що вирази, які стоять в перших двох скобках, обертаються в нуль, тому що C_1, C_2 та C_3 є розв'язками однорідного рівняння (3.33, a). Тоді маємо

$$(3.49)$$

Звідси, вираз (3.44) є розв'язком неоднорідного рівняння (3.33, а)) в тому випадку, якщо функції та будуть задовільняти виразам (3.45) та (3.49), тобто,

$$(3.50)$$

З першого рівняння системи (3.50) визначаємо

$$(3.51)$$

і підставляємо в друге рівняння, тоді

$$(3.52)$$

визначимо

$$(3.53)$$

звідки

;

$$(3.54)$$

де C_1 та C_2 – довільні постійні інтегрування.
Тоді,

+
EMBED Equation.3

–

+

Закон руху кузова вагона при поступальних переміщеннях у вертикальному напрямку матиме вигляд

EMBED Microsoft Equation 3.0

–

+

+

EMBED Equation.3 +

Взявши другу похідну від переміщення кузова вагона отримуємо величину прискорення, яке діє на нього при поступальних переміщеннях ЗП у вертикальному напрямку.

Рівняння руху кузова вагона при кутових переміщеннях навколо поперечної вісі можна записати

,

Тоді,

+

+

EMBED Equation.3

-

-

+

Загальне рішення диференціального рівняння руху вагона при кутових переміщеннях навколо поперечної вісі буде мати вигляд

Equation 3.0

-

Equation 3.0

+

Equation 3.0

Equation 3.0

Equation 3.0

Equation 3.0

+

+

+

+

+

+

.3

.3

+

.3

.3

.

Так як рівняння руху кузова вагона при кутових переміщеннях навколо повздовжньої вісі має такий самий вигляд як і для кутових переміщень навколо поперечної вісі, то величина прискорення кузова буде визначатися за ідентичною формулою з урахуванням відповідних чисельних значень величин.

Загальна величина прискорення кузова вагона буде визначатися:

– при поступальних переміщеннях ЗП з кузовами вагонів, розміщеними на його палубах у вертикальному напрямку

– при кутових переміщеннях навколо поперечної вісі

.3

– при кутових переміщеннях навколо повздовжньої вісі

.3

Будемо вважати, що кузов вагона зміщений відносно положення рівноваги на величину Δz , м. Швидкості поступальних та кутових переміщень приймаємо рівними нулю.

Для розв'язання диференціальних рівнянь руху кузова напіввагона відносно поверхні моря, було складено програму розрахунку в середовищі пакету Mathcad [41, 64], для чого вони зводилися до нормальної форми Коші, після чого інтегрувалися за методом Рунге – Кутта. Отримані результати представлені на рисунках 3.14 – 3.16.

На рисунку 3.14, а) наведено прискорення кузова напіввагона в умовах поступальних переміщень ЗП у вертикальному напрямку з урахуванням різних курсових кутів хвилі по відношенню до корпусу (α).

З діаграми видно, що максимальне значення прискорення спостерігається при курсовому куті хвилі по відношенню до площини корпусу ЗП $\alpha = 0$, найменша періодичність прискорення спостерігається при $\alpha = 90^\circ$.

Рисунок 3.14, б) відображає прискорення кузовів напіввагонів, які знаходяться на головній палубі ЗП, в умовах хвилювання моря.

Як видно з діаграми, найбільша динаміка прискорень вагонів спостерігається при курсовому куті $\alpha = 0$, в інших випадках прискорення має приблизно однакову періодичність. Максимальне значення прискорення спостерігається при курсовому куті хвилі по відношенню до площини корпусу ЗП $\alpha = 0$.

З рисунка 3.14, в), який відображає зміну прискорень вагонів трюмної палуби за часом, видно, що максимальне значення прискорення спостерігається при курсовому куті хвилі по відношенню до корпусу ЗП $\alpha = 0$.

Отже, величина прискорень вагонів при поступальних переміщеннях ЗП у вертикальному напрямку не залежить від їх розміщення за палубою відносно діаметральної та міделєвої площин, а залежить від розміщення вагонів за висотою ЗП, тобто з віддаленням від центру коливань величина прискорень, які діють на вагони, розміщені за палубами, збільшується.

З діаграми видно, що найбільшій величині прискорення вагона досягає при $\alpha = 0$.

Найбільша величина прискорення за часом спостерігається при $\alpha = 0$. В інших випадках прискорення мають приблизно однакову періодичність.

На рисунку 3.15, б) наведено прискорення напіввагону, розміщеного на площині мідель-шпангоута головної палуби ЗП.

З діаграми видно, що найбільша величина прискорень спостерігається при $\alpha = 0$. В інших випадках величина прискорення має меншу величину. При $\alpha = 90^\circ$ та $\alpha = 180^\circ$ прискорення має приблизно однакову періодичність.

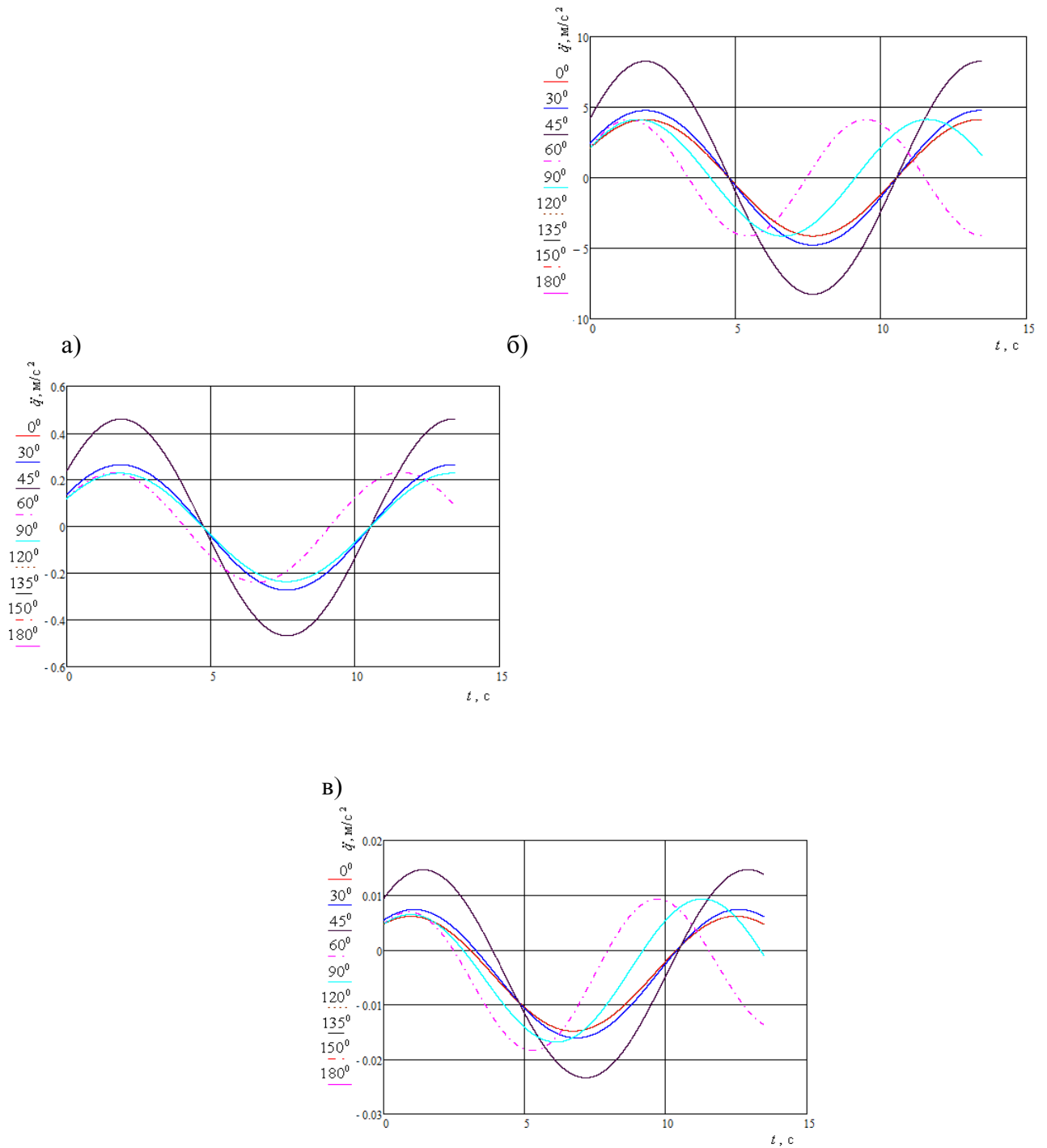


Рисунок 3.14 – Прискорення кузова напіввагону при поступальних переміщеннях ЗП у вертикальному напрямку
 а) для вагонів, розміщених на верхній палубі; б) для вагонів, розміщених на середній палубі ; в) для вагонів, розміщених на трюмній палубі

Рисунок 3.15, а) відображає прискорення крайнього від ахтерштевня вагона головної палуби в умовах хвилювання моря з урахуванням різних курсових кутів хвилі по відношенню до корпусу ЗП.

Рисунок 3.15, в) відображає характер прискорення крайнього з боку форштевня вагону головної палуби ЗП з урахуванням різних курсових кутів хвилі по відношенню до площини корпусу ЗП.

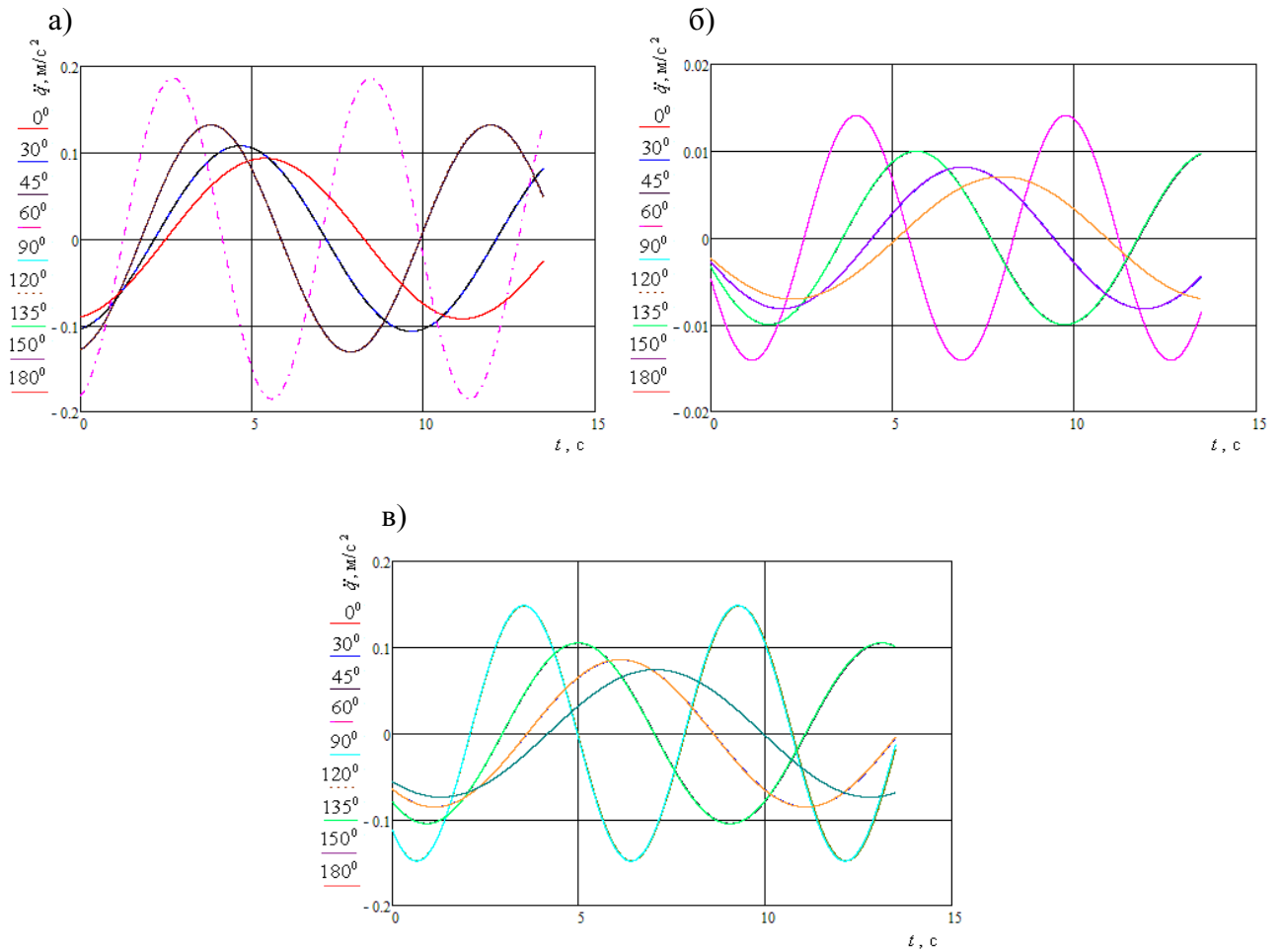


Рисунок 3.15 – Прискорення кузова напіввагону при кутових переміщеннях ЗП навколо поперечної вісі

а) для крайнього зі сторони ахтерштевня вагону головної палуби; б) для вагону, розміщеного на площині мідель-шпангоуту головної палуби; в) для крайнього зі сторони форштевня вагону головної палуби

З діаграми видно, що максимальні прискорення вагону виникають при

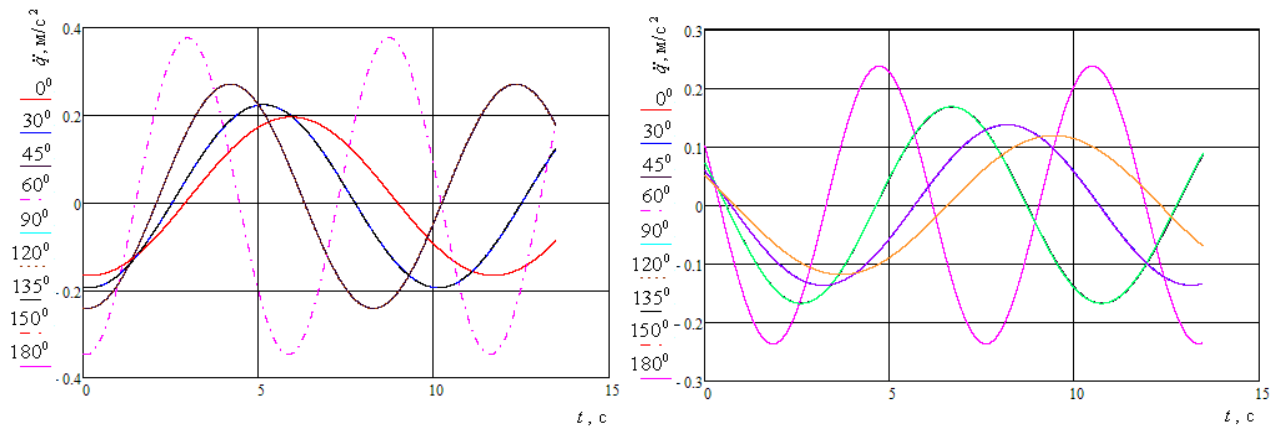
Найбільша періодичність прискорення простежується при

На підставі отриманих результатів можна зробити висновок, що величина прискорень вагонів при кутових переміщеннях ЗП навколо поперечної вісі залежить від розміщення вагонів відносно площини мідель-шпангоута.

Рисунок 3.16, а) відображає прискорення напіввагонів, розміщених на крайній колії верхньої палуби ЗП при кутових переміщеннях навколо повздовжньої вісі.

а)

б)



в)

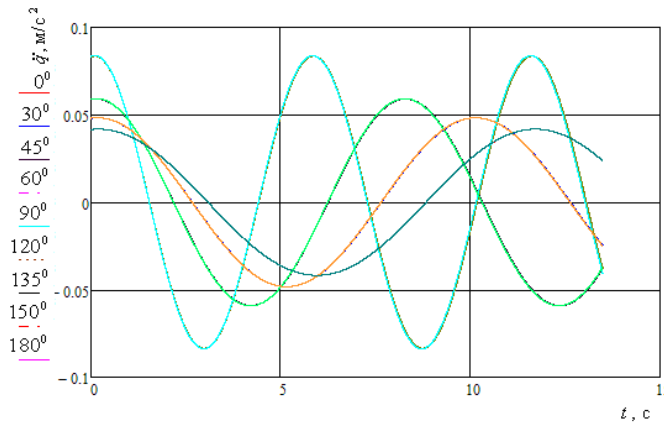


Рисунок 3.16 – Прискорення кузова напіввагону при кутових переміщеннях ЗП навколо повздовжньої вісі

а) для вагонів, розміщених на крайній від фальшборта колії верхньої палуби; б) для вагонів, розміщених на другій від фальшборта колії верхньої палуби; в) для вагонів, розміщених на середній колії верхньої палуби ЗП

З діаграми видно, що найбільша величина прискорення вагонів виникає при . В інших випадках величина прискорення має менше значення.

Найбільша періодичність зміни прискорення спостерігається при .

На рисунку 3.16, б) наведено прискорення напіввагонів, розміщених на другій від фальшборта колії верхньої палуби ЗП.

Максимальні прискорення виникають при . Найбільша періодичність прискорення виникає при .

На рисунку 3.16, в), наведено прискорення напіввагонів, розміщених на середній колії верхньої палуби ЗП.

З діаграми видно, що максимальна величина прискорення виникає при . В інших випадках в початковий момент часу процесу прискорення має приблизно однакову величину. Найменша періодичність прискорення простежується при та , а найбільша – при . Величина прискорення кузовів напіввагонів при кутових переміщеннях ЗП навколо повздовжньої вісі залежить від розміщення їх відносно діаметральної площини.

При дослідженні динаміки кузовів напіввагонів за умови слідування акваторією моря посередництвом ЗП було окремо розглянуто кожний вид коливального процесу, тривалість

якого приймалася рівною періоду хвилі, характер збурювання – трохгойдальним, амплітуда – рівною максимальній висоті хвилі для заданої акваторії моря, а частота визначалася курсовим кутом хвилі по відношенню до корпусу ЗП.

Інерційне зусилля прикладалось у центрі ваги кузова напіввагона. При переміщенні останнього відносно початкового положення у вузлах закріплення ланцюгових стяжок до кузова вагона, виникають додаткові зусилля.

З урахуванням розміщення ланцюгових стяжок відносно основних площин проекцій кузова вагона маємо:

– при поступальних переміщеннях ЗП у вертикальному напрямку

(3.55)

– при кутових переміщеннях ЗП навколо поперечної вісі

(3.56)

– при кутових переміщеннях ЗП навколо повздовжньої вісі

.3

.3

.3

(3.57)

3.3.2 Визначення зусиль розпору насипного вантажу на кузов напіввагону в умовах морського хвилювання

Для визначення зусиль розпору на конструкцію кузова вагону при перевезенні ЗП, скористаємось методом Кулона [117], згідно якому воно дорівнює

(3.58)

де G – вага призми зрушення вантажу;

α – кут нахилу площини спаду до горизонтальної лінії;

β – кут нахилу площини спаду до горизонтальної лінії;

γ – кут внутрішнього тертя (для ідеально сипучого середовища дорівнює куту природного відкосу [51]);

μ – кут тертя між вантажем та стіною.

Важливо відмітити, що максимальний тиск буде відповідати напрямку площини сповзання. Для визначення величини максимального тиску скористаємось методом, запропонованим В.В.Синельниковим [129], згідно

якому необхідно замінити в умові максимуму тиску α , змінну α – кут нахилу площини сповзання, який в загальному випадку визначити аналітичним шляхом не можливо, на деяку змінну x (в нашому випадку кут α).

Оберемо початком координат системи точку А (рисунок 3.17). Вісь x спрямована під кутом α до горизонтальної площини, а вісь y сумісно з лінією АВ, тобто по боковій стіні кузова вагону. Відрізком ADx визначимо положення площини спаду.

Тоді маємо,

В цьому випадку тиск p можна представити

$$p = C - \rho g x^2 + \rho g x y_c \quad (3.59)$$

де C – постійний множник, який є незалежним від x .

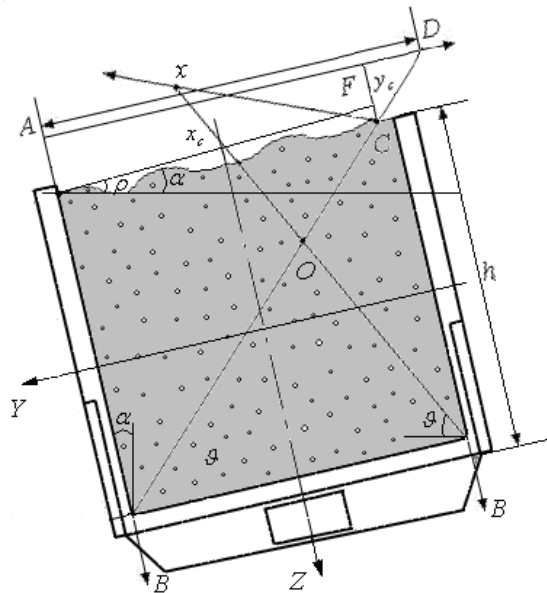


Рисунок 3.17 – Схема дії зусиль насипного вантажу на бокову стіну кузова вагону

Функцію $F(x)$ можна представити в вигляді відношення двох поліномів другого ступеня від x

$$(3.60)$$

Вихідне рівняння, , можна записати

(3.61)

Після диференціювання виразу (3.60) за x маємо

або

Звідси,

(3.62)

Останньою формулою визначається положення площини сповзання, яка відповідає максимальній величині тиску p . Підставимо значення x в вираз (3.60), тоді,

(3.63)

Звідси, максимальний тиск буде дорівнювати

(3.64)

Визначимо координати , точки C , для чого проведемо пряму $CF \parallel AB$, звідси

Тоді,

Згідно з подібності трикутників ABD та FCD маємо

(3.65)

Визначимо вагу призми спаду

(3.66)

де G – об'ємна вага вантажу, т/м³.

Об'єм призми спаду дорівнює

(3.67)

Підставимо в останній вираз значення V , тоді маємо

(3.68)

Перетворимо тригонометричну частину вихідної формули.

Введемо позначення

(3.69)

Замінемо $\sin \alpha$ та виконаємо відповідні перетворення, після чого маємо

(3.70)

З трикутника ABD маємо

(3.71)

Тоді,

Враховуємо, що

тоді отримаємо

Далі виходимо на визначення величини тиску, підставивши в формулу (3.77) значення знайдених раніше величин та C .

(3.78)

Візьмемо другу похідну від p по h , тоді отримаємо

(3.79)

Для протилежної стіни кузова вагону формула для визначення тиску буде мати наступний вигляд

(3.80)

У працях академіка О.М. Крилова були розглянуті зусилля, які діють на паровози серій та при перевезенні їх через Балтійське море [77]. Він пропонував, у випадках, коли тіло, яке знаходиться на судні, здійснює по відношенню до його палуби переміщення з малою швидкістю, то можна не враховувати відцентрову силу (Каріолісову).

Додаткові коливання, які виникають внаслідок роботи судового двигуна, описані в [68], в розрахунках не враховувалися у зв'язку з тим, що в теперішній час існують системи стабілізації подібного роду вібрацій.

У праці І.М. Землезина розглядався випадок навантаження вагону зусиллям розпору насипним вантажем в умовах перевезення вагонів на ЗП [49]. Було показано, що тиск насипного вантажу на плоскі стіни кузова вагону є функцією кутів крену при кутових переміщеннях навколо повздовжньої вісі та прискорень, які виникають при цьому. Для урахування інерційних зусиль зі сторони насипного вантажу на стіни вагона було прийнято, що сумарна величина прискорення однакова для всіх часток вантажу. З цих досліджень встановлено, що різниця між горизонтальними прискореннями вантажу при коливаннях ЗП на рівні центру ваги вагону та на рівні підлоги не перевищують 2 – 2,5%, а вертикальні прискорення не залежать від висоти розміщення центру ваги над рівнем головки рейки.

При визначенні зусиль розпору насипного вантажу на бокові стіни кузова напіввагону при перевезенні його ЗП в умовах хвилювання моря пропонується в якості закону його розподілення використання закону трикутника з максимумом у основі, у відповідності з [96].

Схема дії зусиль на кузов напіввагона при кутових переміщеннях навколо повздовжньої вісі представлена на рисунку 3.18.

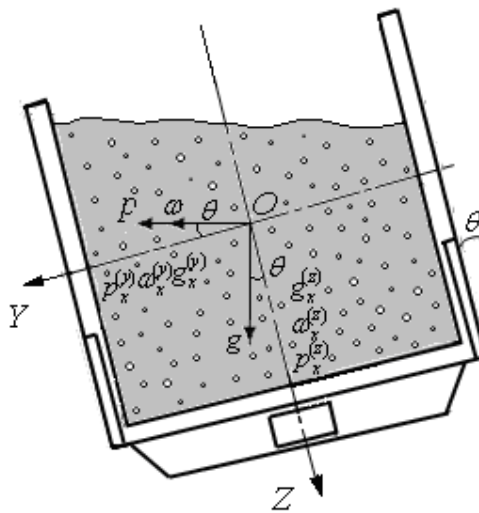


Рисунок 3.18 – Схема дії зусиль на кузов напіввагона при кутових переміщеннях навколо повздовжньої вісі

a_x – складові прискорення кузова вагону; a_y – складові прискорення вільного падіння; a_z – інерційне зусилля, яке діє на кузов вагону; F_x – складові інерційного зусилля.

Сила інерції кузова вагону при кутових переміщеннях навколо повздовжньої вісі визначалася вище. Інерційне зусилля буде діяти на вагон, його частини та вантаж, який знаходиться в ньому при крені ЗП. Так як вантаж має розподілення відносно стіни кузова вагону, тоді додаткове зусилля розпору складе

(3.81)

де F – сила інерції, яка діє на насипний вантаж, кН;
 L_k – довжина бокової стіни кузова вагону, м;
 h_k – висота бокової стіни кузова вагону, м.

Кінцевий вираз для визначення тиску насипного вантажу на стіни кузова напіввагона при кутових переміщеннях ЗП навколо повздовжньої вісі буде мати вигляд

(3.82)

Тобто, підхід до визначення тиску насипного вантажу на стіни кузова напіввагону при перевезенні його ЗП в умовах хвилювання моря відрізняється від відомих способом визначення інерційної складової, а також законом розподілення зусилля розпору на бокову стіну кузова напіввагону.

Зусилля розпору на торцеві стіни при диференті ЗП можна визначити за вищенаведеним способом. При розрахунку зусиль розпору насипного вантажу на стіни кузова напіввагона в якості насипного вантажу було обрано кам'яне вугілля (як один із найбільш поширених вантажів експортного напрямку) із насипною масою

кН/м³.

Розрахункові значення зусиль, які діють на кузов напіввагона при несиметричному закріпленні відносно палуби ЗП в умовах морського хвилювання наведені у таблиці 3.7, при симетричному – в таблиці 3.8.

Таблиця 3.7 – Зусилля, які діють на кузов напіввагона в умовах хвилювання моря в випадку несиметричного закріплення відносно палуб ЗП

Видкачки	Зусилля, які діють на кузов напіввагона					Сили інерції, кН			Вітрове навантаження, кН			Зусилля від натягіння ланцюгових стяжок, кН		
	Вертикальна статична сила, кН	Сили інерції, кН	Вітрове навантаження, кН	Зусилля розпорку, МПа	Зусилля від натягіння ланцюгових стяжок, кН	XY	YZ	XZ	XY	YZ	XZ	XY	YZ	XZ
Вертикальна	829,93	42,3	Відсутнє	$7 \cdot 10^{-3}$	54	$p_{x1}=60,8$ $p_{y1}=84$ $p_{x2}=97,4$ $p_{y2}=35,8$ $p_{x3}=98,1$ $p_{y3}=33,8$ $p_{x4}=51,9$ $p_{y4}=90$ $p_{x5}=101$ $p_{y5}=21,7$ $p_{x6}=99,5$ $p_{y6}=29,5$ $p_{x7}=23,5$ $p_{y7}=101$ $p_{x8}=101,5$ $p_{y8}=21,6$	$p_{z1}=99,3$ $p_{y2}=30,2$ $p_{z2}=99,3$ $p_{y3}=31,2$ $p_{z3}=98,9$ $p_{y4}=31,2$ $p_{z4}=98,9$ $p_{y5}=24,7$ $p_{z5}=100$ $p_{y6}=24,7$ $p_{z6}=101$ $p_{y7}=22,1$ $p_{z7}=101$ $p_{y8}=22,1$ $p_{z8}=101$	$p_{x1}=61$ $p_{z1}=84$ $p_{x2}=97$ $p_{z2}=35$ $p_{x3}=98$ $p_{z3}=34$ $p_{x4}=51$ $p_{z4}=90$ $p_{x5}=101$ $p_{z5}=22$ $p_{x6}=100$ $p_{z6}=29$ $p_{x7}=24$ $p_{z7}=101$ $p_{x8}=102$ $p_{z8}=22$	Відсутнє	Відсутнє	Відсутнє	$p_{x1}=48$ $p_{y1}=24$ $p_{x2}=49$ $p_{y2}=22$ $p_{x3}=51$ $p_{y3}=18$ $p_{x4}=43$ $p_{y4}=32$ $p_{x5}=48$ $p_{y5}=25$ $p_{x6}=52$ $p_{y6}=13$ $p_{x7}=52$ $p_{y7}=13$ $p_{x8}=49$ $p_{y8}=23$	$p_{y1}=19$ $p_{z1}=51$ $p_{y2}=19$ $p_{z2}=51$ $p_{y3}=18$ $p_{z3}=51$ $p_{y4}=18$ $p_{z4}=51$ $p_{y5}=20$ $p_{z5}=51$ $p_{y6}=20$ $p_{z6}=51$ $p_{y7}=19$ $p_{z7}=51$ $p_{y8}=19$ $p_{z8}=51$	$p_{x1}=32$ $p_{z1}=43$ $p_{x2}=34$ $p_{z2}=42$ $p_{x3}=38$ $p_{z3}=38$ $p_{x4}=22$ $p_{z4}=49$ $p_{x5}=33$ $p_{z5}=43$ $p_{x6}=46$ $p_{z6}=28$ $p_{x7}=44$ $p_{z7}=31$ $p_{x8}=35$ $p_{z8}=28$

В е р т и к а л ь н а	829,93	42,3	Відсу тнє	$7 \cdot 10^{-3}$	54	$p_x=73,4$ $p_y=73,4$	$p_y=52$ $p_z=11,9$	$p_x=51,8$ $p_z=89,8$	Відсу тнє	Відсу тнє	Відсу тнє	$p_x=27$ $p_y=47$	$p_y=27$ $p_z=47$	$p_x=27$ $p_z=47$
К і л ь о в а	$p_x=36,2$ $p_z=829$	36,2	0,5	$13,4 \cdot 10^{-3}$ 0, $53 \cdot 10^{-3}$	54	$p_x=6,4$ $=6,4$	p_y $p_y=4,5$ $p_z=8,7$	$p_x=4,5$ $p_z=7,8$	$p_x=0,09$ $p_y=0,09$	$p_y=0,06$ $p_z=0,1$	$p_x=0,06$ $p_z=0,1$	$p_x=27$ $p_y=47$	$p_y=27$ $p_z=47$	$p_x=27$ $p_z=47$
Б о р т о в а	$p_y=175$ $p_z=811$	175	9,4	$15,5 \cdot 10^{-3}$ -1, $02 \cdot 10^{-3}$	54	$p_x=31$ $=31$	p_y $p_y=22$ $p_z=38$	$p_x=21,9$ $p_z=38$	$p_x=1,7$ $p_y=1,7$	$p_y=1,2$ $p_z=2,04$	$p_x=2,04$ $p_z=1,2$	$p_x=27$ $p_y=47$	$p_y=27$ $p_z=47$	$p_x=27$ $p_z=47$

3.3.3 Визначення показників напружено-деформованого стану кузовів напіввагонів при перевезенні їх залізничними поромами

Переміщення вагонів морем з використанням існуючої технології закріплення ланцюговими стяжками негативно впливає на надійність їх несучої конструкції та безпеку перевізного процесу. Це може привести до аварійних наслідків. Тому актуальною задачею є дослідження реальних випадків навантаження кузовів вантажних вагонів. З метою перевірки на міцність несучої конструкції вантажного вагону було обрано напіввагон, який витримував найбільш несприятливий з технологічної точки зору випадок закріплення відносно палуби ЗП (закріплення здійснювалося за буксирні скоби). Для оцінювання показників НДС виконувався аналіз міцності кузова універсального напіввагона нового покоління моделі 12-7023 побудови ПАТ “КВБЗ” з використанням сучасних програмних засобів інтегрованого аналізу міцності на основі МСЕ [14, 19, 34, 38, 71, 76, 80, 81, 102, 136].

Для оцінки властивостей міцності металоконструкції кузова напіввагону з люками у підлозі від силових факторів, які виникають при перевезенні на ЗП, було побудовано трьохвимірну (3-D) модель кузова (рисунок 3.19). Всі роботи виконувалися у графічному середовищі ProENGINEER, необхідні розрахунки у програмному комплексі ProMECHANICA. В моделі було враховано тільки елементи жорстко поєднані між собою (зварюванням або заклепками). У зв’язку з тим, що кришки люків зв’язані з рамою кузова не жорстко, а шарнірно та виконують функцію елементів, що передають навантаження на жорстко з’єднані елементи рами, то в моделі вони не враховувалися. Геометрія елементів, з яких складається металоконструкція кузова при побудові моделі, дозволила прийняти до використання поверхневі елементи, а для моделювання вузлів складної геометричної форми (упори, п’ятники та ін.) – об’ємні елементи

При складанні моделі не враховувалися повздовжні зусилля, обумовлені можливими переміщеннями кузова посередництвом автозчепного пристрою.

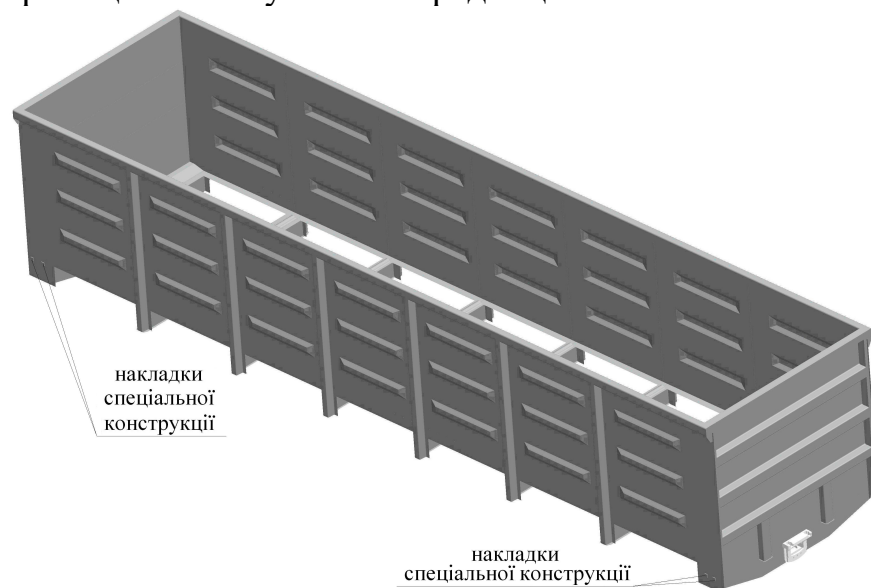


Рисунок 3.19 – Геометрична просторова модель кузова напіввагона моделі 12-7023

Напруження в несучій конструкції кузова напіввагона за умови закріплення його відносно палуби ЗП в умовах хвилювання моря, визначалися за формулою

(3.83)

де σ – головні напруження, які діють в конструкції кузова напіввагона при заданих умовах експлуатації, МПа.

На рисунку 3.20 наведена розрахункова модель кузова напіввагону за умови закріплення його відносно палуби ЗП. У зв'язку з тим, що при перевезенні вагонів ЗП на їх несучу конструкцію діють навантаження, які відрізняються від тих, що виникають при звичайних умовах експлуатації вагонів, при складанні розрахункової моделі враховано такі навантаження: вертикальне статичне P_p , вітрове P_w , розпору насипного вантажу P_c , інерційне P_i та навантаження, які діють на кузов вагона через ланцюгові стяжки $P_e^{(cm)}$. Внаслідок просторового розміщення ланцюгової стяжки зусилля, яке буде передаватися на несучу конструкцію кузова напіввагону посередництвом неї розкладалося на складові. Реальні зони прикладення навантажень від ланцюгових стяжок моделювалися шляхом вибору та постановки спеціальних елементів – накладок. Це дозволило з максимальним наближенням промодельовати закріплення стяжок у реальному випадку відносно кутової стійки за скоби для буксирування (підтягування) вагонів при здійсненні маневрових операцій (рисунок 3.21).

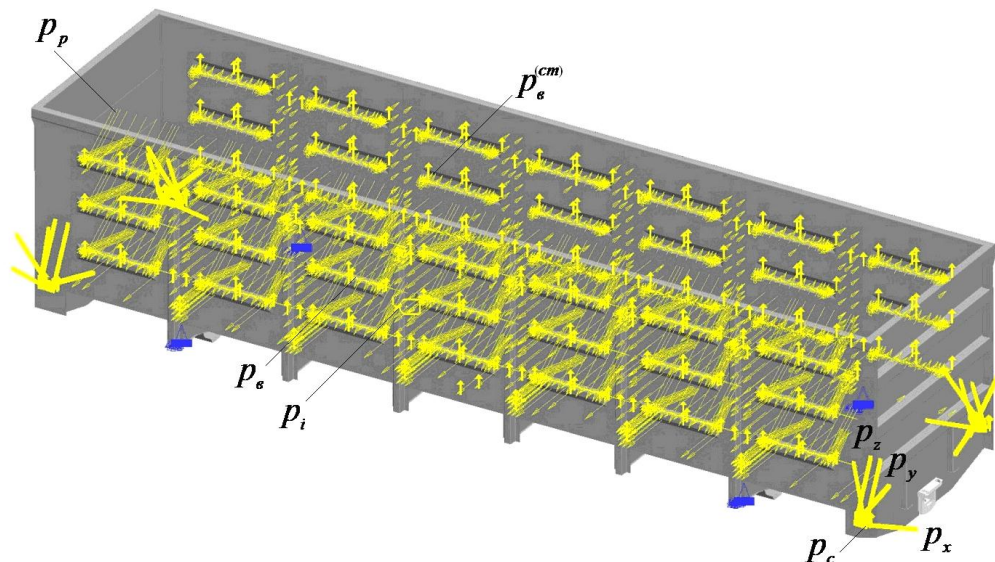


Рисунок 3.20 – Розрахункова модель кузова напіввагона

У зонах обпирання кузова напіввагона на підп'ятники візків, ковзуни та упор-домкрати встановлювалися додаткові зв'язки.

При створенні СЕМ (рисунку 3.22, 3.23) використовувалися твердотільні, з трьома ступенями вільності (лінійні переміщення), та оболонкові, з шістьма ступенями вільності (лінійні та кутові), елементи. В якості твердотільних елементів використовувалися тетрадри,

в якості оболонкових – трикутники та чотирикутники. У зонах з'єднання твердотільних елементів з оболонковими за допомогою можливостей програмного комплексу створювалися математичні зв'язки на ступені вільності, які відсутні. СЕМ кузова напіввагона складається з трикутних елементів у кількості – 10120; чотирикутних – 7375; тетраєдрів – 8345; кромки – 42532; граней – 36674; зв'язків кромка-грань – 16. Кількість вузлових точок в сукупності складає 13839.

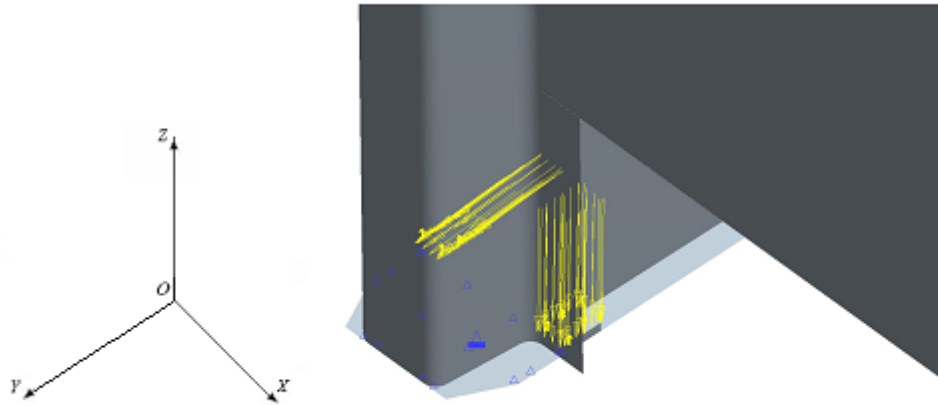


Рисунок 3.21 – Моделювання реальних зон прикладення навантажень до кузова вагона через ланцюгові стяжки (площина XY)

Підхід до побудови при створенні моделі відрізняється від відомих тим, що в зонах прикладення навантажень, які передаються на кузов через ланцюгові стяжки встановлювалися накладки спеціальної конструкції, конфігурація яких ідентична геометрії контактної зони взаємодії гака. Тобто така СЕМ дозволяє проводити розрахунки на міцність не тільки при звичайних умовах експлуатації вагонів, а і в МЗВС, враховуючи різні умови навантажень при залізнично-поромних перевезеннях [22, 23, 26].

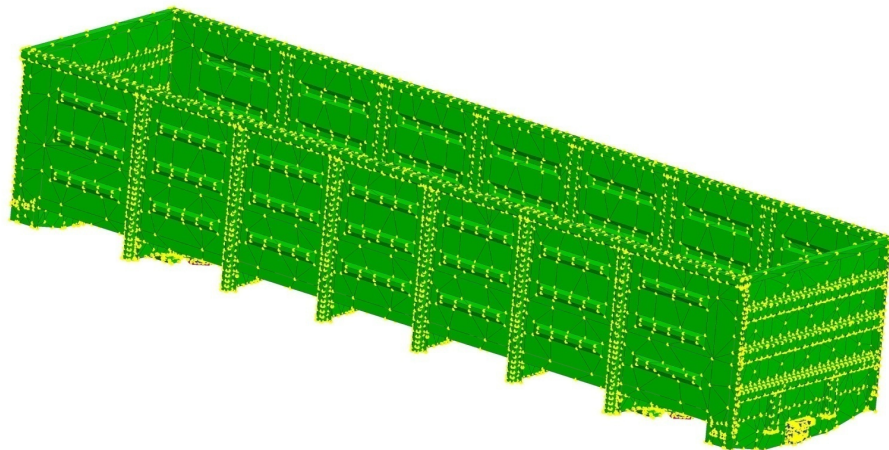


Рисунок 3.22 – СЕМ кузова напіввагона моделі 12-7023

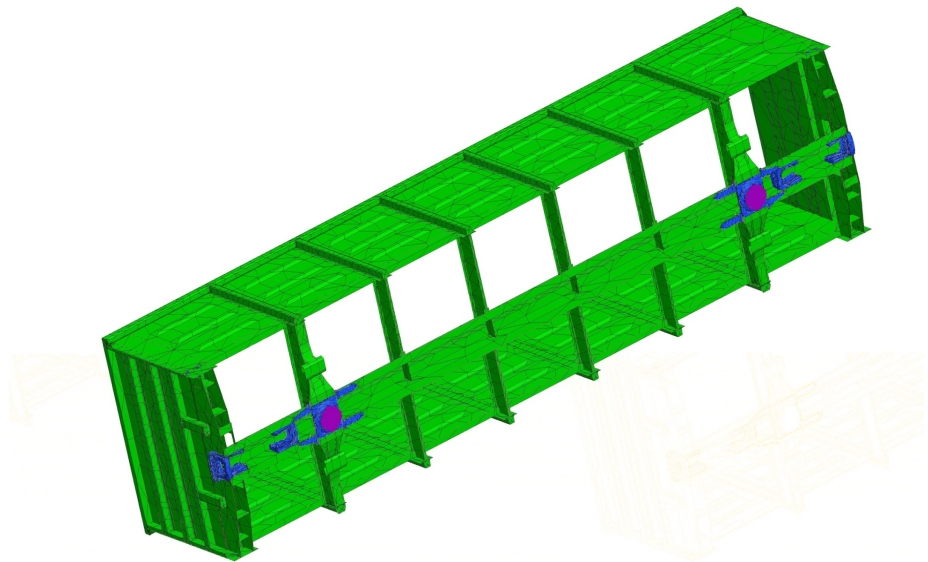


Рисунок 3.23 – СЕМ кузова напіввагона моделі 12-7023 (вид знизу)

Були досліджені три основні схеми взаємодії кузовів напіввагонів з ланцюговими стяжками, які використовуються для забезпечення стійкості кузовів вагонів при перевезенні морем:

- несиметричне (реальне), на підставі натурних досліджень, проведених на палубі українських ЗП;
- симетричне закріплення (у точках) за схемою, наведеною в [90];
- симетричне закріплення стяжок у кутах вузлів заділок шворневих балок рами вагона та вертикальних стійок каркасу кузова.

На підставі проведених розрахунків НДС кузова універсального напіввагона моделі 12-7023 за умови дослідження реального (несиметричного) та симетричного закріплення ланцюгових стяжок відносно площин кузова можна провести наступний аналіз.

При поступальних переміщеннях ЗП у вертикальному напрямку максимальні напруження в конструкції вагона при несиметричному закріпленні спостерігаються в зоні взаємодії гака ланцюгової стяжки з елементом конструкції напіввагона (буксирною скобою) та мають величину у зоні прикладення навантажень більше ніж 1000 МПа (рисунок 3.24, а)), найбільші деформації конструкції виникають на боковій стіні кузова від шворневої до кутової стійок.

Максимальні переміщення у вузлах складають 12,5 мм, деформації – $1,3 \cdot 10^{-3}$. За схемою закріплення, оговореною в “Наставлении ...”, напруження в конструкції складають також близько 1000 МПа, простежуються залишкові деформації нижньої частини шворневих стійок та листів шворневих балок (рисунок 3.24, б)).

При закріпленні ланцюгових стяжок у кутах, утворених шворневою балкою та вертикальними стійками кузова напіввагону, напруження складають понад 480 МПа (рисунок 3.24, в)), максимальна деформація конструкції виникає у вузлах заділок стійок та дорівнює $6,24 \cdot 10^{-3}$.

В умовах кутових переміщень ЗП навколо повздовжньої вісі при несиметричному розміщенні ланцюгових стяжок відносно площин кузова вагону максимальні напруження в конструкції перебувають у межах 295 МПа в зоні взаємодії гака ланцюгової стяжки з буксирною скобою, максимальні переміщення виникають у середній частині верхньої об’язки кузова та складають 17,6 мм, деформації – $8,5 \cdot 10^{-3}$ (рисунок 3.25, а)).

За схемою закріплення, що оговорена у “Наставлении ...”, напруження в конструкції вагона складають більше ніж 500 МПа, деформації дорівнюють $6,5 \cdot 10^{-3}$ (рисунок 3.25, б)).

При закріпленні ланцюгових стяжок у кутах, утворених шворневою балкою та вертикальними стійками кузова вагону, максимальні напруження складають близько 290

МПа, деформації – $3,8 \cdot 10^{-3}$ (рисунок 3.25, в)).

При кутових переміщеннях ЗП навколо поперечної вісі за заданим параметром кута диференту, рівного 2,5° максимальні еквівалентні напруження при всіх трьох варіантах закріплення не перевищують допустимі (рисунок 3.26).

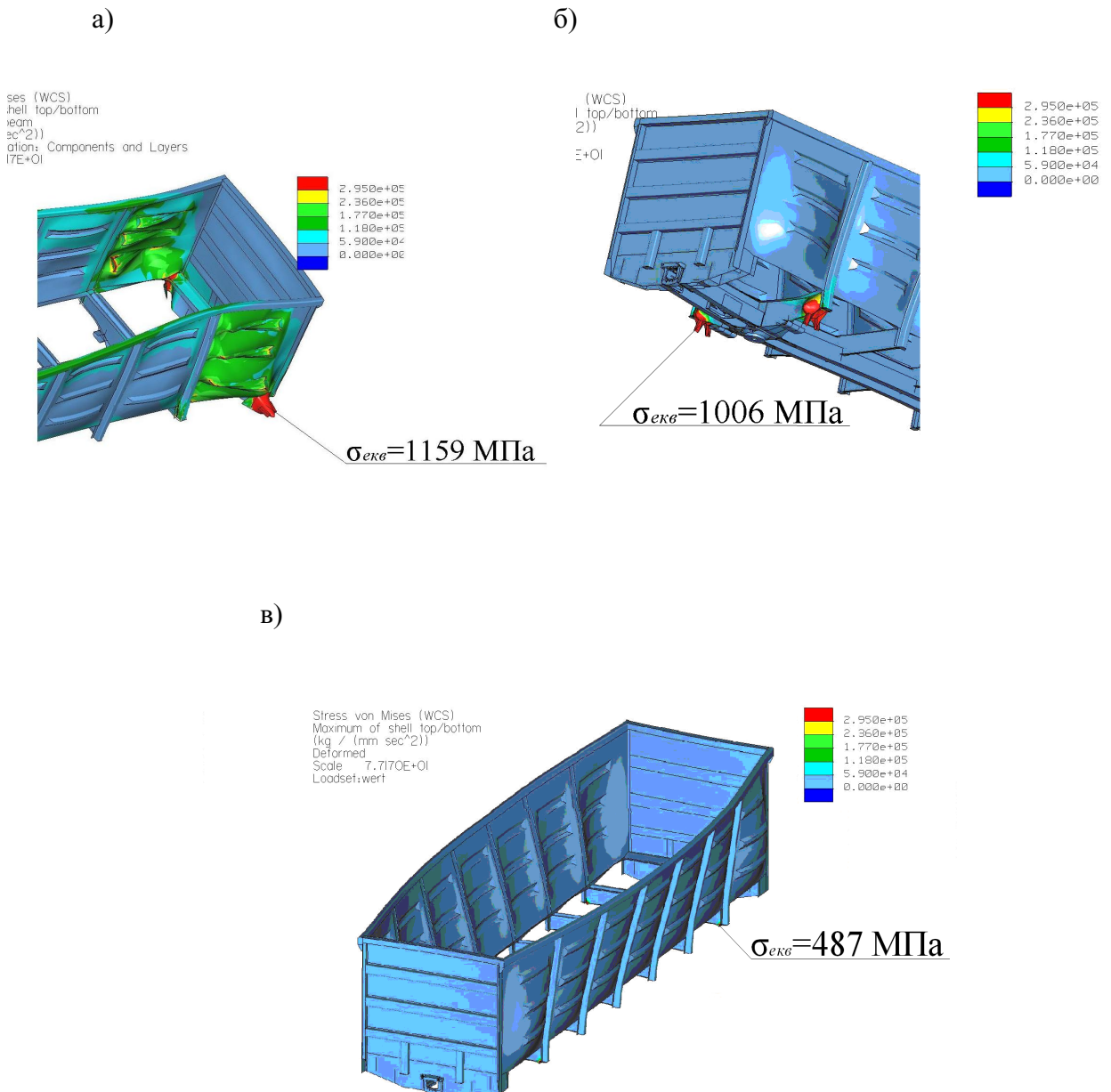


Рисунок 3.24 – НДС кузова універсального напіввагону моделі 12-7023 при взаємодії його з ланцюговими стяжками при поступальних переміщеннях ЗП у вертикальному напрямку

а) несиметричне закріплення ланцюгових стяжок відносно кузова напіввагону;
б) закріплення ланцюгових стяжок у відповідності з “Наставлением...”; в) і закріплення ланцюгових стяжок у кутах, утворених шворневою балкою та вертикальними стійками

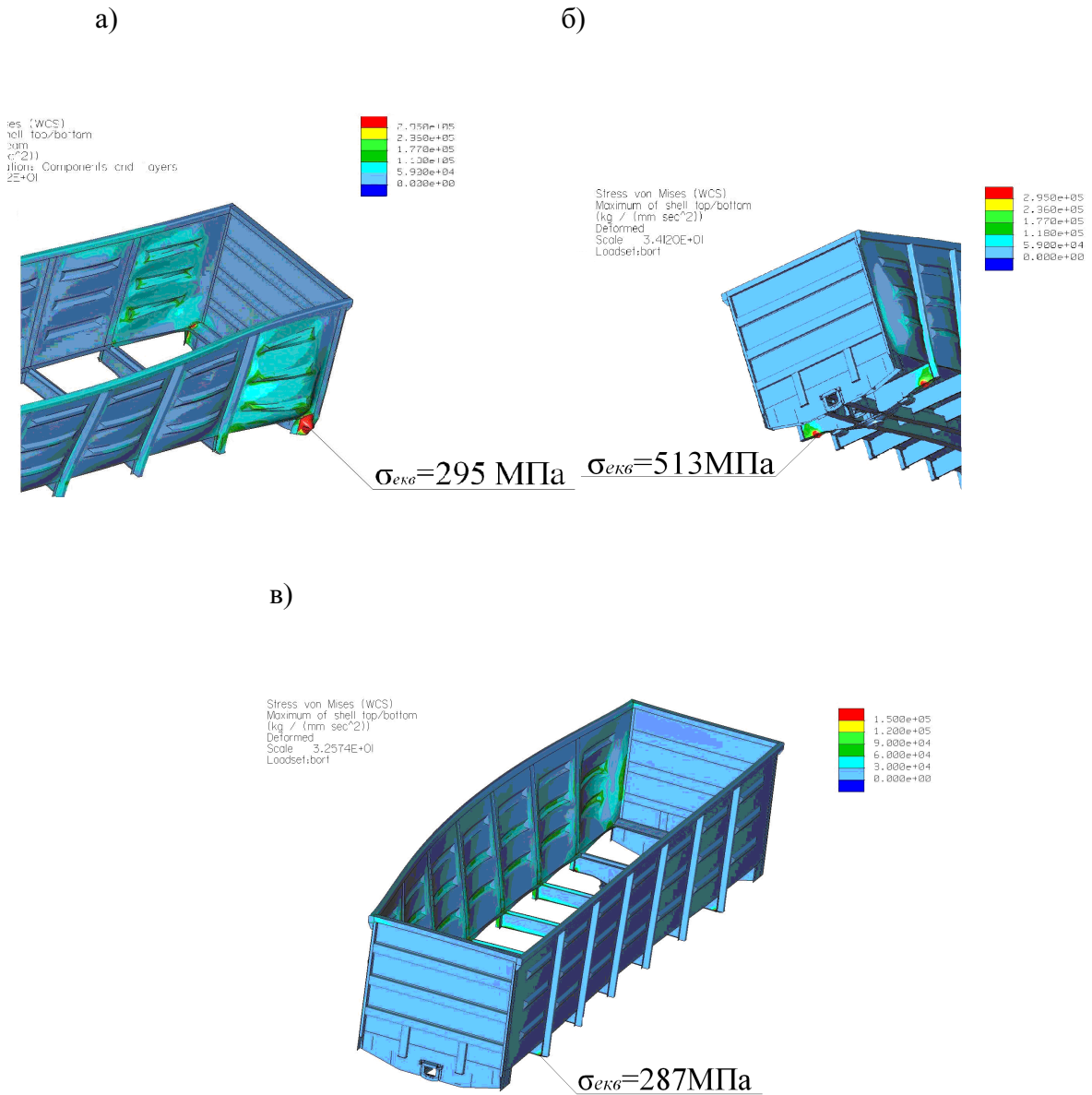
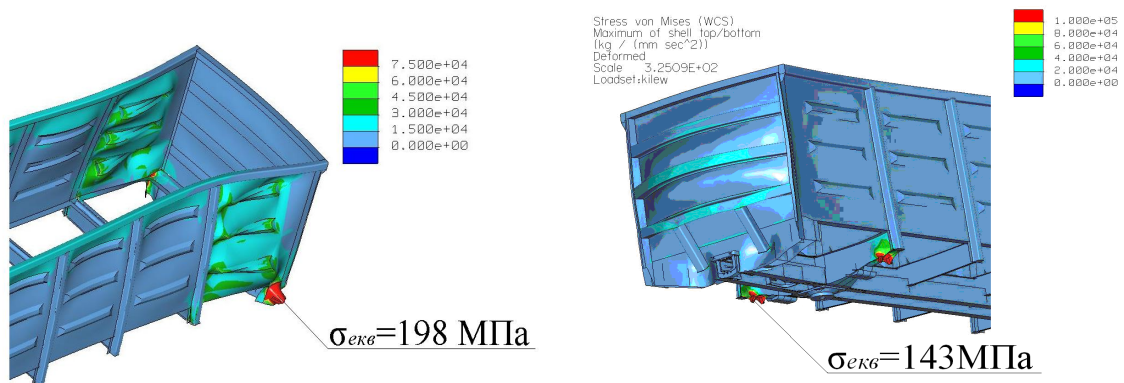


Рисунок 3.25 – НДС кузова універсального напіввагону моделі 12-7023 при взаємодії його з ланцюговими стяжками при кутових переміщеннях ЗП навколо повздовжньої вісі
а) несиметричне закріплення ланцюгових стяжок відносно кузова напіввагону;
б) закріплення ланцюгових стяжок у відповідності з “Наставлением...”; в) закріплення ланцюгових стяжок у кутах, утворених шворневою балкою та вертикальними стійками кузова напіввагону

а)

б)



в)

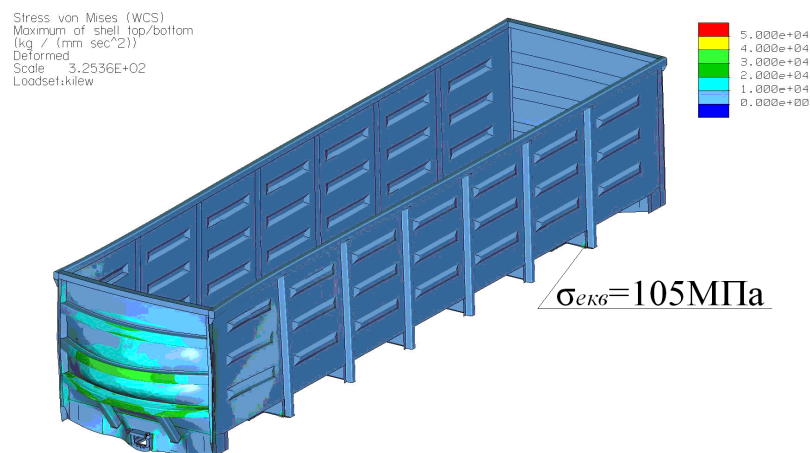


Рисунок 3.26 – НДС кузова універсального напіввагону моделі 12-7023 при взаємодії його з ланцюговими стяжками при кутових переміщеннях ЗП навколо поперечної вісі а) несиметричне закріплення ланцюгових стяжок відносно кузова напіввагону; б) закріплення ланцюгових стяжок у відповідності з “Наставлением...”; в) закріплення ланцюгових стяжок у кутах, утворених шворневою балкою та вертикальними стійками кузова напіввагону

На підставі проведених багатоваріантних розрахунків і отриманих результатів можна зробити наступні висновки:

1) з виконаних теоретичних досліджень встановлено, що при несиметричному закріпленні ланцюгових стяжок відносно кузова напіввагону максимальні напруження в конструкції виникають при поступальних переміщеннях ЗП у вертикальному напрямку та кутових переміщеннях навколо повздовжньої вісі та перевищують допустимі для марок сталей 09Г2Д та 09Г2С [96];

2) у випадку закріплення ланцюгових стяжок до кузова напіввагону за схемою, оговореною в “Наставлении ...” та за кути, що утворені шворневою балкою і вертикальними стійками кузова вагону, еквівалентні напруження при зазначених видах коливального процесу також перевищують допустимі;

3) найменшого силового впливу з точки зору дії на конструкцію вагону спричиняють кутові переміщення ЗП навколо поперечної вісі, оскільки напруження, які виникають в місцях взаємодії ланцюгових стяжок з елементами вагону у всіх трьох випадках закріплення, не перевищують допустимі. Це пов’язано з розрахунковим кутом диференту ЗП, отриманого для заданих гідрометеорологічних умов акваторії плавання та його технічними

характеристиками. Необхідно зазначити, що вже при куті диференту ЗП 7° напруження в конструкційних зонах напіввагону перевищують допустимі та складають біля 280 МПа і можуть підвищуватися надалі;

Тому, необхідним є розробка та впровадження заходів з метою адаптування конструкцій напіввагонів до надійного перевезення ЗП в умовах морського хвилювання.

Висновки до розділу 3

1. За результатами проведеного аналізу схем закріплень кузовів напіввагонів відносно палуб ЗП визначено коефіцієнти нерівномірності розміщення ланцюгових стяжок відносно основних конструкційних площин кузовів, які дозволяють отримати уточнене значення зусиль, що діють на несучу конструкцію кузовів вагонів через багатообертові засоби закріплення. Коефіцієнт нерівномірності розміщення ланцюгових стяжок за висотою кузова напіввагона склав \dots та від палубного рима до вертикальної площини кузова

напіввагона \dots ;

2. Допрацьовано математичну модель щодо визначення характеру та особливостей переміщень системи “вагон-поромне судно-море” з урахуванням збурень, що викликані хвилюванням акваторії моря, яка надає можливість визначення прискорень кузовів вагонів, розміщених на багатопалубних ЗП, з урахуванням гідрометеорологічних характеристик акваторії плавання, зокрема, курсових кутів хвилі по відношенню до корпусу ЗП та вітрового навантаження, що діє на надводну проекцію ЗП з кузовами вагонів, розміщеними на верхній палубі. При складанні математичної моделі враховано трохоїдальний закон руху збурюючої дії на ЗП з кузовами вагонів, розміщеними на його палубах, а також дисипативну складову, яка виникає при коливаннях ЗП в умовах морського хвилювання та викликає опір його руху.

Для дійсних умов хвилювання моря отримано величини максимальних прискорень, які діють на кузова напіввагонів на палубах ЗП, які склали: при переміщенні кузова в вертикальному напрямку для напіввагона, розміщеного на верхній палубі – 8,2 м/с², при кутовому відносно поперечної вісі для крайнього від ахтерштевня (корми) кузова напіввагону – 0,6 м/с², при кутовому навколо повздовжньої вісі для крайнього від фальшборта кузова напіввагону – 2,4 м/с².

3. Запропоновано модель міцності кузова напіввагону при перевезенні ЗП, яка враховує зусилля, що діють на кузов в умовах хвилювання моря. Відмінність цієї моделі від відомих полягає в тому, що в зонах прикладення навантажень, які передаються на кузов через ланцюгові стяжки встановлювалися накладки, конфігурація яких подібна до геометрії контактної зони взаємодії гака.

4. Доопрацьовано метод визначення зусиль розпору насипного вантажу на стіні кузова напіввагона шляхом врахування інерційної складової навантаження, яка в разі перевезення його ЗП здійснює значний вплив на величину тиску вантажу на стіні кузова. Крім того, відмінність запропонованого підходу полягає в урахуванні закону розподілення

зусилля розпору на бокову стіну кузова напіввагону у вигляді трикутника.

5. Розрахунок зусиль, які діють на кузов напіввагона в умовах морського хвилювання показав, що вони перевищують експлуатаційні: при переміщеннях у вертикальному напрямку – на 52%, при кутових навколо повздовжньої вісі – на 40 %;

6. Побудовано СЕМ кузова напіввагона при перевезенні ЗП в умовах хвилювання моря з урахуванням можливих схем його закріплення відносно палуби, яка дозволяє проводити розрахунки на міцність не тільки при звичайних умовах експлуатації вагонів, а і в МЗВС, враховуючи можливі умови навантажень при залізнично-поромних перевезеннях.

7. Проведені розрахунки на міцність несучої конструкції кузова напіввагона при перевезенні ЗП. Визначені напруження, які виникають в конструкції кузова при взаємодії з багатообертливими засобами закріплення та встановлено, що вони перевищують допустимі для завданих марок сталей металоконструкції кузовів: в умовах поступальних переміщень ЗП у вертикальному напрямку при несиметричному закріпленні ланцюгових стяжок максимальні еквівалентні напруження в конструкції кузова склали більше ніж 1000 МПа, деформації – $1,3 \cdot 10^{-3}$, при кутових переміщеннях ЗП навколо повздовжньої вісі, відповідно 295 МПа та $8,5 \cdot 10^{-3}$. У зв'язку з чим з'являються залишкові деформації в окремих конструкційних зонах. Це створює необхідність розробки заходів, що будуть спрямовані на зниження величин навантажень елементів кузовів вагонів.

Основні результати розділу опубліковані в працях [21, 23, 25, 26, 28, 32, 75].

РОЗРОБКА ЗАХОДІВ, СПРЯМОВАНИХ НА АДАПТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЙ КУЗОВІВ НАПІВВАГОНІВ ДО НАДІЙНОГО ПЕРЕВЕЗЕННЯ І БЕЗПЕКУ РУХУ ЗАЛІЗНИЧНИМИ ПОРОМАМИ

4.1. Проектування та розробка спеціально-адаптованого конструкційного вузла кузова напіввагона для надійного закріплення відносно палуби залізничного порому

Суттєвий вплив на НДС кузова напіввагона при перевезенні його ЗП має розміщення ланцюгових стяжок відносно площини кузова вагону і їх закріплення за його елементи.

На підставі досліджень фактичних випадків типових схем закріплень вагонів відносно палуб вітчизняних ЗП встановлено, що частіш за все воно здійснюється за елементи конструкції вагонів, які призначені для підтягування вагонів під час маневрових операцій, а не для взаємодії із багатообертовими судовими пристроями. Наслідками такого закріплення є пошкодження цих елементів, оскільки динамічні процеси, що відбуваються з вагоном на ЗП при хвилюванні акваторії моря на ділянці розташування поромних маршрутів, відрізняються від звичайних маневрових робіт при підтягуванні, і враховують дію сил у різних напрямках (складний НС), а не в одному постійно (одновісний НС). Для перевірки міцності цих елементів при даних умовах експлуатації були побудовані їх 3-D моделі за допомогою програмного забезпечення SolidWorks [110, 111, 143] з подальшим розрахунком у CosmosWorks (вер. 2010). При побудові СЕМ використовувалися об'ємні просторові параболічні тетраедральні елементи з трьома ступенями вільності. Така конфігурація елемента забезпечує лінійне змінення переміщень в межах його об'єму, а отже, постійність деформацій в елементі [2, 47]. Дискретизація проводилася в автоматичному режимі, кількість елементів сітки також визначалася автоматично.

Показники міцності вузла розраховувалися за критерієм Мізеса (критерій потенційної енергії формозмінення), тобто за IV-ю теорією міцності [2]. Він визначає момент вичерпання несучої здатності зрівнянням величини еквівалентних напружень з границею плинності матеріалу. Повна потенційна енергія деформації складається з потенційної енергії змінення об'єму та потенційної енергії змінення форми. Під дією сил змінюється форма та об'єм.

(4.1)

де σ_1 – головні напруження, МПа;

ΔL – відносне подовження, мм.

На руйнування матеріалу впливає тільки потенційна енергія формозмінення

(4.2)

При деформації розтягнення вираз (4.2) приймає вигляд

(4.3)

З умови рівнонебезпеки еквівалентні напруження визначаємо за формулою

Напруження в елементах закріплення кузовів напіввагонів у всіх розглянутих випадках закріплень в декілька разів перевищували допустимі для марок сталей 09Г2Д та 09Г2С [96], що свідчить про те, що закріплення ланцюгових стяжок за такою схемою неприпустимо.

Багаточисельні варіанти розрахунків підтвердили гіпотезу для встановлення критерія міцності – граничного для НДС. Головний вплив на міцність конструкційних зон вагона здійснює зростання кута нахилу ЗП (крен, диферент) та дії прискорень відносно ланцюгової стяжки, напрямом розташування стяжки по відношенню до місця закріплення кузова (зони), і відповідні напрямки прикладання навантажень, що перевищують граничні, тобто у зонах, які неспроможні працювати у пружній стадії, порушення міцності і залишкові деформації виникають практично після досягнення узагальненим критерієм граничного значення.

Останнім часом для закріплення вагонів відносно палуб ЗП їх кузова почали оснащувати спеціальними пристроями взаємодії з гаками ланцюгових стяжок (рисунок 4.1). Наприклад, вагони побудови ПАТ “КВБЗ” (м. Кременчук).

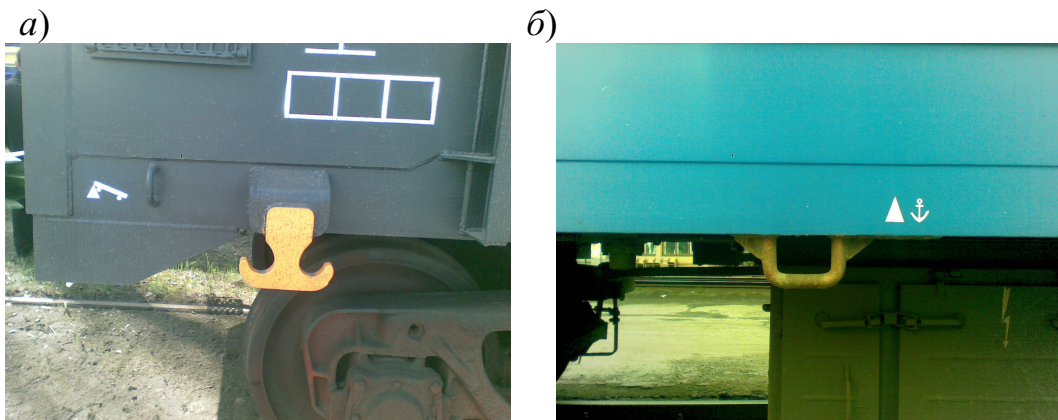


Рисунок 4.1 – Вузли для закріплення гаків ланцюгових стяжок на вагонах
а) вузол на напіввагоні; б) вузол на пасажирському вагоні

Для дослідження міцності цих вузлів в умовах морського хвилювання були побудовані їх просторові моделі та проведений розрахунок (рисунок 4.2), який дозволив зробити висновок, що напруження в пристроях взаємодії вагонів з багатообертковими засобами закріплення в умовах кутових переміщень ЗП навколо повздовжньої вісі, як випадку найбільшої навантаженості кузова вагона, перевищують допустимі, тому таке технологічне закріплення не є достатньо надійним. При цьому зусилля, які прикладалися до вузла, встановленого на вантажному вагоні визначені за даними таблиці 3.8, а для пасажирського, з урахуванням кута крену ЗП , вони склали:

кН; .3 кН; .3 кН.

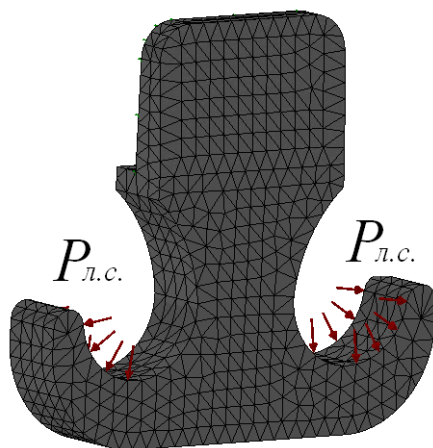
В попередніх розділах роботи було досліджено НДС кузова універсального напіввагона нового покоління моделі 12-7023 при взаємодії його з ланцюговими стяжками в умовах хвилювання моря. При цьому встановлено, що при закріпленні стяжок у кутах вузлів заділок шворневих балок рами вагона з вертикальними стійками каркасу кузова напруження в умовах кутових переміщень навколо поперечної та повздовжньої вісей знаходяться в межах допустимих. Однак, здійснити подібне закріплення на практиці складно в наслідок геометричних особливостей кузова вагону та гака ланцюгової стяжки.

У зв'язку з цим необхідним і доцільним є розробка заходів, які дозволять адаптувати вагони до комбінованих залізнично-поромних перевезень.

Відомі випадки, коли з метою адаптації вагонів до перевезення морем був створений спеціалізований парк вагонів, який здійснював оберт в МЗВС. Так, 11 квітня 1978 р. була підписана Угода про сумісну експлуатацію залізнично-поромної переправи між Іллічівськом (СРСР) та Варною (НРБ). Саме тоді з метою забезпечення нормального функціонування поромної переправи обидві сторони домовились на паритетних началах створити обезлічений обмінний парк вагонів колії 1520 мм і укомплектувати їх вагонними візками колії 1435 мм [127].

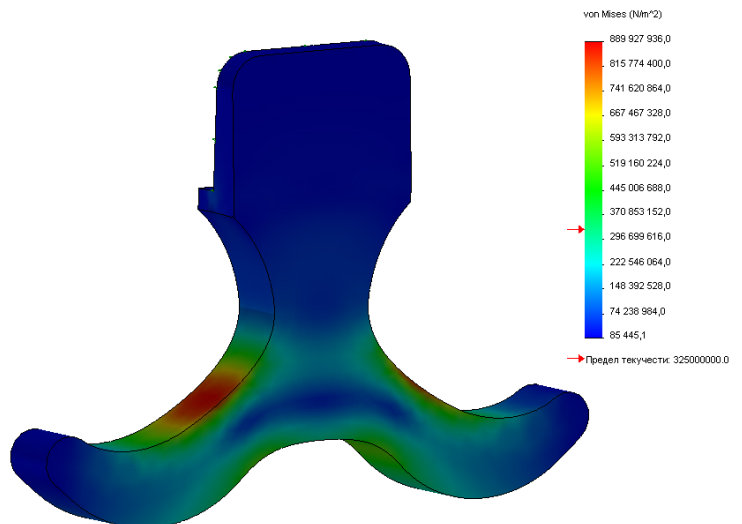
Кількість вагонів даного парку склала 1500 одиниць різних типів. Утримання і поточний ремонт вагонів виконувала та сторона, на території якої знаходиться вагон.

а)



в)

б)



г)

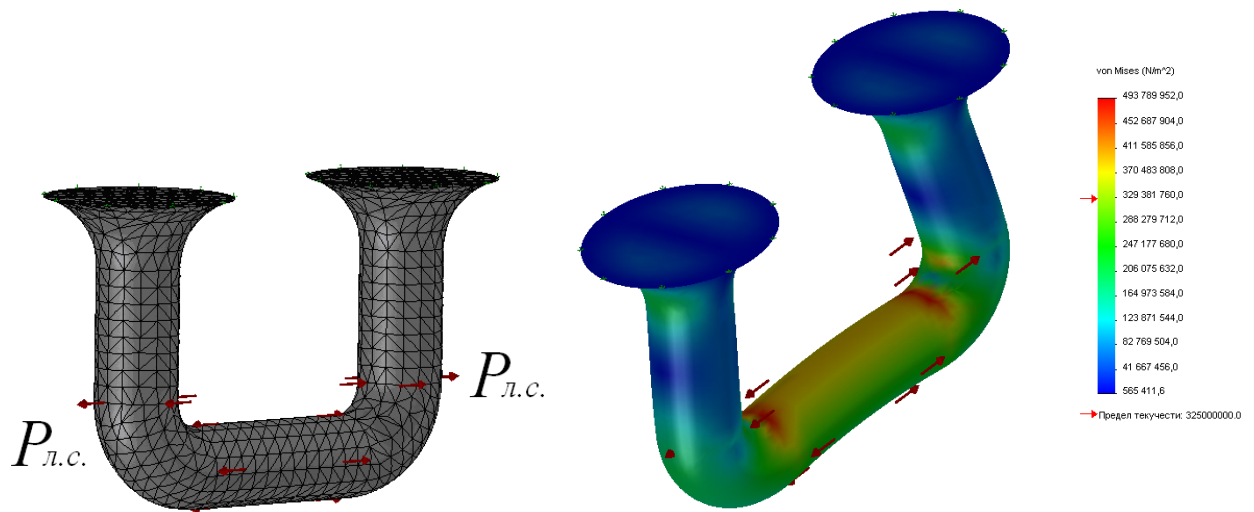


Рисунок 4.2 – Результати розрахунку вузлів для закріплення ланцюгових стяжок на вагонах

а) розрахункова модель вузла для закріплення ланцюгових стяжок на напіввагоні; б) НДС вузла (масштаб деформацій 1:100); в) розрахункова модель вузла для закріплення ланцюгових стяжок на пасажирському вагоні; г) НДС вузла (масштаб деформацій 1:100)

Середній і капітальний ремонт вагонів обмінного парку виконувались Міністерством шляхів сполучення, відповідний ремонт вагонних візків колії 1435 мм – Болгарськими залізницями, при цьому кожна із сторін компенсувала витрати по ремонту своєї частини вагонів і вагонних візків сторони, що виконала ремонт.

Проблема зчеплення радянських і болгарських вагонів була вирішена шляхом формування радянських вагонів в групі і прикриття кожної групи з двох сторін спеціальними вагонами (вагони-водії), обладнаними з однієї сторони автозчепом, а з іншої – гвинтовою стяжкою і буферами.

Тому, з метою забезпечення надійності закріплення несучих конструкцій кузовів напіввагонів відносно палуб ЗП пропонується створення спеціалізованого парку вагонів, адаптованих до взаємодії з багатообертними засобами закріплення посередництвом спеціальних конструкційних елементів (вузлів).

Геометричні параметри вузла проектувалися з урахуванням розмірів шворневої балки кузова вагона та гака ланцюгової стяжки [7, 83, 120, 145]. На початковому етапі розрахунку вузол для закріплення гака ланцюгової стяжки представлено у вигляді стрижневої системи, яка складається з двох вертикальних та одного горизонтального стрижня. Розрахунок на міцність проведений за методом сил. На підставі чого прийнятий прямокутний перетин робочої частини вузла. З урахуванням цього, цільова функція має вигляд

(4.5)

де a – відповідно довжина, ширина та висота частини вузла, яка взаємодіє з гаком ланцюгової стяжки (робоча частина), м.
Або

Тобто, варіаційними параметрами при розрахунку є довжина, ширина та висота робочої частини вузла.

При обмеженнях

1. $\sigma \leq \sigma_{\text{доп}}$,

де σ – розрахункові напруження, МПа;
 n – запас міцності вузла;

$\sigma_{\text{доп}}$ – допустимі напруження, МПа.

Розрахункові напруження визначені наступним чином

(4.6)

де M – згинальний момент, який діє на робочу частину вузла, кНм;
 P – сила, яка прикладена до вузла для закріплення гака ланцюгової стяжки, кН;
 W – момент опору перетину робочої частини вузла, м³;
 S – площа взаємодії вузла з гаком ланцюгової стяжки, м², ($S = a \cdot b$);

α – відповідно, коефіцієнти, які враховують геометричну нерівномірність розміщення ланцюгової стяжки за висотою кузова вагону та від палубного рима до вертикальної площини кузова вагону.

2. $a \geq a_{\text{мін}}$, $b \geq b_{\text{мін}}$, $h \geq h_{\text{мін}}$,

де $a_{\text{мін}}$ – відповідно мінімально припустимі довжина, ширина та висота частини вузла, яка взаємодіє з гаком ланцюгової стяжки, які визначено за розмірами шворневої балки й гака ланцюгової стяжки, м.

В даному випадку $l_{\text{мін}} = 30$ мм, $b_{\text{мін}} = 30$ мм, $h_{\text{мін}} = 40$ мм.

3. $n \geq 2$.

З метою забезпечення чіткої взаємодії робочої частини вузла для закріплення вагона відносно палуби ЗП з ланцюговою стяжкою конфігурація даної частини була прийнята ідентичною геометрії гака ланцюгової стяжки.

На підставі проведених розрахунків був отриманий варіант конструкції, наведений на рисунку 4.3.

Напрямна гака 1 повністю повторює геометрію контуру зачеплення гака ланцюгової стяжки та призначена для взаємодії його з вузлом закріплення. Для зменшення концентрації навантажень в зоні взаємодії вузла з опорною частиною передбачений радіальний прилив 2. Посередництвом циліндричної частини 3, висота якої проектувалася з урахуванням ширини гака за контуром зачеплення забезпечується чітка взаємодія гака з вузлом. Призматична частина 4 призначена для об'єднання робочої частини вузла з допоміжною, яка складається з посилення 5. Опорні частини 6 вузла призначені для закріплення його на шворневій балці

вагона [27].

Оптимізована маса вузла склала близько 10 кг.

а) б)

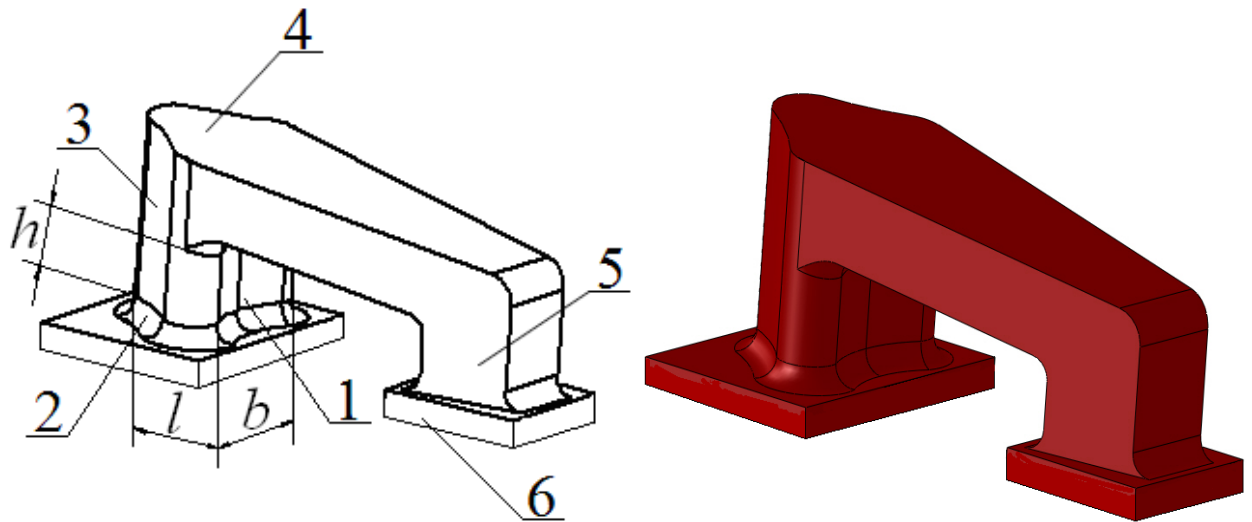


Рисунок 4.3 – Вузол для закріплення гака ланцюгової стяжки

а) просторова модель вузла; б) СЕМ вузла

Для дослідження НДС вузла для закріплення гака ланцюгової стяжки на вагоні проведено розрахунок на міцність за енергетичною теорією, при цьому кількість елементів сітки склала 8531, вузлів – 13829.

Розрахункова схема вузла та його НС наведені на рисунку 4.4.

При розрахунку вузла на міцність закріплення моделювалося, як жорстке заземлення за його опорні частини, а навантаження приймалося, як рівномірнорозподілене від гака ланцюгової стяжки за зоною контакту з вузлом.

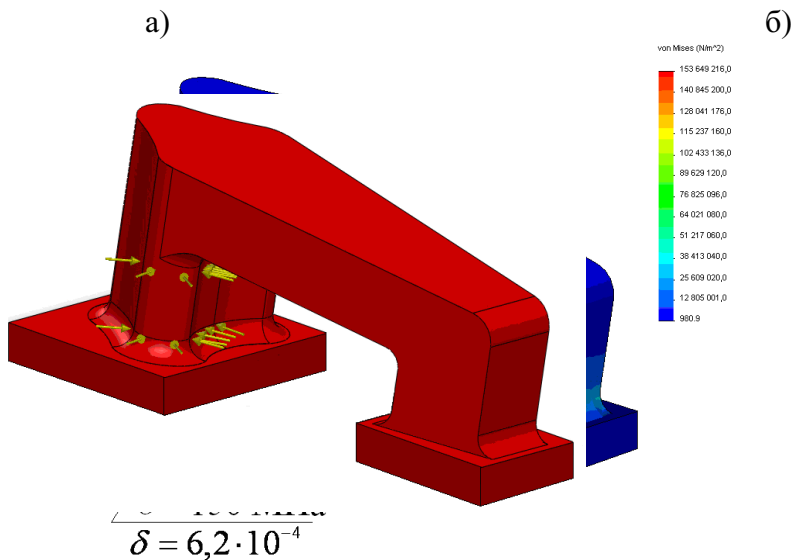


Рисунок 4.4 – Вузол для закріплення гака ланцюгової стяжки на вагоні

а) розрахункова схема; б) НДС

На підставі проведених розрахунків були зроблені висновки, що в умовах взаємодії гака ланцюгової стяжки з вузлом при навантаженні його робочої частини, а саме радіальної напрямної для гака ланцюгової стяжки та циліндричної частини максимальні еквівалентні напруження простежуються в зоні радіального приливу, який пов'язує робочу частину з опорною, та мають величину близько 150 МПа, що нижче допустимих для завданих марок сталей (09Г2Д та 09Г2С), в перехідній та допоміжній частинах напруження мають незначну

величину – 10 МПа. Максимальні переміщення у вузлі складають 0,02 мм, деформації – $6 \cdot 10^{-4}$ в зоні радіального приливу. Запас міцності конструкції дорівнює 2.

Тобто при завданих силових навантаженнях вузла для закріплення гака ланцюгової стяжки забезпечується його міцність та надійність роботи.

З метою визначення проектного строку служби вузла для закріплення кузова вагона відносно палуби ЗП була використана формула [137]

(4.7)

де $\sigma_{\text{ср}}$ – середнє значення границі витривалості деталі, МПа;

K_1 – допустимий коефіцієнт запаса міцності;

K_2 – показник ступеня кривої втоми;

N_0 – база випробувань;

K_3 – коефіцієнт, який характеризує час безперервної роботи об'єкту в секундах;

$f_{\text{дн}}$ – ефективна частота динамічних напружень, с^{-1} ;

$\sigma_{\text{дн}}$ – амплітуда еквівалентних динамічних напружень, МПа.

На підставі досліджень гідрометеорологічних характеристик акваторії Чорного моря було встановлено, що річна періодичність морського хвилювання, параметри якого враховувалися при розрахунках складає 18 днів. За статистичними даними останніх років було встановлено, що ЗП за напрямком “Іллічівськ – Варна”, який було обрано за базовий, складає 50 обертів за рік. Тривалість знаходження ЗП в русі морем за даним маршрутом складає 18 год., а повний оберт морем – 36 год, отже, за рік тривалість знаходження ЗП в русі морем буде дорівнювати 1800 год. або 75 добам. При розрахунку проектного строку служби вузла для закріплення гаку ланцюгової стяжки до уваги був прийнятий найбільш несприятливий випадок руху ЗП морем, коли він буде постійно на протязі 18 днів потрапляти в можливий шторм.

При проведенні розрахунків були прийняті наступні вхідні параметри:

середнє значення границі витривалості вузла визначалося як $0,5 \cdot \sigma_{\text{ср}}$

матеріалу (сталь марки 09Г2Д, 09Г2С) та склало 150 МПа; база випробувань –

$N_0 = 10^7$ циклів (рекомендована база випробувань для сталі); час безперервної

роботи вузла склав $t_{\text{дн}} = 10^5$ с; ефективна частота динамічних напружень була визначена на підставі параметрів збурюючої дії (морської хвилі

) та для хвиль з періодом 9 с склало $f_{\text{дн}} = 0,11$ с^{-1} ;

допустимий коефіцієнт запасу міцності дорівнює 2; показник ступеня кривої втоми для зварної конструкції (

шворнева балка з урахуванням заходів адаптації до закріплення на ЗП)

приймався рівним 4; амплітуда еквівалентних динамічних напружень була

визначена на підставі проведених розрахунків НДС шворневої балки з

урахуванням навантаження її через вузол закріплення гака ланцюгової стяжки

та складала 140 МПа.

На підставі проведених розрахунків проектний строк служби вузла для закріплення вагона відносно палуби ЗП склав близько 5,2 роки.

Необхідно зазначити, що отриманий строк служби вузла для закріплення несучої конструкції кузова вагону відносно палуб ЗП у дійсності буде мати більше значення, оскільки навантаження його буде здійснюватися за умови потрапляння ЗП в шторм, при нормальних умовах експлуатації (рух в штиль або невеликій бальності хвилювання моря), він буде навантажуватися тільки від зусилля натягнення ланцюгових стяжок, яке складає близько 54 кН.

З дотриманням відповідної системи ТО та діагностування встановлений строк служби може бути збільшений.

4.2 Дослідження напружено-деформованого стану елементів кузовів напіввагонів за умови закріплення за новим способом

Для дослідження НДС відповідних зон шворневої балки напіввагона при розміщенні на ній вузла для закріплення гаку ланцюгової стяжки в умовах морського хвилювання було побудовано її просторову модель (рисунок 4.5) у відповідності з альбомом креслень напіввагона моделі 12-757 побудови ПАТ “КВБЗ” та проведений розрахунок на міцність. Оскільки в дійсності шворнева балка знаходиться в постійній взаємодії з іншими конструкційними елементами вагона, то в розрахунках їх дію було замінено необхідними зв’язками у відповідних зонах.

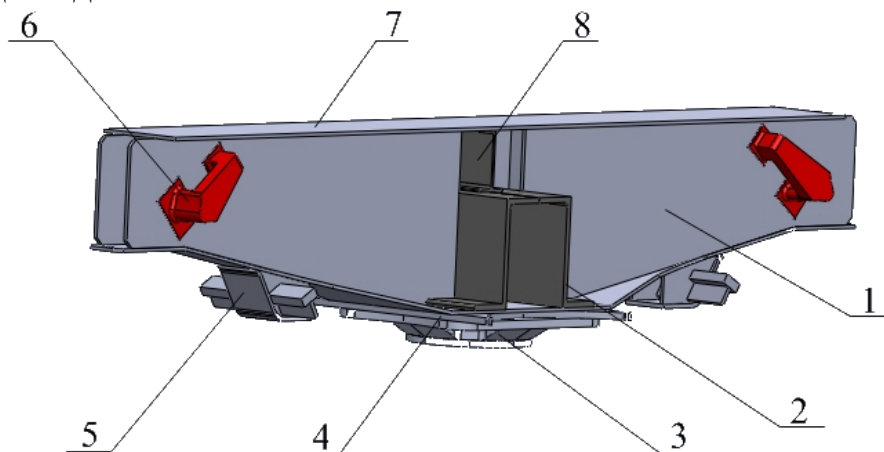


Рисунок 4.5 – Просторова модель шворневої балки напіввагона з постановкою на неї вузлів для закріплення гаків ланцюгових стяжок

1 – вертикальний лист шворневої балки; 2 – Z-подібний профіль хребтової балки; 3 – п’ятник; 4 – надп’ятник; 5 – ковзун; 6 – вузол для закріплення гака ланцюгової стяжки; 7 – горизонтальний лист; 8 – двотавр хребтової балки.

При складанні моделі міцності шворневої балки напіввагону не враховувалися повздовжні зусилля, обумовлені можливими переміщеннями кузова посередництвом автозчепного пристрою.

У зонах обпирання шворневої балки на підп’ятник візка, ковзуни та упор-домкрати встановлювалися додаткові зв’язки, позначені на рис. 4.6 “*”.

Розрахункова модель шворневої балки напіввагона при взаємодії з ланцюговими стяжками з урахуванням модернізації спеціальними вузлами для закріплення в умовах кутових переміщень ЗП навколо повздовжньої вісі наведена на рисунку 4.6.

При складанні розрахункової моделі враховано такі навантаження: горизонтальне P_c , до складу якого входить інерційне та вітрове, вертикальне статичне $P_g^{(ст)}$ та навантаження, які діють на шворневу балку через вузол закріплення гака ланцюгової стяжки P_z .

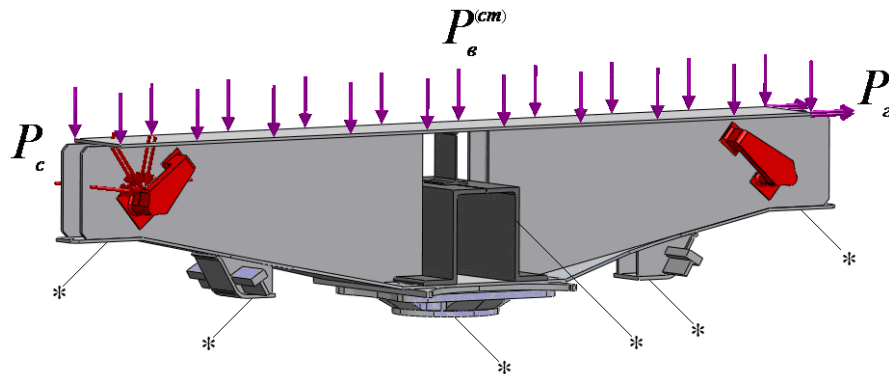


Рисунок 4.6 – Розрахункова модель шворневої балки напіввагона при взаємодії з ланцюговими стяжками при модернізації спеціальними вузлами для закріплення в умовах кутових переміщень ЗП навколо повздовжньої вісі

При цьому чисельне значення навантажень, які прикладалися до шворневої балки складало: P_c – 100 кН; $P_g^{(ст)}$ – 100 кН; P_z – 100 кН.

З метою спрощення розрахунків НДС шворневої балки кузова напіввагона з урахуванням розміщення на ній спеціальних вузлів для закріплення відносно палуб ЗП до уваги не були прийняті зварні шви.

При побудові СЕМ шворневої балки кузова напіввагона з урахуванням розміщення на ній спеціальних вузлів для закріплення відносно палуб ЗП кількість елементів сітки складала 14792, вузлів – 29265 (рисунок 4.7). В якості скінчених елементів були використані ізопараметричні тетраедри з трьома ступенями вільності [30, 31].

Результати розрахунку шворневої балки на міцність з урахуванням розміщення на ній вузлів для закріплення гаків ланцюгових стяжок в умовах кутових переміщень ЗП навколо повздовжньої вісі, як випадку найбільшої навантаженості конструкції, представлені на рисунках 4.8, 4.9, в умовах поступальних переміщень ЗП у вертикальному напрямку та кутових навколо поперечної вісі у Додатку Б.

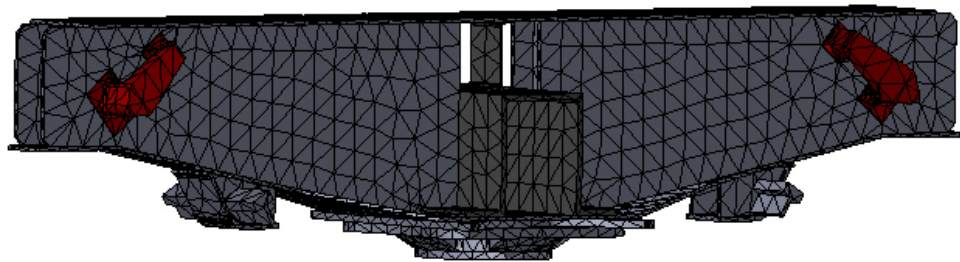


Рисунок 4.7 – СЕМ шворневої балки напіввагона при модернізації спеціальними вузлами для закріплення

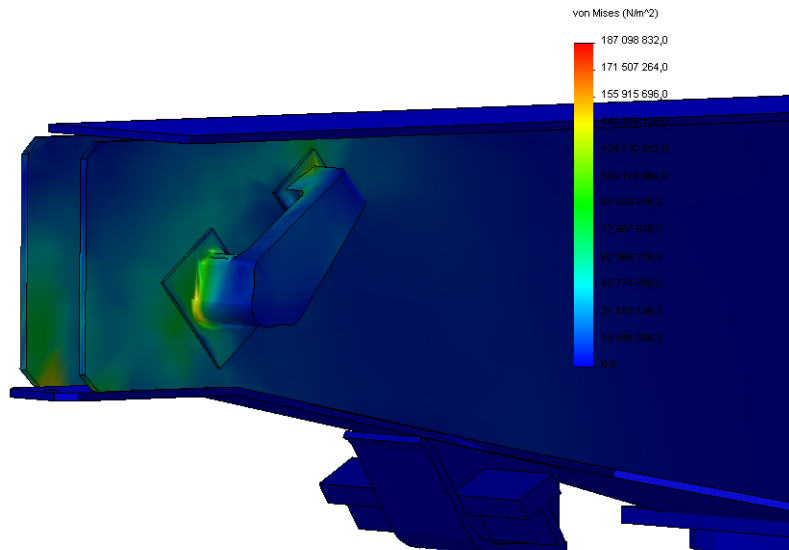


Рисунок 4.8 – НС шворневої балки напіввагона при взаємодії з ланцюговими стяжками при модернізації спеціальними вузлами для закріплення в умовах кутових переміщень ЗП навколо повздовжньої вісі

З проведених розрахунків можна зробити висновок, що напруження в шворневій балці при поступальних переміщеннях ЗП у вертикальному напрямку знаходяться в межах допустимих і дорівнюють 161 МПа, переміщення у вузлах складає 0,6 мм, деформація $6,5 \cdot 10^{-3}$.

.3. Запас міцності конструкції становить 2. При кутових переміщеннях ЗП навколо поперечної вісі максимальні еквівалентні напруження складають близько 170 МПа, переміщення – 0,7 мм, деформації – $7 \cdot 10^{-3}$, запас міцності – 2. В умовах кутових переміщень ЗП навколо повздовжньої вісі напруження в шворневій балці складають близько 190 МПа, переміщення у вузлах – 0,7 мм, деформації – $7,7 \cdot 10^{-3}$, запас міцності – 2.

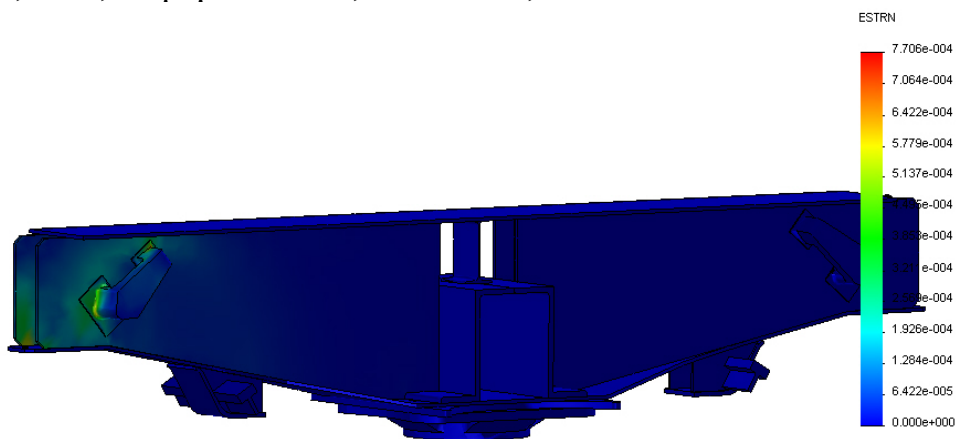


Рисунок 4.9 – Деформації у вузлах шворневої балки напіввагона при взаємодії з ланцюговими стяжками при модернізації спеціальними вузлами для закріплення в умовах кутових переміщень ЗП навколо повздовжньої вісі

Для підвищення жорсткості перетину шворневої балки напіввагона в зоні розміщення вузла для закріплення гака ланцюгової стяжки пропонується встановлення в неї підсилюючих діафрагм (рисунок 4.10).

а)

б)

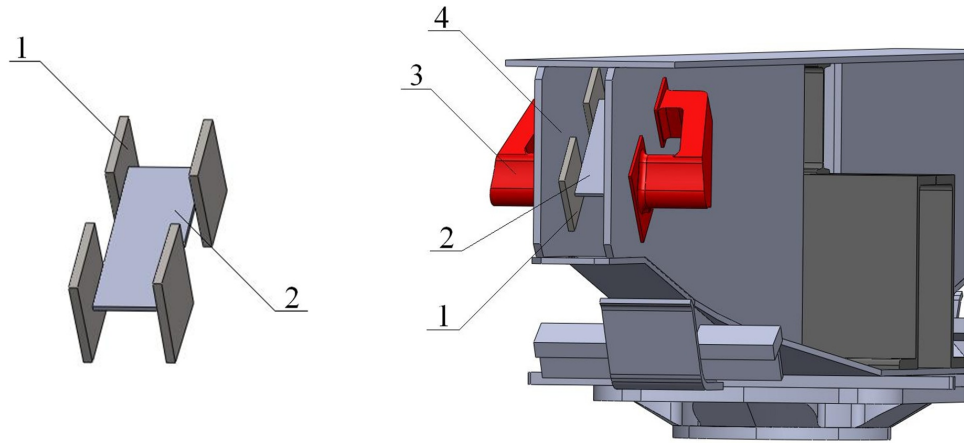


Рисунок 4.10 – Підсилення шворневого перетину напіввагона
 а) діафрагма; б) розміщення підсилюючої діафрагми в шворневій балці напіввагона.

1 – підсилююча накладка; 2 – з'єднувальна накладка; 3 – вузол для закріплення гака ланцюгової стяжки; 4 – вертикальний лист шворневої балки.

Результати дослідження міцності шворневої балки напіввагону з урахуванням постановки на неї підсилюючих діафрагм наведені на рисунках 4.11, 4.12.

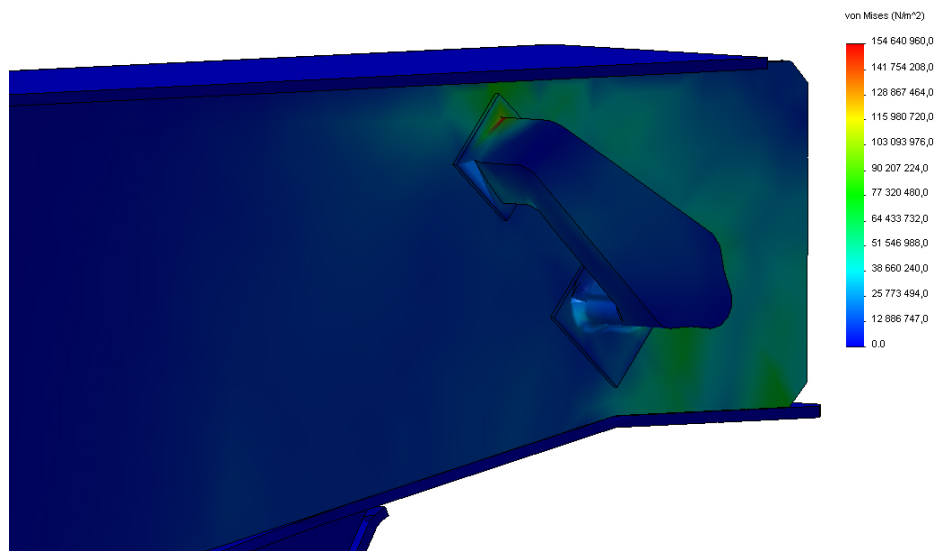


Рисунок 4.11 – НС шворневої балки напіввагона при взаємодії з ланцюговими стяжками при модернізації спеціальними вузлами для закріплення в умовах кутових переміщень ЗП навколо повздовжньої вісі

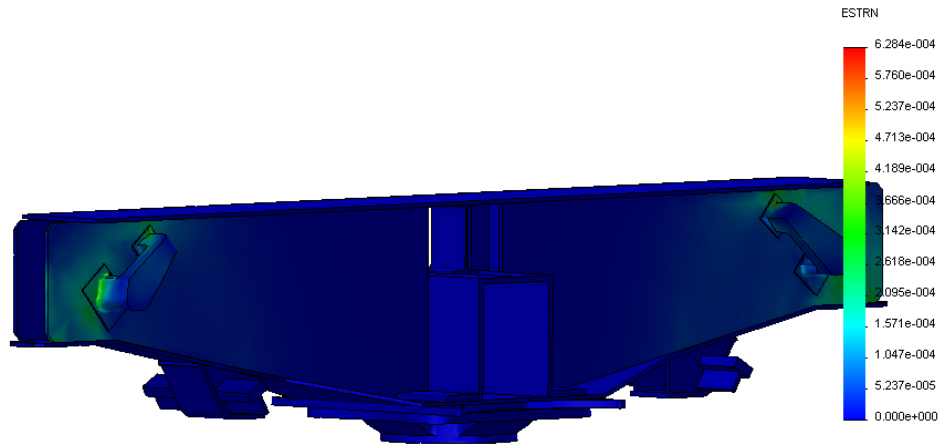


Рисунок 4.12 – Деформації у вузлах шворневої балки напіввагона при взаємодії з ланцюговими стяжками при модернізації спеціальними вузлами для закріплення в умовах кутових переміщень ЗП навколо повздовжньої вісі

З проведених розрахунків можна зробити висновок, що при встановленні в шворневий перетин підсилюючих діафрагм стає можливим зменшити напруження в конструкції майже на 20% при незначному збільшенні металоємності шворневої балки – 6,6 кг.

Для перевірки дотримання кутів розміщення ланцюгової стяжки відносно вагона було промодельовано закріплення її за вузол взаємодії з кузовом (рисунок 4.13) та встановлено, що кути розміщення ланцюгової стяжки у просторі відповідають встановленим [59, 60, 89-91].

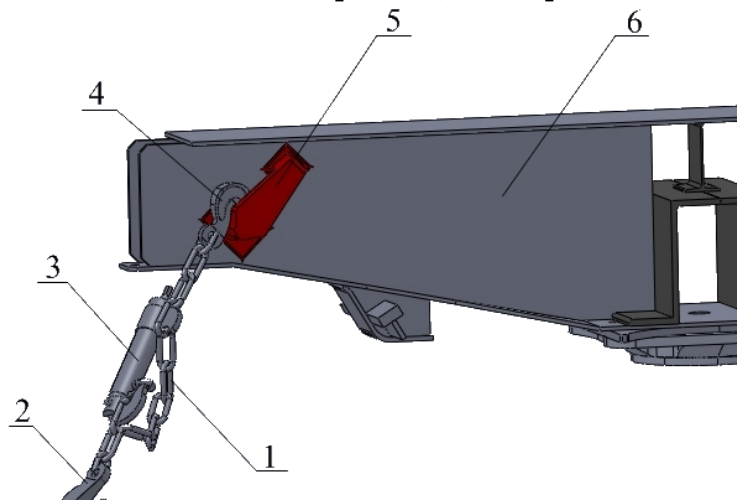


Рисунок 4.13 – Розміщення ланцюгової стяжки відносно шворневої балки напіввагона

1 – ланцюг стяжки; 2 – гак обуха закріплення; 3 – талреп; 4 – гак кріплення до вагона; 5 – вузол для закріплення гака ланцюгової стяжки; 6 – вертикальний лист шворневої балки.

Результати проведених теоретичних досліджень дозволяють стверджувати, що закріплення вагонів за новою схемою забезпечує міцність їх конструкції при перевезенні ЗП в умовах хвилювання моря та підвищує ефективність експлуатації в МЗВС.

4.3 Техніко-економічне обґрунтування впровадження вузлів кузовів для закріплення відносно палуб залізничних поромів

Узагальнюючим критерієм економічної доцільності здійснення будь-якого інноваційного заходу є оцінка його економічної ефективності.

Поняття “ефективність” характеризує співвідношення між отриманими результатами та витратами, які були потрібні для цього. Поняття “ефект” відображає величину, на яку одержані результати відрізняються від витрат, які мали місце, і виражається абсолютними показниками [6].

Шляхи підвищення ефективності виробництва спрямовані на:

- зниження витрат минулої праці, яка упередметнена в споживаних матеріальних ресурсах;

- скорочення витрат живої праці в процесі виробництва.

У відповідності до вищенаведених напрямків можна виділити такі основні шляхи зниження питомих витрат на виробництво та підвищення економічного ефекту:

- скорочення трудомісткості на основі комплексної механізації та автоматизації виробничого процесу;

- зниження матеріальних витрат посередництвом заміни застосовуваного устаткування на менш енергоємне;

- зменшення матеріальних витрат за рахунок використання нових предметів праці;

- скорочення матеріальних витрат за рахунок використання менш енергоємних, ресурсозберігаючих сучасних технологій;

- зниження витрат живої праці в організації і управлінні науково-технічною та виробничо-господарською діяльністю на основі комплексної комп'ютеризації.

Економічний ефект заходу НТП визначають за умовами використання продукції за розрахунковий період [6, 82]. Сумарний за розрахунковий період економічний ефект визначають за формулою

$$E = R - C, \quad (4.8)$$

де R - вартісна оцінка результатів здійснення заходу НТП за розрахунковий період;

C - витрати на реалізацію заходу НТП за розрахунковий період.

При цьому рівночасні витрати та результати повинні бути приведені до одного для всіх варіантів заходу НТП моменту часу, для чого використовуються коефіцієнти приведення

$$C_i = C_i \cdot K_i, \quad (4.9)$$

де K_i - норматив приведення різночасних витрат та результатів, чисельно рівний коефіцієнту ефективності капітальних вкладень ($K_i = \frac{1}{1 + r \cdot t_i}$);

t – кількість років, які відокремлюють витрати та результати даного року від розрахункового року.

Економічний ефект від удосконалення несучих конструкцій кузовів напіввагонів, шляхом встановлення на їх шворневі балки вузлів для закріплення ланцюгових стяжок буде забезпечуватися за рахунок зменшення витрат на внепланові види ремонту вагонів при перевезенні ЗП в умовах хвилювання моря. Вартісну оцінку результатів за розрахунковий період визначають за формулою

$$, \quad (4.10)$$

де $.3$ – вартісна оцінка результатів в році t розрахункового періоду;

$.3$ – відповідно початковий та кінцевий рік розрахункового періоду.

Вартісна оцінка результатів в даному випадку буде складатися з витрат на накочування вагонів на ЗП, слідування морем та викочування вагонів з ЗП.

(4.11)

де – кількість вагонів, які оберталися через переправу за розрахунковий рік, шт. (за базовий маршрут був обраний “Іллічівськ – Варна”);

$.3$ – відповідно, вартість накочування-викочування вагону на/з ЗП та слідування морем, грн.

До складу одноразових витрат на здійснення заходу НТП включаються як капітальні вкладення в основні виробничі фонди, так і інші витрати одноразового характеру, які необхідні для створення та використання науково технічної продукції, незалежно від джерел фінансування.

До складу одноразових витрат відносяться:

- витрати на науково-дослідні, експериментальні, конструкторські, технологічні та проектні роботи;
- витрати пов’язані з засвоєнням виробництва та доробкою дослідних зразків продукції, виготовленням моделей та макетів нових засобів праці;
- витрати на придбання, доставку, монтаж налагодження, засвоєння устаткування, демонтаж;
- витрати на будівництво, реконструкцію будівель та споруд, на необхідні виробничі площі та інші елементи основних фондів, безпосередньо пов’язаних зі здійсненням заходу;
- витрати на поповнення оборотних коштів, які пов’язані із здійсненням заходу;
- витрати на запобігання втрат від погіршення якості земель, зменшення сільськогосподарських угідь, запасів добуття корисних копалин, лісових та водних ресурсів;
- витрати на запобігання негативних соціальних, екологічних та інших наслідків;
- витрати на створення соціальної інфраструктури, якщо це пов’язано з реалізацією інноваційного проекту.

При розрахунку одноразових витрат важливо провести правильну оцінку залишкової вартості (ліквідаційного сальдо) основних фондів, які вибувають у процесі здійснення проекту. Ліквідаційне сальдо являє собою різницю між коштами, які отримані від ліквідації основних фондів (здавання в металобрухт та ін.) та коштами, які витрачені на їхню ліквідацію (демонтаж, транспортування та ін.).

Передвиробничі витрати (витрати, які передують початку виробництва – науково-дослідні, проектно-конструкторські роботи та ін.) враховуються цілком у складі одноразових витрат лише в тих випадках, коли результати цих робіт використовуються тільки для здійснення даного проекту. Якщо ж вони застосовуються тільки для реалізації інших проектів, то на даний проект варто відносити тільки частину передвиробничих витрат, встановлену експертним шляхом. До складу поточних витрат виробництва та використання продукції інноваційного проекту включаються витрати, які обумовлені відповідно до прийнятого в галузях економіки порядку калькулювання собівартості продукції. Капітальні вкладення за кожним роком в даному випадку будуть визначатися

(4.12)

де \dot{C}_3 – річні витрати на вагони, які експлуатуються в МЗВС;

\dot{C}_3 – одноразові витрати.

Економічний ефект від впровадження спеціальних вузлів кузовів для закріплення гаків ланцюгових стяжок забезпечується за рахунок зменшення витрат на ремонт вагонів. Одноразові витрати в даному випадку будуть складатися з витрат на виготовлення вузлів для закріплення гаків ланцюгових стяжок на вагонах та витрат на електроди, які необхідні для зварювання вузлів зі шворневими балками вагонів. Вартість накочування одного вагону на ЗП дорівнює 942,76 грн., а викочування – 538,10 грн. До таблиці Д.1 занесено вартість перевезення вагонів різних типів морем.

Розрахунок витрат на електричну енергію, яка використовується на зварювання вузлів закріплення до шворневих балок вагона, проводимо за формулою

$$\dot{C}_3 = \frac{P \cdot \eta \cdot T}{3600} \cdot C_{\text{ен}} \quad (4.13)$$

де \dot{C}_3 – потужність електродвигуна обладнання, кВт;

η – коефіцієнт, який характеризує тип обладнання;

$C_{\text{ен}}$ – вартість 1 кВт електричної енергії, грн.

Таблиця 4.1 – Вартість перевезення вагонів морем

Тип вагона	Вартість перевезення, швейцарські франки	
	доба	година

Критий	14,95	0,62
Платформа	14,16	0,59
Напіввагон	18,75	0,78
Цистерна	17,66	0,65
Хопер	16,62	0,69
Інші	16,62	0,69

Визначимо витрати електродів на зварювання вузлів для закріплення до шворневих балок вагона [70].

Витрати електродів для зварювання визначаються за формулою

$$, \quad (4.14)$$

де m – маса наплавленого металу, грн.;

γ – коефіцієнт, який враховує витрати електродів ().

Маса наплавленого металу визначається

$$, \quad (4.15)$$

де V – об'єм наплавленого металу, мм³ ;

ρ – питома маса наплавленого металу, г/мм³ ($\rho = 0,0078$ г/мм³).

Об'єм наплавленого металу визначається за формулою

$$(4.16)$$

де S – загальна площа поперечного перерізу наплавленого металу, мм² ;

l – довжина шва, мм ($l=70$ мм);

m – кількість швів з урахуванням кроку наплавлення ($m = 1,0$);

n – кількість шарів наплавлення.

Для визначення числа проходів при зварюванні необхідно розрахувати загальну площу поперечного перерізу наплавленого металу $F_{ш}$ за формулою

(4.17)

де h – глибина проплавлення, мм;

b – величина зазору в стиковому шві, мм ($b = 0,5 \div 1$ мм);

q – висота посилення шва, мм ($q = 1 \div 2$ мм);

α – кут оброблення кромки, ($\alpha = 55 \div 60^\circ$);

S – товщина зварюючої деталі, мм.

Кількість шарів наплавлення залежить від величини зношування деталей і товщини наплавляючого шару з урахуванням припуску на механічну обробку після наплавлення, прийнятого рівною $1,5 \div 2$ мм.

(4.18)

де δ – необхідна товщина шару наплавлення з урахуванням припуску на механічну обробку, мм ().

Обиремо діаметр електроду. В нашому випадку, при зварюванні металу, товщиною $5 \div 10$ мм, маємо електроди діаметром $4 \div 6$ мм.

Витрати на виготовлення одного вузла для закріплення гака ланцюгової стяжки на вагоні складають 202,4 грн., при цьому вузол виготовляється литтям, а вартість моделі для формування – 150 грн. Отже, при обладнанні 108 вагонів (загальна вагономісткість поромного судна) вузлами для закріплення гаків ланцюгових стяжок витрачається 175023,6 грн. Витрати на електроди розраховувалися за методикою, наведеною вище, та склали 20412 грн. Подальший розрахунок економічної ефективності від використання існуючої технології закріплення та впровадження спеціальних вузлів кузовів вагонів наведений відповідно у таблицях 4.2, 4.3.

Порівняльний аналіз економічного ефекту від використання існуючої схеми закріплення вагонів відносно палуб ЗП та з урахуванням нової наведеної на рисунку 4.15.

Таким чином, впровадження зазначених заходів НТП є альтернативним варіантом по забезпеченню міцності парка вантажних вагонів в умовах підвищеної інтенсивності експлуатації залізнично-поромних складових МТК.

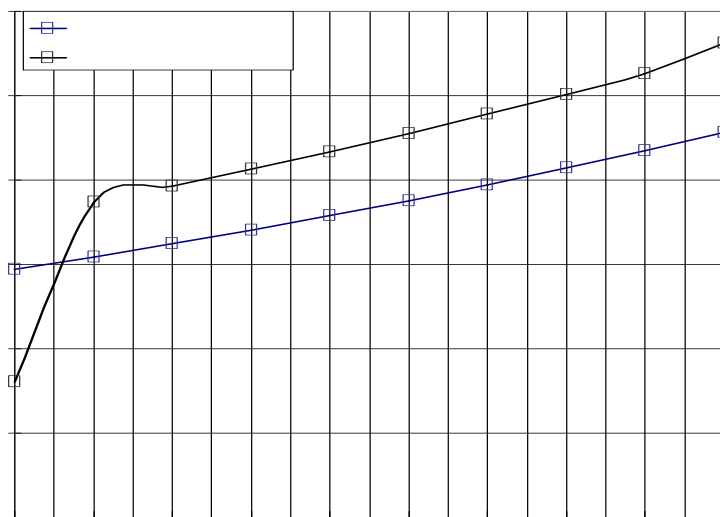


Рисунок 4.15 – Порівняльний аналіз економічного ефекту від використання способів закріплення вагонів відносно палуб ЗП



Таблиця 4.2 – Розрахунок економічної ефективності від використання існуючого способу закріплення вагонів відносно палуб ЗП

Показники	Роки розрахункового періоду									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1. Вартісна оцінка результатів без коефіцієнту приведення, тис.грн.	2138,5	2245,4	2357,6	2475,5	2599,3	2729,3	2865,7	3009,0	3159,5	3317,4
2. Коефіцієнт приведення економічного ефекту до розрахункового року	3,33	2,913	2,55	2,23	1,951	1,706	1,493	1,306	1,143	1
3. Вартісна оцінка результатів з урахуванням коефіцієнту приведення	7121,1	6540,8	6012,0	5520,4	5071,2	4656,1	4278,5	3929,8	3611,3	3317,4
4. Кількість перевезених вагонів за рік, шт.	1114	-	-	-	-	-	-	-	-	-
5. Витрати на перевезення вагонів ЗП, тис.грн.	1,60	1,68	1,76	1,85	1,94	2,04	2,14	2,25	2,36	2,48

Продовження таблиці 4.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
7. Витрати на ремонт пошкоджених вагонів, тис. грн.	0,31	0,32	0,34	0,36	0,37	0,39	0,41	0,43	0,46	0,48
8. Витрати на ІПВ, тис. грн.	1,91	2,00	2,10	2,21	2,32	2,44	2,56	2,68	2,82	2,96
9. Річні витрати на перевезення вагонів ЗП, тис.грн.	1782,0	1871,1	1964,7	2062,9	2166,1	2274,4	2388,1	2507,5	2632,9	2764,5

10. Річні витрати на ремонт пошкоджених вагонів, тис.грн.	61,8	64,9	68,2	71,6	75,1	78,9	82,8	87,0	91,3	95,9
11. Річні витрати на всі вагони, тис.грн.	1843,8	1936,0	2032,8	2134,5	2241,2	2353,3	2470,9	2594,5	2724,2	2860,4
12. Капітальні вкладення за кожним роком, тис.грн.	1843,8	1936,0	2032,8	2134,5	2241,2	2353,3	2470,9	2594,5	2724,2	2860,4
14. Вартісна оцінка затрат, тис.грн.	1843,8	1936,0	2032,8	2134,5	2241,2	2353,3	2470,9	2594,5	2724,2	2860,4
15. Вартісна оцінка затрат з урахуванням коефіцієнту приведення, тис.грн.	6140,0	5639,7	5183,7	4759,9	4372,6	4014,7	3689,1	3388,4	3113,8	2860,4

Продовження таблиці 4.2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
16. Економічний ефект за роками, тис.грн.	294,6	309,3	324,8	341,1	358,1	376,0	394,8	414,6	435,3	457,0
17. Економічний ефект з урахуванням коефіцієнту приведення до розрахункового року, тис.грн.	981,1	901,1	828,3	760,6	698,7	641,5	589,5	541,4	497,5	457,0
18. Економічний ефект за роками з наростаючими підсумками, тис.грн.	981,1	1882,2	2710,5	3471,0	4169,7	4811,2	5400,6	5942,0	6439,5	6896,6

Таблиця 4.3 – Розрахунок економічної ефективності впровадження нового способу закріплення вагонів відносно палуб ЗП

Показники	Роки розрахункового періоду										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1. Вартісна оцінка результатів без коефіцієнту приведення, тис.грн.	2138,5	2245,4	2357,6	2475,5	2599,3	2729,3	2865,7	3009,0	3159,5	3317,4	
2. Коефіцієнт приведення економічного ефекту до розрахункового року	3,33	2,913	2,55	2,23	1,951	1,706	1,493	1,306	1,143	1	
3. Вартісна оцінка результатів з урахуванням коефіцієнту приведення, тис.грн.	7121,1	6540,8	6012,0	5520,4	5071,2	4656,1	4278,5	3929,8	3611,3	3317,4	
4. Кількість перевезених вагонів за рік, шт.	1114	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
5. Капітальні вкладення на оснащення вагонів вузлами для закріплення, тис.грн.	195,4	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

Продовження таблиці 4.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
6. Витрати на перевезення вагонів ЗП, тис.грн.	1,60	1,68	1,76	1,85	1,94	2,04	2,14	2,25	2,36	2,48
7. Ліквідаційне сальдо, грн.	-	-	-	-	-	-	-	-	-	9,8
	1977,4	1871,1	1964,7	2062,9	2166,1	2274,4	2388,1	2507,5	2632,9	2754,7

8. Капітальні вкладення за кожним роком, тис. грн.										
9. Вартісна оцінка затрат, грн.	1977,4	1871,1	1964,7	2062,9	2166,1	2274,4	2388,1	2507,5	2632,9	2754,7
10. Вартісна оцінка затрат з урахуванням коефіцієнту приведення, тис.грн.	6584,8	5450,6	5009,9	4600,3	4226,0	3880,1	3565,4	3274,8	3009,4	2754,7
11. Економічний ефект за роками, тис.грн.	161,0	374,3	393,0	412,6	433,2	454,9	477,7	501,5	526,6	562,7
12. Економічний ефект з урахуванням коефіцієнту приведення до розрахункового року, тис.грн.	536,2	1090,2	1002,1	920,1	845,3	776,1	713,1	655,0	601,9	562,7

Продовження таблиці 4.3

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
13. Економічний ефект за роками з наростаючими підсумками, тис.грн.	536,2	1626,5	2628,5	3548,7	4393,9	5170,0	5883,2	6538,2	7140,1	7702,8

Висновки до розділу 4

1. Розроблено вузол кузова напіввагона для закріплення відносно палуб. Для забезпечення міцності несучих конструкцій кузовів напіввагонів при перевезенні ЗП пропонується створення спеціалізованого парку напіввагонів, обладнаного вузлами для закріплення відносно палуб;

2. Розроблено СЕМ шворневої балки кузова напіввагону з урахуванням обладнання її вузлами для закріплення відносно палуб. Проведено оцінку НДС шворневої балки та встановлено, що максимальні еквівалентні напруження в умовах поступальних переміщеннях ЗП у вертикальному напрямку знаходяться в межах допустимих і дорівнюють 161 МПа, переміщення у вузлах складає 0,6 мм, деформація $6,5 \cdot 10^{-3}$. При кутових переміщеннях ЗП навколо поперечної вісі максимальні еквівалентні напруження складають близько 170 МПа, переміщення – 0,7 мм, деформації – $7 \cdot 10^{-3}$. В умовах кутових переміщень ЗП навколо повздовжньої вісі напруження в шворневій балці складають близько 190 МПа, переміщення у вузлах – 0,7 мм, деформації – $7,7 \cdot 10^{-3}$;

3. З метою підвищення жорсткості перетину шворневої балки напіввагона в зоні розміщення вузла для закріплення гака ланцюгової стяжки пропонується встановлення в неї підсилюючих діафрагм, завдяки чому стає можливим зменшити напруження в шворневій балці в умовах морського хвилювання: при поступальних переміщеннях ЗП у вертикальному напрямку на 10%, при кутових навколо поперечної вісі – на 12%, при кутових навколо повздовжньої вісі – на 18,4%;

4. Техніко-економічне обґрунтування впровадження спеціальних вузлів кузовів вагонів для закріплення гаків ланцюгових стяжок відносно палуб поромних суден показало, що при обладнанні 108 вагонів (загальна вагономісткість залізнично-поромних суден типу “Герои Шипки”) даними вузлами окупність заходу відбувається вже у перший рік від його впровадження. Економічний ефект при цьому складає 161 тис.грн. та здійснюється за рахунок зменшення витрат на внепланові ремонти вагонів, із розрахунку 108 піввагонів робочого парку. Економічний ефект з урахуванням коефіцієнту приведення до розрахункового року в перший рік впровадження заходу складає 536,2 тис.грн. Економічний ефект за роками з нарастаючими підсумками в останній рок розрахункового періоду складає 7702,8 тис.грн.

Основні результати розділу опубліковані в працях [22, 27, 29, 31].

РОЗДІЛ 5
 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ КУЗОВУ НАПІВВАГОНУ ПРИ
 ВЗАЄМОДІЇ З БАГАТООБЕРТОВИМИ ЗАСОБАМИ ЗАКРІПЛЕННЯ ЗАЛІЗНИЧНИХ
 ПОРОМІВ

5.1 Експериментальне дослідження міцності елементів кузовів напіввагонів при перевезенні їх залізничними поромами в умовах морського хвилювання

Метою експериментальних досліджень є перевірка міцності та показників НДС елементів кузовів напіввагонів, за які відбувається закріплення відносно палуб ЗП в умовах морського хвилювання, а також встановлення адекватності результатів теоретичних досліджень. Експериментальні дослідження виконано на палубах ЗП “Герои Шипки” під час слідування за маршрутом “Іллічівськ – Поті” з проміжним заходженням на поромний комплекс ст. “Крим”. Проведено натурні дослідження міцності елементів конструкції кузова універсального напіввагона вантажопідйомністю 69 т, який знаходився на головній палубі ЗП та на другій від фальшборта колії в ахтерштевневій (кормовій) частині. Вагон був повністю завантажений, у якості насипного вантажу використовувався кварцит ЗКВ-97 [26].

Дві ланцюгові стяжки з правого боку вагона закріплювалися за скобу для підтягування вагону під час маневрових операцій (рисунок 5.1, а)) по одній – за запірні сектори кришок люків (рисунок 5.1, б), в)), а з лівого боку дві ланцюгові стяжки закріплювалися за “буксирну” скобу, по одній – за скобу для підтягування кришки люка та за “буксирну” скобу (рисунок 5.1, г)), кути розміщення ланцюгових стяжок по відношенню до кузова вагону занесені до таблиці 5.1.

На підставі даних офіційного судового журналу було встановлено, що на момент проведення натурних випробувань у перший день слідування ЗП морем (16.08.2010 р.) були зафіксовані такі гідрометеорологічні умови: швидкість вітру складала від 3 до 5 м/с, хвилювання моря – 1 бал; 17.08.2010 р.: хвилювання моря склало 4-5 балів, курсовий кут хвилі по відношенню до корпусу ЗП 60-80°, швидкість та напрямок вітру відповідно 6-10 м/с, 60-80°. Кут крену ЗП дорівнював близько 5°.

а)

б)

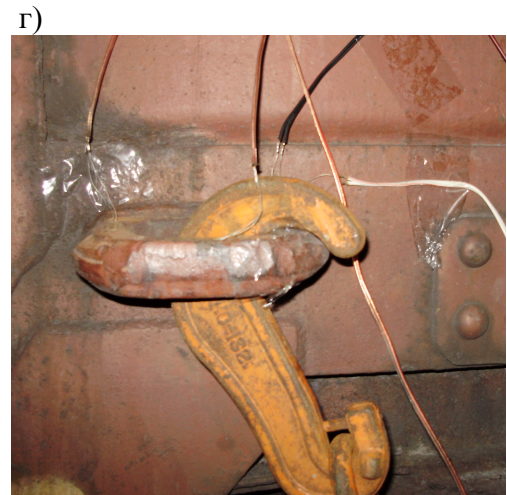
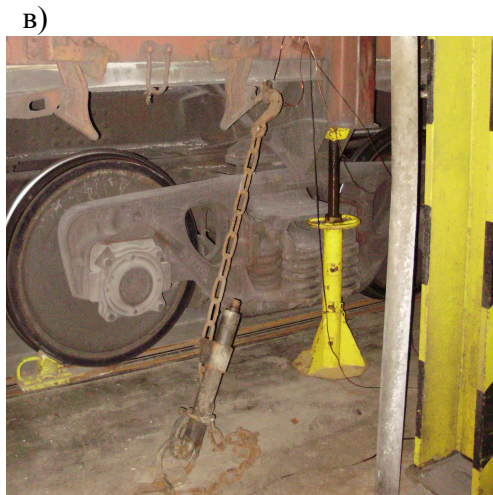
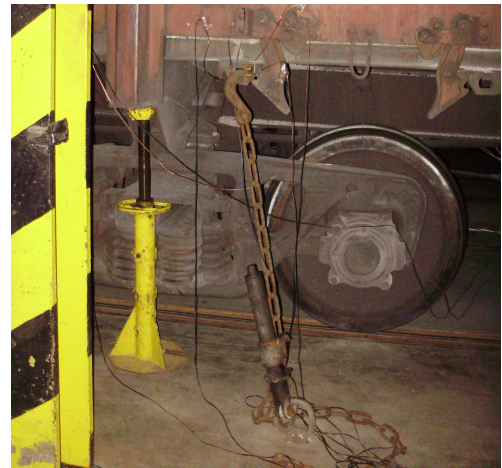
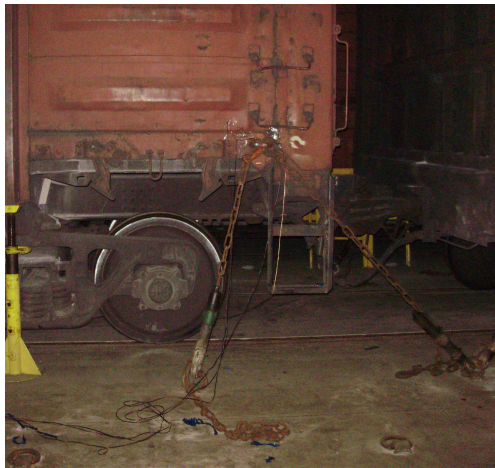


Рисунок 5.1 – Схема закріплення досліджуваного напіввагона відносно палуби ЗП
 а) закріплення двох ланцюгових стяжок за скобу для підтягування вагону під час маневрових операцій; б), в) закріплення ланцюгової стяжки за запірний сектор кришки люка; г) закріплення ланцюгової стяжки за скобу для підтягування вагону під час маневрових операцій

Найбільша величина диференту ЗП була зафіксована на підході до м. Сарич і склала близько 0,7 м на корму, що у еквіваленті до кутового переміщення відповідає величині менше 1 .

Таблиця 5.1 – Кути розміщення ланцюгових стяжок відносно площини кузова напіввагону в реальному випадку закріплення

Кути розміщення ланцюгових стяжок по відношенню до кузова вагона, град.			
1	16,2	40,6	71,3
2	16,2	18,5	49,1
3	18,5	54,2	76,4
4	18,5	35,2	64,5
5	15,9	34,8	67,7
6	15,9	19,3	50,8
7	15,9	42,5	72,7
8	18,2	54,2	76,7

З метою визначення зусиль в зонах взаємодії кузова вагона з ланцюговими стяжками були використані наступні технічні засоби:

1. Вимірювач деформацій будівельних та машинобудівельних конструкцій ВДЦ – 1 (рисунок 5.2);
2. Універсальний тестер;
3. Дротяні тензорезистори з базою 20 мм та опором 124 Ом;
4. Комплект монтажних дротів для забезпечення з'єднання вимірювача деформацій з тензорезисторами;
5. Портативний комп'ютер з метою зберігання зареєстрованих під час дослідження даних (рисунок 5.3).

Для експериментального дослідження зусиль в зонах взаємодії кузова вагона з ланцюговими стяжками був застосований метод електричного тензометрування [118, 125, 132, 139].



Рисунок 5.2 – Вимірювач деформацій будівельних та машинобудівельних конструкцій ВДЦ – 1

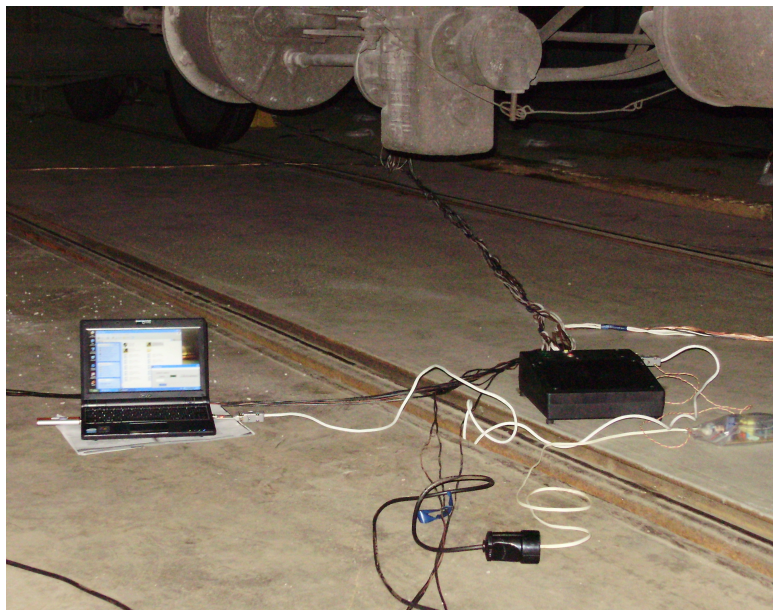


Рисунок 5.3 – Підключення портативного комп'ютера до тензометричної станції

Місця установки тензорезисторів на кузові вагону обиралися виходячи з випадків реальних схем закріплення його відносно штатного місця на палубі ЗП, у зонах взаємодії кузова з гаками ланцюгових стяжок.

Для підключення груп тензорезисторів у зонах дослідження складалися півмостові схеми [118, 125 132, 139].

Монтаж тензорезисторів на поверхню досліджуваних зон кузова виконувався за допомогою термореактивного клею на циакриновій основі. Перед цим поверхню кузова в місцях наклеювання тензорезисторів було зачищено до її матовості та обезжирено. Розміщення тензодатчиків на елементах кузова напіввагону, за які відбувається закріплення відносно палуб ЗП наведено на рисунок 5.4.

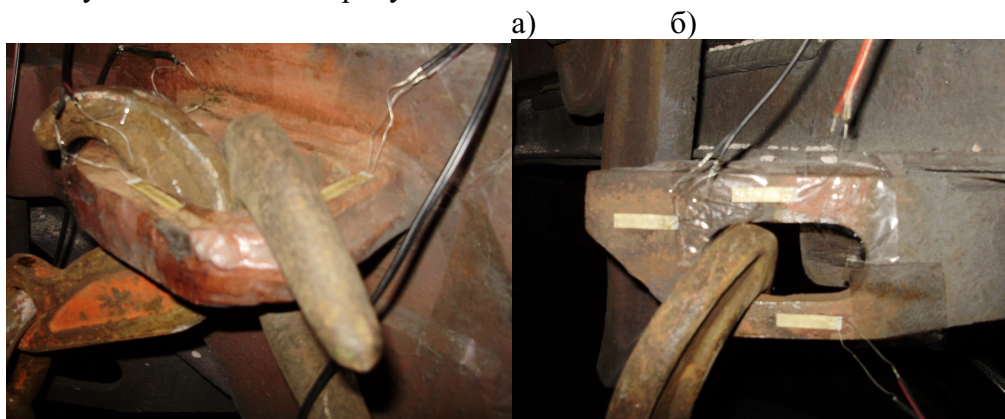


Рисунок 5.4 – Розміщення тензодатчиків на досліджуваних зонах кузова напіввагону
а) у зоні розташування скоби для підтягування вагону під час маневрових операцій; б) у зоні розташування кронштейну люкової закидки

Схему розміщення тензометричних датчиків на скобі для підтягування вагону під час маневрових операцій, наведено на рисунку 5.5. Найбільші величини відносних деформацій в елементах кузова вагону було зафіксовано групою тензорезисторів, що встановлювалися на запірні сектори кришок люків та скобу для підтягування вагону, за умови закріплення за неї двох гаків ланцюгових стяжок та склали відповідно 865 та 996 одиниць (рисунку 5.6), що у переводі встановило 178 МПа та 203,4 МПа.

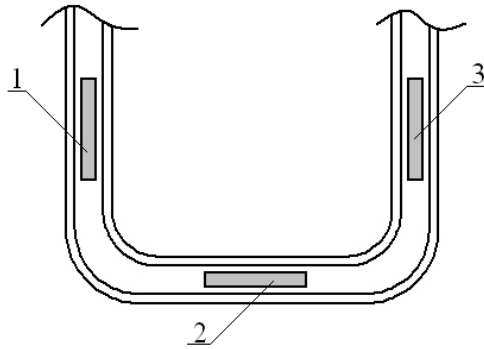


Рисунок 5.5 – Схема розміщення тензодатчиків на скобі для підтягування вагона під час маневрових операцій

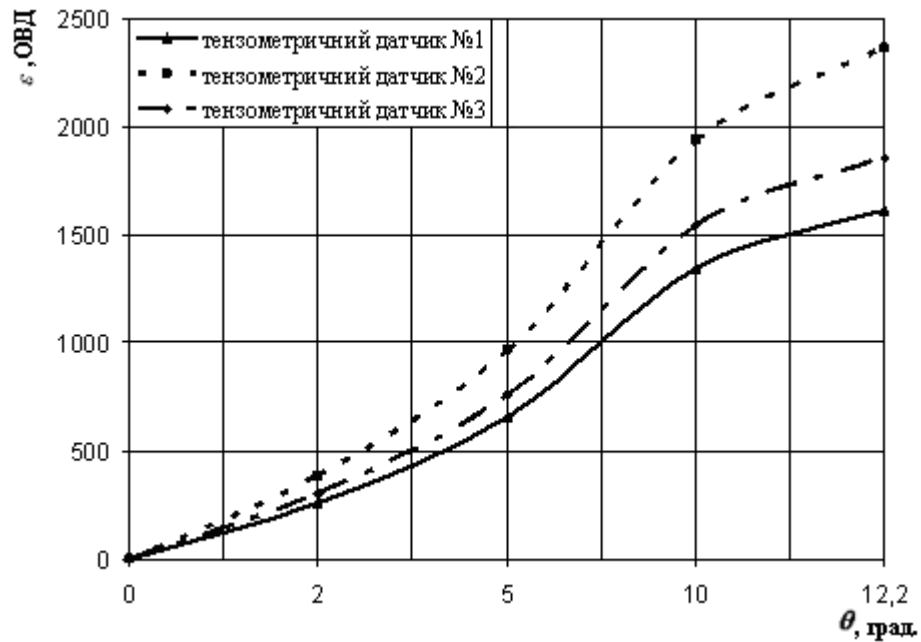


Рисунок 5.6 – Залежність відносних деформацій в зонах розміщення тензодатчиків на скобі для підтягування вагона під час маневрових операцій від кута крену ЗП

На рисунку 5.7 наведено графічну залежність відносних деформацій в зоні закріплення кузова вагона відносно палуби ЗП (“буксирна” скоба) від параметрів морської хвилі (довжина, висота, частота та ін.).

З даної залежності можна зробити висновок, що відносні деформації в зонах закріплення кузова напіввагона відносно палуби ЗП мають стахостичний характер та безпосередньо залежать від параметрів морської хвилі.

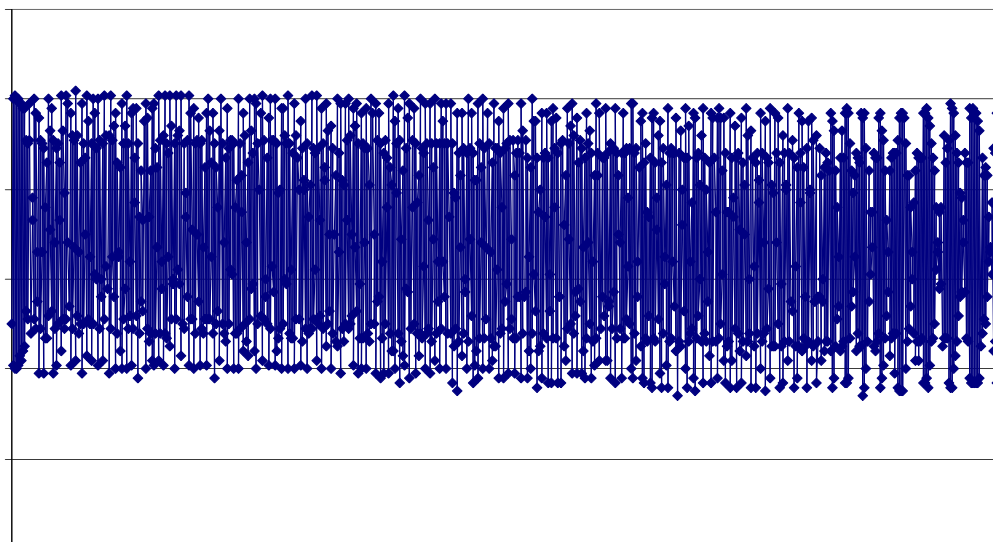


Рисунок 5.7 – Залежність відносних деформацій у зоні закріплення кузова напіввагона відносно палуби ЗП від часу

В таблиці 5.2 наведені результати аналізу експериментальних даних максимальних показань тензометричних датчиків.

Таблиця 5.2 – Результати статистичної обробки максимальних відносних деформацій тензометричних датчиків

град.	Серії вимір.	№ тензо-датчика	Середнє	Мін. знач.	Макс. знач.	Дисперсія	СКВ
5	3	1	512	464	514	1,2	1,1
	3	2	920,5	844	921	0,5	0,7
	7	3	612	585	641	0,68	0,82

Оскільки при теоретичних розрахунках кут крену ЗП склав 12,2 , а при натурних дослідженнях 5 , то з метою перевірки адекватності результатів дослідження необхідним є отримання і відповідне введення поправного коефіцієнту. Порівняльний аналіз теоретичних результатів розрахунку та експериментальних у зоні розташування скоби для підтягування вагона під час маневрових операцій представлений у таблицях 5.3– 5.5.

Таблиця 5.3 – Порівняльний аналіз теоретичних та експериментальних даних напружень у зоні розташування скоби для підтягування вагона під час маневрових операцій (тензометричний датчик №1)

Кут крену, град.	Напруження, МПа		Відносна розбіжність, %
	теорія	експеримент	
2	48,4	55,7	13,1
5	121	138,6	12,7
10	246	282,9	13
12,2	295	339,25	13
Середнє значення			12,95

Таблиця 5.4 – Порівняльний аналіз теоретичних та експериментальних даних напружень у зоні розташування скоби для підтягування вагона під час маневрових операцій (тензOMETричний датчик №2)

Кут крену, град.	Напруження, МПа		Відносна розбіжність, %
	теорія	експеримент	
2	48,4	81,4	40
5	121	203,4	41
10	246	406,8	39,5
12,2	295	496,3	40,5
Середнє значення			40,3

Таблиця 5.5 – Порівняльний аналіз теоретичних та експериментальних даних напружень у зоні розташування скоби для підтягування вагона під час маневрових операцій (тензOMETричний датчик №3)

Кут крену, град.	Напруження, МПа		Відносна розбіжність, %
	теорія	експеримент	
2	48,4	64	24,4
5	121	159,72	24
10	246	324,72	24,2
12,2	295	389,7	24,3
Середнє значення			24,2

Розбіжність між теоретичними та експериментальними даними складає близько 20%, в окремих випадках – близько 40%.

Дана розбіжність обумовлена тим, що в теоретичних розрахунках враховувалися величини прискорень, які діють відносно штатного місця вагона, що розміщується на верхній палубі ЗП та вантажем у вигляді кам'яного вугілля з відповідними фізичними властивостями.

На рисунках 5.8 – 5.10 наведено графічні залежності величин напружень у зонах закріплення кузова вагону від кута крену ЗП, що було отримано теоретичним та експериментальним шляхами.

З представлених залежностей можна зробити висновок, що найбільші величини відносних деформацій було зафіксовано тензOMETричним датчиком №2, тобто найбільше завантаження випробовує середня частина “буксирної” скоби.

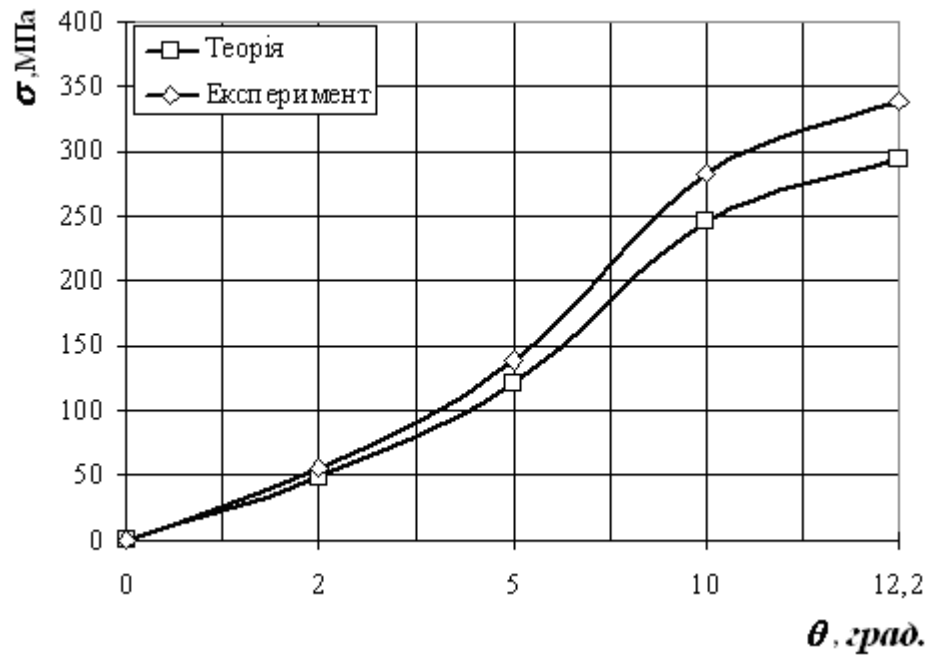


Рисунок 5.8 – Залежність напружень в зонах закріплення кузова вагону від кута крену ЗП (тензOMETричний датчик №1)

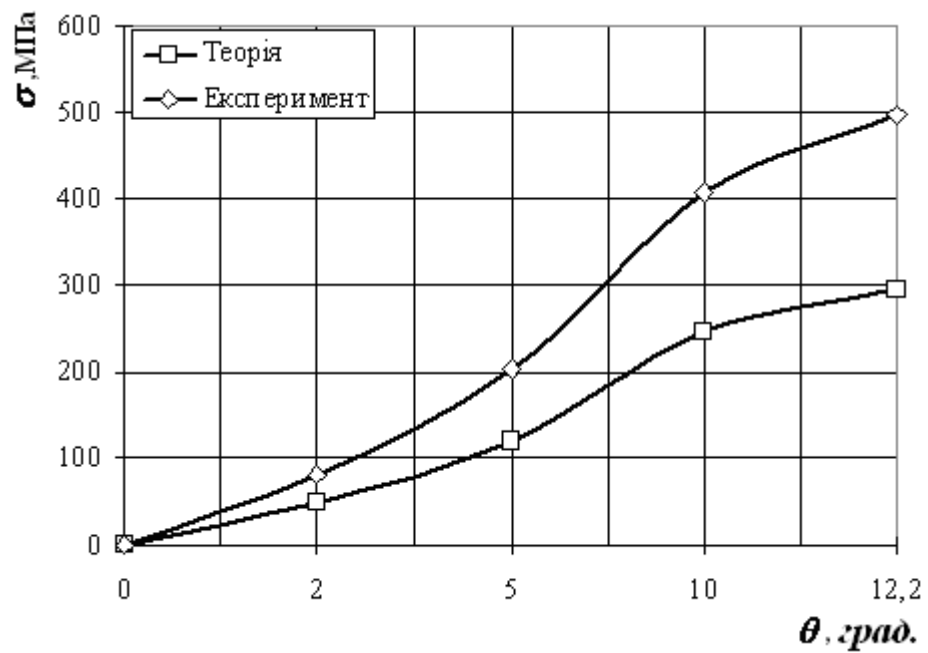


Рисунок 5.9 – Залежність напружень в зонах закріплення кузова вагону від кута крену ЗП (тензOMETричний датчик №2)

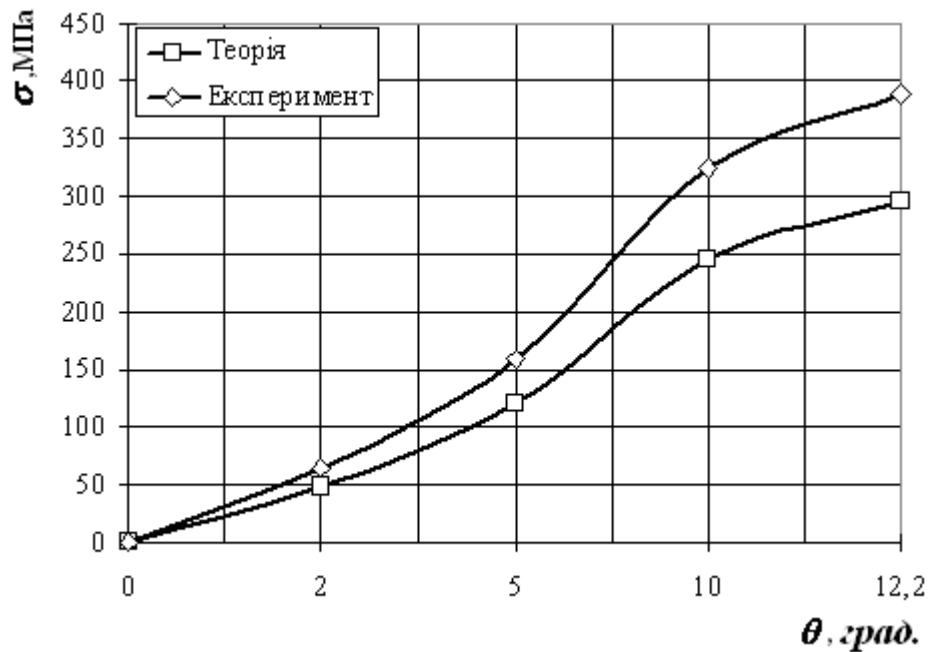


Рисунок 5.10 – Залежність напружень в зонах закріплення кузова вагону від кута крену ЗП (тензOMETричний датчик №3)

З метою перевірки адекватності розробленої моделі міцності кузова напіввагона з урахуванням схем закріплення його відносно палуби ЗП було проведено перевірку за критерієм Фішера.

Будемо вважати, що модель, яка розглядається є лінійною, тобто однофакторною та характеризує зміну напружень в елементах кузова напіввагону з урахуванням закріплення його відносно палуби в умовах хвилювання моря від кута крену ЗП. З урахуванням цього, кількість ступенів вільності при ν буде складати $n - \nu$.

Розрахунки проводилися для показань, отриманих тензOMETричним датчиком №1 при $\theta = 12,2$ град.

На підставі проведених розрахунків при дисперсії відтворюваності σ^2 , дисперсії адекватності σ_a^2 та $\sigma_{\text{експ}}^2$ було отримано фактичне значення критерію Фішера $F_{\text{факт}} = 1,2$, що менше табличного значення критерію $F_{\text{табл}} = 1,5$. Отже, з рівнем значущості $\alpha = 0,05$ гіпотеза про адекватність розробленої моделі не заперечується. Похибка апроксимації при цьому склала близько 2%.

Отримані результати експериментальних досліджень дозволили зробити висновок, що закріплення вагонів відносно штатних місць з використанням існуючої технології не припустимо. У зв'язку з цим була поставлена задача експериментальних досліджень міцності кузовів вагонів з урахуванням оснащення їх спеціальними вузлами для закріплення ланцюгових стяжок.

5.2 Експериментальне дослідження міцності елементів кузова з урахуванням оснащення напіввагона спеціальними вузлами для закріплення ланцюгових стяжок

5.2.1. Місце і умови проведення досліджень

Метою досліджень, які проводяться, є перевірка міцності та показників НДС елементів кузовів вагонів з урахуванням оснащення шворневої балки кузова напіввагона спеціальними вузлами для закріплення ланцюгових стяжок.

Дослідження НДС шворневої балки вагона при навантаженні її зусиллями від ланцюгових стяжок через вузли кузова для їх закріплення, проводилися в умовах вагонного депо “Основа” Південної залізниці, при цьому був розглянутий випадок бортової качки ЗП, як найбільшої навантаженості конструкції вагона [27].

З метою визначення зусиль в зонах шворневої балки кузова вагона з урахуванням оснащення її спеціальними вузлами для закріплення ланцюгових стяжок було використане слідує технічне оснащення та апаратура:

1. Вимірювач деформацій будівельних та машинобудівельних конструкцій ВДЦ – 1;
2. Універсальний тестер;
3. Дротяні тензорезистори з базою 50 мм та опором 400 Ом;
4. Комплект монтажних дротів для забезпечення з'єднання вимірювача деформацій з тензорезисторами;
5. Спеціально створений стенд для імітації бортової качки вагона, як випадку найбільшої навантаженості конструкції;
6. Вузли кузова для закріплення ланцюгових стяжок у вигляді сталевих виливок;
7. Чотири гідравлических домкрата вантажопідйомністю 294,3 кН;
8. Металеві стропи вантажопідйомністю 196,2 кН;
9. Динамометр з діапазоном вимірювання від 20 до 200 кН, за другим класом точності
10. Цифровий фотоапарат.

Початковим етапом дослідження було створення моделі вузла для закріплення ланцюгових стяжок. Для чого на підставі робочих креслень було спроектовано і виготовлено роз'ємну дерев'яну модель вузла з метою подальшого створення сталевих виливок. Радіальні приливи та округлення на моделі відтворювалися за допомогою в'язкої суміші (сполучення рідкого скла та крейди). Після остаточного конструювання моделі було зроблено чотири

виливки зі сталі марки 32Х06Л (межа текучості МПа, часовий опір розриву

МПа, відносне подовження) з додаванням нікелю, подальшою нормалізацією та закалюванням з метою підвищення показників міцності. Дана марка сталі є рекомендованою та використовується для виготовлення литих деталей в вагонобудуванні у відповідності з [98] з закалюванням та послідовним відпуском.

Перелік та послідовність технологічних операцій виготовлення форми з холоднотвердіючої суміші для вузла закріплення гака ланцюгової стяжки на вагоні наведено в таблиці 5.6.

Для доведення розмірів виливок до номінальних вони проходили механічну обробку.

З метою дослідження міцності кузова вагона у зонах розташування вузлів для закріплення ланцюгових стяжок було обрано напіввагон моделі 12-1505, який призначений для проведення експериментальних досліджень за дозволом Служби вагонного господарства, Південної залізниці.

Таблиці 5.6 – Перелік та послідовність технологічних операцій виготовлення форми з холоднотвердіючої суміші для вузла закріплення гака ланцюгової стяжки на вагоні

1	Модель попередньо змастити розчином срібляної фарби для забезпечення вільного вийняття з форми;
2	Встановити модель на підмодельну плиту, встановити опоку;
3	Приготувати 10 кг формувальної суміші, ввести затверджувач та перемішувати впродовж двох хвилин;
4	Заформувати нижню частину форми, злегка втрамбувати ручним набивачем;

5	Після затвердіння суміші перевернути опоку, розштовхати модель з метою попередження злипання;
6	Присипати роз'єм маршалітом;
7	Встановити верхню частину моделі, літникову систему (шлаковловлювач з двома споживачами та два прибутка). Виготовити верхню частину півформи аналогічно виготовленню нижньої. В верхній півформі виконати проколи діаметром 3 – 4 мм, з кроком 30 – 40 мм для виходу газів при заливанні;
8	Розкрити форму, вийняти прибутки, літникову систему та моделі;
9	Відчистити форму від бруду, який потрапив в неї;
10	Зібрати форму за спарюючими штирями з метою попередження перекошування;
11	Форму у зборі завантажити вантажем 20 кг;
12	Залити форму металом марки 32Х06Л, температура заливки – 1570 С;
13	Витримати вилівку до повного затвердіння;
14	Відчистити вилівку від приливків.

Закріплення вузлів на шворневих балках вагону відбувалося зварюванням внахлест подвійним швом (рисунок 5.11), який попередньо було розраховано на міцність. При цьому встановлення вузлів на шворневих балках вагону відбувалося з одного боку.

При моделюванні ланцюгових стяжок були використані металеві стропа вантажопідйомністю 196,2 кН, при цьому один кінець стропа закріплювався на вузлі, а інший за скобу, приварену до металевого листа, товщиною 50 мм (рисунок 5.12).

Ресорне підвішування вагона розвантажувалося за допомогою стаціонарних домкратів вантажопідйомністю 294,3 кН, при цьому відбувалося натягнення ланцюгових стяжок з одного боку вагона та навантаження шворневої балки. Таким чином моделювалася дія механічних домкратів вантажопідйомністю 196,2 кН на кінцеві опорні частини шворневих балок. Для визначення зусиль, що діятимуть на шворневу балку використовувався динамометр вантажопідйомністю 196,2 кН.

З метою визначення відносних деформацій у шворневій балці використовувався класичний метод електричного тензометрування.



ПО ДВІЙНИЙ ШОВ

Рисунок 5.11 – Розміщення вузла для закріплення гака ланцюгової стяжки на шворневій балці напіввагону

Місця наклеювання тензометричних датчиків були визначені на підставі теоретичних досліджень (у зонах передачі найбільших навантажень і отриманих полів НДС). При цьому, оскільки навантаження на вузли для закріплення гаків ланцюгових стяжок в умовах крену ЗП передається симетрично, то встановлення тензодатчиків відбувалося на вертикальний лист однієї шворневої балки (рисунок 5.13).



Рисунок 5.12 – Навантаження вузла для закріплення гака ланцюгової стяжки



Рисунок 5.13 – Розміщення тензометричних датчиків на вертикальному листі шворневої балки вагону

Підключення тензометричних датчиків відбувалося за півмостовою схемою Уїтстона. Компенсаційний тензодатчик монтувався на пластину з однорідного матеріалу конструкції кузову вагону (09Г2Д), що не деформується (рисунок 5.14).

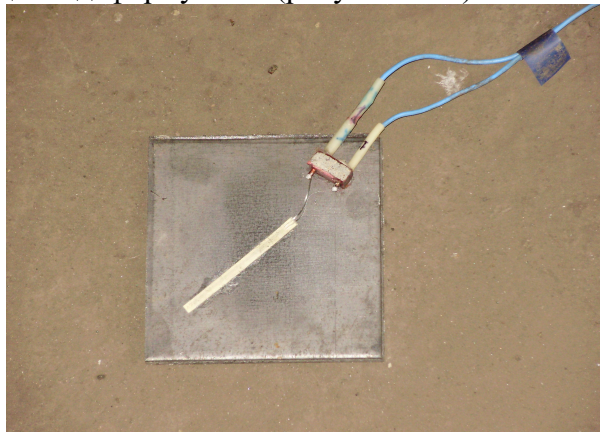
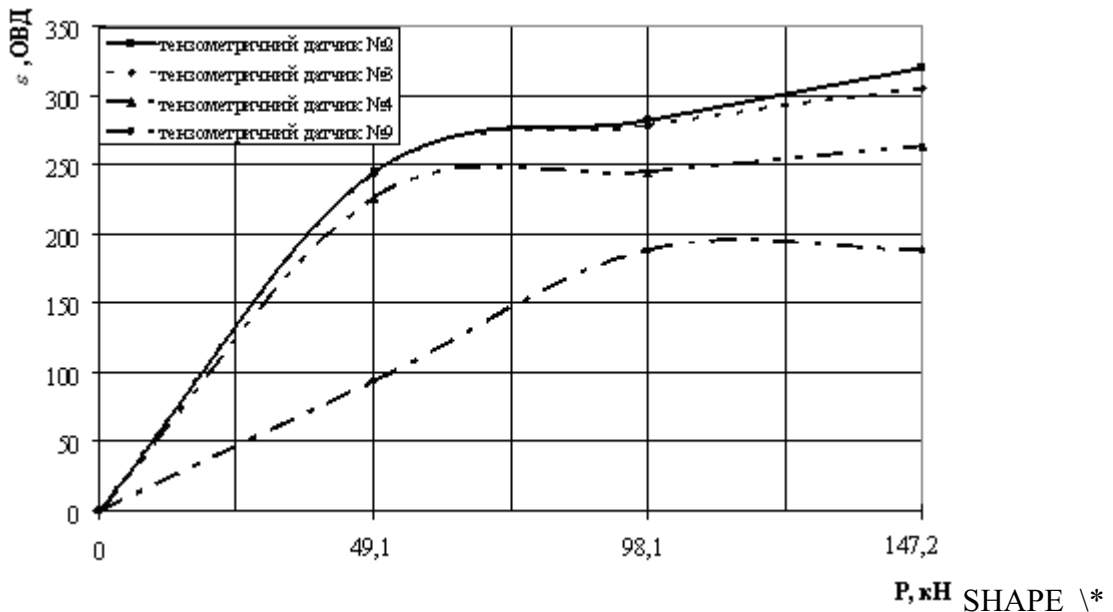


Рисунок 5.14 – Компенсаційна пластина із тензометричним датчиком
Для забезпечення з'єднання датчиків у електричну схему було використано дроти перетином 0,5 мм .

При навантаженні шворневої балки досліджувалися деформації, які відповідають прикладеним зусиллям: 49,1 кН – зусилля натягнення ланцюгових стяжок; 98,1 кН – зусилля, яке передається на кузов вагону посередництвом ланцюгових стяжок в умовах “малих” кутів крену (до 10°); 147,2 кН – зусилля, яке діє на кузов вагону через ланцюгову стяжку в умовах “великих” кутів крену (більше 10°).

Найбільші відносні деформації, які були зафіксовані тензометричними датчиками №2, 3, 4 та 9 (рисунок 5.13) відповідно склали 338,76; 301,12; 308,65; та 188,2 ОВД (рисунок 5.15).

На підставі отриманих ОВД були розраховані напруження у відповідних зонах шворневої балки (таблиці 5.7 – 5.10 (для тензометричних датчиків №1, №5-№8 результати розрахованих напружень наведені в Додатку В)), це дозволило зробити висновок, що при навантаженні її зусиллями від ланцюгових стяжок через спеціальні вузли для закріплення забезпечується запас міцності конструкції більше 2.



MERGEFORMAT

Рисунок 5.15 – Залежність відносних деформацій в зонах шворневої балки вагона від навантаження, яке передається на неї через спеціальні вузли кузова для закріплення ланцюгових стяжок

З метою підвищення міцності шворневої балки в зоні монтажу тензOMETричних датчиків №3 та №4 пропонується встановлення в неї підсилюючих діафрагм. Теоретичні розрахунки на міцність шворневої балки з урахуванням даної модернізації наведені в попередньому розділі роботи.

Важливо відмітити, що при проведенні експериментальних досліджень з використанням методу електричного тензOMETрування може мати місце похибка вимірювань, обумовлена параметрами метрологічних характеристик тензорезисторів, апаратури, лінії зв'язку, умовами проведення експерименту, застосованої схеми вимірів [84].

Таблиця 5.7 – Напруження в зоні розміщення вузла для закріплення гака ланцюгової стяжки (тензодатчик №2)

№ опиту	Напруження, МПа		
	Розрахункове навантаження, кН		
	49,1	98,1	147,2
1	2	3	4
1	39,7	51,8	71,6
2	39,8	52	73

Продовження таблиці 5.7

1	2	3	4
3	40	51,1	71,1
4	40,4	51	70,9
5	39,4	51,4	71,4
6	38,8	51	71,2
7	39,1	52,1	72,1
8	39,5	51,2	71,3
9	39,4	52,2	71,8

10	41	52,3	70,7
, МПа	39,7	51,6	71,5

Таблиця 5.8 – Напруження в зоні розміщення вузла для закріплення гака ланцюгової стяжки (тензодатчик №3)

№ опиту	Напруження, МПа		
	Розрахункове навантаження, кН		
	49,1	98,1	147,2
1	34,6	46	51,6
2	34,7	46,3	51,3
3	35,1	45,7	51,1
4	34,45	46,2	51,5
5	34,4	45,8	50,3
6	34,5	46,6	52
7	37	46,1	51,4
8	34,8	45,4	50,2
9	34,9	45,3	50
10	36,9	46,8	52,1
, МПа	35,1	46	51

Таблиця 5.9 – Напруження в зоні розміщення вузла для закріплення гака ланцюгової стяжки (тензодатчик №4)

№ опиту	Напруження, МПа		
	Розрахункове навантаження, кН		
	49,1	98,1	147,2
1	35,7	47	55,1
2	35,1	47,3	55,3
3	35,4	47,7	56
4	36,4	47,9	55,5
5	35,2	47,8	55,8
6	35,5	47,2	55,6
7	36,2	47,65	55,4
8	35,9	47,4	56,1
9	35,3	48	55,2
10	36,1	48,7	55,7
, МПа	35,7	47,65	55,6

Таблиця 5.10 – Напруження в зоні розміщення вузла для закріплення гака ланцюгової стяжки (тензодатчик №9)

№ опиту	Напруження, МПа		
	Розрахункове навантаження, кН		
	49,1	98,1	147,2
1	2	3	4
1	7	19,7	39
2	7,1	18,9	38,6
3	7,6	19,7	38,5
4	7,2	19,7	38

5	6,9	18,8	38,3
---	-----	------	------

Продовження таблиці 5.10

1	2	3	4
6	7	19,2	38,2
7	6,4	19,5	38,3
8	7,1	19	38,1
9	7,2	18,8	38,4
10	6,5	19,7	38,6
, МПа	7	19,3	38,4

Похибка вимірювань визначалася за наступною формулою

$$, \quad (5.1)$$

де – систематична похибка вимірювань;

– випадкова похибка вимірювань.

Систематична похибка вимірювань в даному випадку обумовлена допусками на непаралельність та товщину балки рівного опору згину та у відповідності з [84] для стандартної балки рівного опору складає 4%.

Випадкова похибка вимірювань визначається за формулою

$$, \quad (5.2)$$

де – абсолютна похибка вимірювань;

– похибка, отримана при експериментальних дослідженнях.

З метою визначення випадкової похибки застосовувалася формула, згідно [84]

$$\Delta \varepsilon_s = \pm \left\{ \left| 0,01 \cdot \tilde{\Pi}_t \cdot \varepsilon \right| + 2 \sqrt{\varepsilon^2 \left[\left(\frac{S_k}{K} \right)^2 + \left(\frac{S_\Phi}{\Phi} \right)^2 + (0,01 \cdot S_M)^2 \right] + \left(\frac{1}{K \cdot \Phi} \right)^2 \times 2 \left[2 \left[\frac{S_t(t-t_n)}{t-t_0} \right]^2 + 2S_M^2 + \sigma_t^2 + \frac{1}{2} \left(\frac{\xi}{R} \right)^2 \times \left[S_r^2 \left(\frac{\bar{r}}{R} \right)^2 \times \left(\frac{\delta_{2n} \bar{R} \cdot 10^{-2}}{2\sqrt{3}} \right)^2 \right] + \left[\beta(t-t_n) \frac{1}{R} \times S_{(r_{n01}-r_{n02})} \right]^2 + \left[2 \frac{\bar{r}_{w0}}{r} \beta(t-t_n) \right]^2 \times \frac{1}{4} \left(\frac{1}{R} \right)^2 \times \left[S_{(r1-r2)}^2 + \left(\frac{\bar{r}}{R} \right)^2 \left(\frac{\delta_{2n} \bar{R} \cdot 10^{-2}}{2\sqrt{3}} \right)^2 \right]} \right\}, \quad (5.3)$$

де – СКВ чутливості;

3 – відповідно, математичне очікування та середнє значення чутливості для партії тензорезисторів;

– середня квадратична похибка функції впливу температури на чутливість;

.3 – відповідно, математичне очікування та середнє значення функції впливу температури на чутливість;

– СКВ повзучості при температурі t у момент часу T ;

– СКВ температурних характеристик опору;

.3 – розрахункове значення температури, $^{\circ}\text{C}$;

.3 – температура в початковий момент вимірювань, $^{\circ}\text{C}$;

.3 – нормальне значення температури, $^{\circ}\text{C}$;

– СКВ дрейфу вихідного сигналу;

– СКВ похибки тензометричної апаратури, млн ;

– температурна характеристика опору тензорезистора, млн ;

– середнє значення опору тензорезисторів, Ом;

.3 – СКВ опору лінії зв'язку, Ом;

– середнє значення опору лінії зв'язку, Ом;

– відношення різниці граничних значень опорів тензорезисторів у партії до номінального, %;

– температурний коефіцієнт опору матеріалу лінії зв'язку, ($^{\circ}\text{C}$) ;

– СКВ опору ділянки лінії зв'язку, яка проходить зону нагріву, Ом;

– середнє значення опору ланки лінії зв'язку, яка проходить зону нагріву при нормальних умовах, Ом;

– опір лінії зв'язку при нормальних умовах, Ом;

.3 – СКВ різниці опорів ліній зв'язку робочих та компенсаційних тензорезисторів, Ом;

– відношення різниці граничних значень опорів тензорезисторів у групі до номінального опору, %.

Значення вихідних параметрів для розрахунку випадкової похибки вимірювань наведені у таблиці 5.11.

Таблиця 5.11 – Вихідні параметри для розрахунку випадкової похибки вимірювань

Показник		3		.3			.3	.3	
Значення	0,05	2,2	0,03	3	1,5%	10	35 $^{\circ}\text{C}$	30 $^{\circ}\text{C}$	20
Показник									
Значення	800	400	0,005	1	0.2%		0,0006	0,3	0,008

На підставі проведених розрахунків була отримана величина випадкової похибки

ОВД.

Тоді,

Звідки, загальна величина похибки складає

5.2.2 Визначення статистичних характеристик експериментальних даних

З метою визначення адекватності експериментальних даних гіпотезі, про те що випадкова величина розподілена за нормальним законом, який є найбільш застосованим в технічних розрахунках, використовувався критерій згоди Пірсона. Для цього на підставі проведених дослідів був складений статистичний ряд розподілення випадкової величини.

На підставі проведених розрахунків з вірогідністю 0,95 можна стверджувати, що випадкова величина розподілена за нормальним законом.

З метою визначення статистичних характеристик однофакторного експерименту [45, 94, 140], тобто визначення напружень в конструкції шворневої балки при навантаженні її зусиллям через спеціальний вузол кузова для закріплення гака ланцюгової стяжки були використані формули теорії імовірності та математичної статистики [13, 16, 65, 113].

Чисельність вибірки визначалася за формулою [66]

$$n = \frac{t^2 \cdot \sigma^2}{\delta^2} \quad (5.4)$$

де t – значення критерію Стюдента при заданій імовірності та величині мір вільності.
(5.5)

де δ – абсолютна погрішність результату вимірювань.

На підставі розрахункових даних з метою визначення необхідної кількості дослідів, можна стверджувати, що необхідність в проведенні додаткової серії вимірювань відсутня, адже необхідна величина дослідів в два рази менше фактичної.

В таблицях 5.12 – 5.15 наведені результати обробки експериментальних даних тензометричних датчиків.

Таблиця 5.12 – Результати статистичної обробки експериментальних даних (тензодатчик №2)

Р,кН	Серії вимір.	Середнє	Мін. знач.	Макс. знач.	Дисперсія	СКВ
49,1	10	39,7	38,8	41	0,04	0,2
98,1	10	51,6	51	52,3	0,03	0,17
147,2	10	71,5	70,7	71,8	0,04	0,21

Таблиця 5.13 – Результати статистичної обробки експериментальних даних (тензодатчик №3)

Р,кН	Серії вимір.	Середнє	Мін. знач.	Макс. знач.	Дисперсія	СКВ
49,1	10	35,1	34,4	37	0,1	0,31
98,1	10	46	45,3	46,8	0,02	0,15
147,2	10	51	50	52,1	0,06	0,24

Таблиця 5.14 – Результати статистичної обробки експериментальних даних (тензодатчик №4)

Р,кН	Серії вимір.	Середнє	Мін. знач.	Макс. знач.	Дисперсія	СКВ
49,1	10	35,7	35,1	36,2	0,02	0,14
98,1	10	47,65	47	48,7	0,02	0,15
147,2	10	55,6	55,1	56,1	0,01	0,11

Таблиця 5.15 – Результати статистичної обробки експериментальних даних (тензодатчик №9)

Р,кН	Серії вимір.	Середнє	Мін. знач.	Макс. знач.	Дисперсія	СКВ
49,1	10	7	6,4	7,6	0,01	0,11
98,1	10	19,3	18,8	19,7	0,02	0,13
147,2	10	38,4	38	39	0,01	0,09

5.2.3 Порівняльний аналіз теоретичних та експериментальних даних досліджень міцності елементів кузовів з урахуванням оснащення вагона спеціальними вузлами для закріплення ланцюгових стяжок

З метою перевірки адекватності теоретичних даних, отриманих при розрахунку міцності елементів кузовів з урахуванням оснащення вагона спеціальними вузлами для закріплення ланцюгових стяжок та експериментальних проведемо порівняльний аналіз (таблиці 5.16 – 5.19).

Інтерполяція даних, отриманих теоретичним та експериментальним шляхами виконувалася за допомогою одного з найбільш поширених методів регресійного аналізу – найменших квадратів (рисунки 5.16 – 5.19).

Розбіжність при цьому склала близько 10%, за винятком окремих результатів – 36,5%, що свідчить про достатню збіжність між теоретичними та експериментальними результатами досліджень.

Перевірка адекватності моделі міцності шворневої балки кузова напіввагона з урахуванням засобів адаптації до перевезення ЗП проводилася за критерієм Фішера. Розрахунки проводилися для тензодатчного датчику №3. На підставі проведених

розрахунків при , , та було отримано значення

, що менше . Отже, з рівнем значущості гіпотеза про адекватність розробленої моделі не заперечується. Похибка апроксимації при цьому склала близько 14%.

Таблиця 5.16 – Порівняльний аналіз теоретичних та експериментальних даних напружень в шворневій балці вагону (тензодатчик №2)

Навантаження, кН	Напруження, МПа		Відносна розбіжність, %
	теорія	експеримент	
49,1	38,7	39,7	2,5
98,1	50,3	51,6	2,5
147,2	61,9	71,5	13,4
Середнє значення			6,1

Таблиця 5.17 – Порівняльний аналіз теоретичних та експериментальних даних напружень в шворневій балці вагону (тензодатчик №3)

Навантаження, кН	Напруження, МПа		Відносна розбіжність, %
	теорія	експеримент	
49,1	34,2	35,1	2,6
98,1	46,8	46	1,7
147,2	48,3	51	5,3
Середнє значення			3,5

Таблиця 5.18 – Порівняльний аналіз теоретичних та експериментальних даних напружень в шворневій балці вагону (тензодатчик №4)

Навантаження, кН	Напруження, МПа		Відносна розбіжність, %
	теорія	експеримент	
49,1	34,8	35,7	2,5
98,1	46,4	47,65	2,6
147,2	46,4	55,6	16,5
Середнє значення			7,2

Таблиця 5.19 – Порівняльний аналіз теоретичних та експериментальних даних напружень в шворневій балці вагону (тензодатчик №9)

Навантаження, кН	Напруження, МПа		Відносна розбіжність, %
	теорія	експеримент	
49,1	14,2	7	50,7
98,1	30,4	19,3	36,5
147,2	43	38,4	10,7
Середнє значення			32,63

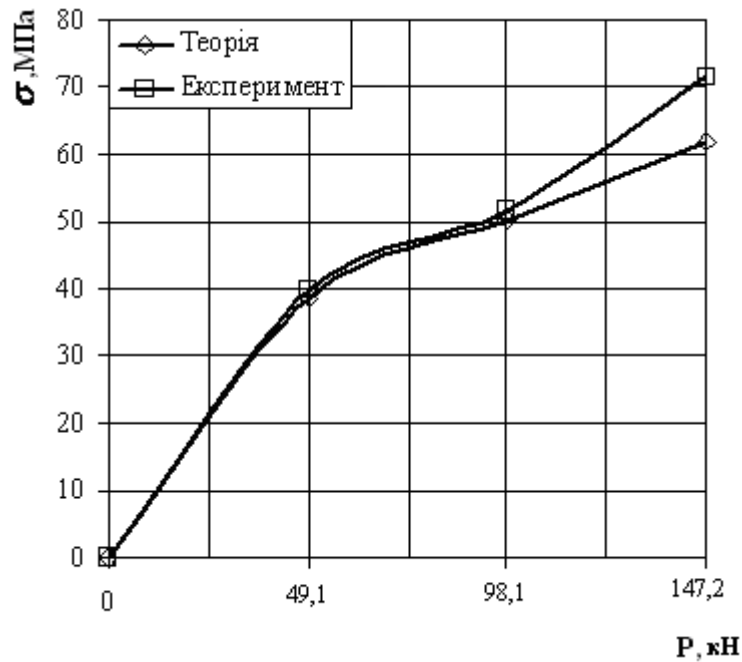


Рисунок 5.16 – Залежність напружень в вертикальному листі шворневої балки від зовнішнього навантаження, яке передається на неї посередництвом вузла для закріплення гака ланцюгової стяжки (тензодатчик №2)

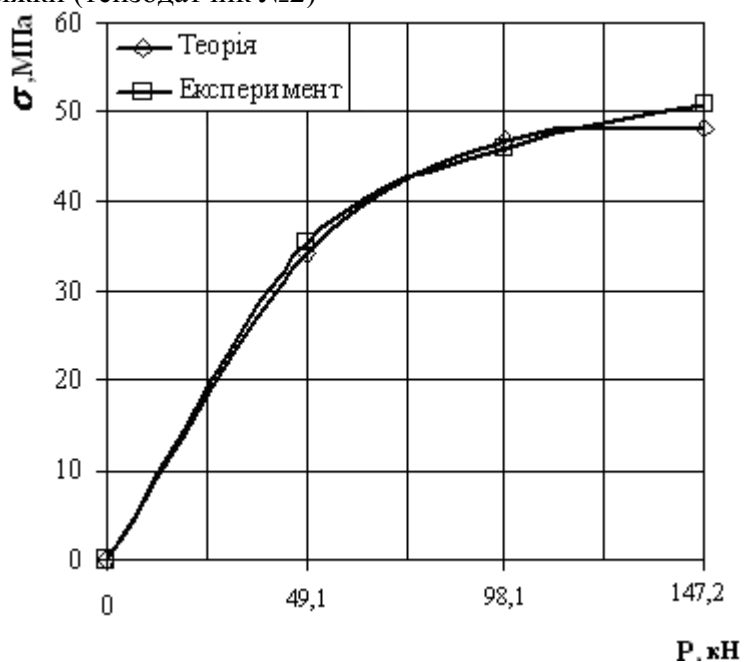


Рисунок 5.17 – Залежність напружень в вертикальному листі шворневої балки від зовнішнього навантаження, яке передається на неї посередництвом вузла для закріплення гака ланцюгової стяжки (тензодатчик №3)

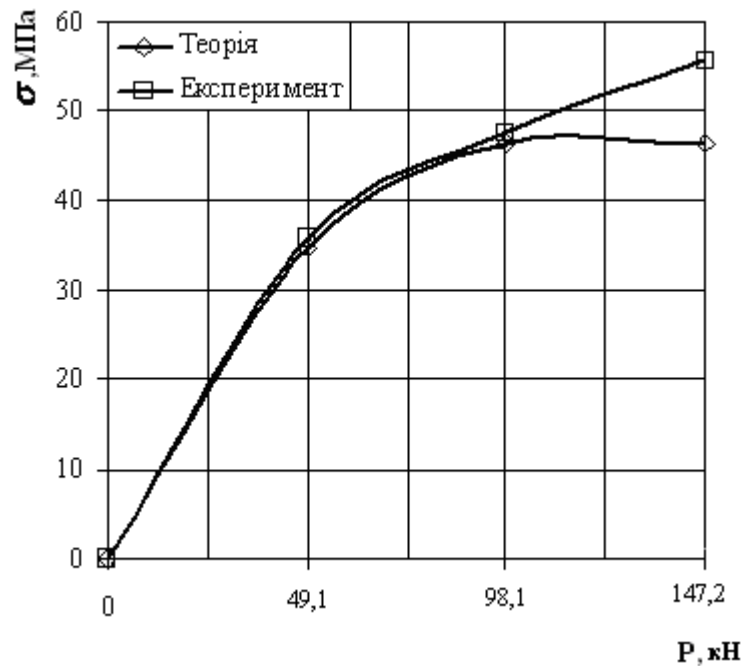


Рисунок 5.18 – Залежність напружень в вертикальному листі шворневої балки від зовнішнього навантаження, яке передається на неї посередництвом вузла для закріплення гака ланцюгової стяжки (тензодатчик №4)

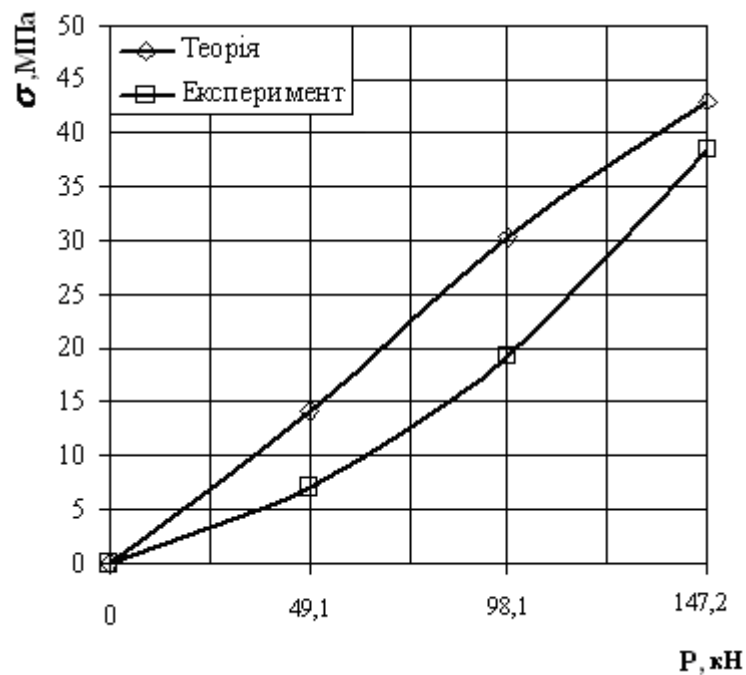


Рисунок 5.19 – Залежність напружень в вертикальному листі шворневої балки від зовнішнього навантаження, яке передається на неї посередництвом вузла для закріплення гака ланцюгової стяжки (тензодатчик №9)

Висновки до розділу 5

1. Експериментально досліджено НДС кузова напіввагона при перевезенні ЗП в умовах хвилювання моря. Встановлено, що при закріпленні вагонів відносно палуб ЗП з використанням існуючих технологій і технічних засобів, напруження в вузлах закріплення кузовів в умовах підвищених кутів крену ЗП перевищують допустимі для марок сталей металокопункції кузовів 09Г2Д і 09Г2С та складають близько 500 МПа, деформації – приблизно 2500 ОВД;

2. Розбіжність між результатами розрахунку НДС елементів кузова напіввагону, отриманими теоретичним та експериментальним шляхами складає близько 20%;

3. Досліджено НДС кузова напіввагону за умови оснащення спеціальними вузлами для закріплення при взаємодії з багатообертовими засобами ЗП шляхом проведення стендових експериментальних випробувань. Визначено напруження в елементах несучої конструкції кузова напіввагону, які складають близько 70 МПа, що не перевищують допустимі, деформації при цьому дорівнюють приблизно 310 ОВД;

4. Розбіжність між теоретичними та експериментальними даними розрахунку НДС елементів кузова напіввагону за умови оснащення спеціальними вузлами для закріплення ланцюгових стяжок складає близько 10%;

5. Досліджено адекватність розроблених моделей міцності кузова напіввагону при закріпленні відносно палуб ЗП та шворневої балки з урахуванням встановлення на неї вузлів для закріплення ланцюгових стяжок та встановлено, що гіпотеза про адекватність запропонованих моделей не заперечується.

Основні результати розділу опубліковані в працях [24, 30-32].

Висновки

У дисертації наведено теоретичне узагальнення і нове вирішення наукової проблеми, що виявляються в удосконаленні несучих конструкцій кузовів напіввагонів для підвищення надійності їх кріплення на ЗП. Науково обґрунтовано та запропоновано оснащення несучих конструкцій кузовів напіввагонів, які експлуатуються на ЗП, спеціальними вузлами для надійного закріплення відносно палуб, що дозволить забезпечити їх міцність при взаємодії з багатообертовими засобами закріплення в умовах морського хвилювання.

На підставі результатів теоретичних і експериментальних досліджень зроблено наступні висновки:

1. Досліджено дані щодо пошкоджень вагонів при експлуатації їх в умовах залізнично-водного сполучення та проведено аналіз найбільш пошкоджуваних деталей і зон

кузовів напіввагонів при перевезеннях на ЗП. Встановлено, що основний відсоток пошкоджень пов'язаний з відсутністю в самій конструкції кузовів вагонів місць закріплення ланцюгових стяжок, які використовуються в практиці перевезень вагонів морем для забезпечення їх стійкості в умовах хвилювання. Кожного року близько 10% вагонів від загального вагонообігу в МЗВС потребують ремонту з відчепленням. За останні роки кількість пошкоджених напіввагонів у МЗВС склала 50 – 56% від загальної кількості пошкоджених вагонів або 7% від загальної кількості напіввагонів, які оберталися через переправу.

2. Проведено аналіз існуючих технологічних схем закріплень вагонів відносно палуб. На підставі чого, отримано коефіцієнти нерівномірності розміщення ланцюгових стяжок відносно основних конструкційних площин кузовів. Ці коефіцієнти дозволяють отримати уточнене значення зусиль, що діють на кузов вагона через ланцюгові стяжки, які на практиці мають нерівномірність розміщення за висотою кузова вагона та від палубного рима до вертикальної площини кузова. Коефіцієнт нерівномірності розміщення ланцюгових стяжок за висотою кузова напіввагона склав \dots та від палубного рима до вертикальної площини кузова напіввагона \dots .

3. Складено математичну модель щодо визначення характеру та особливостей переміщень системи “вагон-поромне судно-море” з урахуванням збурень, що викликані хвилюванням акваторії моря. Визначено максимальні прискорення, які діють на кузова напіввагонів відносно місць розміщень на палубах ЗП: при переміщенні кузова в вертикальному напрямку – 8,2 м/с², при кутовому відносно поперечної вісі – 0,6 м/с², при кутовому навколо повздовжньої вісі – 2,4 м/с².

4. Розроблено СЕМ кузова напіввагону, яка дозволяє враховувати зусилля, що діють на несучу конструкцію при взаємодії з багатообертливими засобами закріплення, та опрацьовано розрахункові схеми для дослідження НДС кузова напіввагона, що враховують зусилля, які діють на нього при перевезенні на ЗП в умовах морського хвилювання.

5. Досліджено міцність елементів конструкції кузова напіввагона з урахуванням особливостей силової взаємодії з багатообертливими засобами закріплення відносно палуб ЗП. Проведені дослідження дозволили зробити висновок, що при використанні існуючої технології закріплення мають місце підвищені напруження в зонах взаємодії кузовів з ланцюговими стяжками. В умовах переміщень ЗП в вертикальному напрямку при несиметричному закріпленні ланцюгових стяжок максимальні еквівалентні напруження в конструкції кузова склали більше ніж 1000 МПа, що перевищують напруження плинності

майже на 300%, деформації – $1,3 \cdot 10^{-3}$, при кутових переміщеннях навколо повздовжньої вісі, відповідно, 295 МПа, що менше \dots на 10%, та $8,5 \cdot 10^{-3}$.

6. Спроектовано та розроблено вузол кузова напіввагона для закріплення відносно палуб. Пропонується створення спеціалізованого парку напіввагонів, обладнаного вузлами для закріплення відносно палуб та призначеного для експлуатації в МЗВС.

7. Розроблено СЕМ шворневої балки кузова напіввагону з урахуванням обладнання вузлами для закріплення відносно палуб та досліджено її міцність в умовах морського хвилювання. Проведені розрахунки дозволили зробити висновок, що при оснащенні напіввагонів вузлами для закріплення ланцюгових стяжок відносно палуб ЗП напруження в зонах закріплення не перевищують допустимі для марок сталей конструкції кузовів. Максимальні еквівалентні напруження в умовах кутових переміщень ЗП навколо повздовжньої вісі знаходяться в межах 155 МПа, що менше \dots на 50%, деформації складають \dots .

8. Проведено натурні та стендові експериментальні дослідження з метою підтвердження адекватності результатів моделювання міцності конструкційних елементів

кузову напіввагону при перевезенні ЗП. Визначено напруження в елементах кузова напіввагону, за які відбувається закріплення та встановлено, що в умовах підвищених кутів крену ЗП (більш ніж 10°) їх максимальні значення складають близько 500 МПа, деформації – приблизно 2500 одиниць відносної деформації (ОВД), переміщення – близько 18 мм. Досліджено міцність елементів кузова напіввагону з урахуванням оснащення його вузлами для закріплення ланцюгових стяжок. Максимальні напруження, які виникають в елементах кузова напіввагона склали близько 70 МПа, деформації – приблизно 340 ОВД, переміщення – близько 1 мм.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Аксенов Ю.Н. Опыт и практические результаты использования программных продуктов MSC для оценки работоспособности объектов ж.д. транспорта [Электронный ресурс] / Ю.Н. Аксенов, А.Ю. Богачев, С.Ю. Петров. – Режим доступа: <http://www.mscsoftware.ru> (19.10.2001).
2. Алямовский А.А. SolidWorks/COSMOSWorks 2006 – 2007. Инженерный анализ методом конечных элементов / Алямовский А.А. – М.: ДМК, 2007. – 784 с.
3. Анфиногентов В.В. Проектное обеспечение безопасности перевозки крупногабаритных тяжеловесных грузов морем / В.В. Анфиногентов // Сб. науч. трудов. Одесса: ОНМА. – 2008. – Вып. 15. – С. 3 – 10.
4. Афанасьев А.Е. Совершенствование конструкции шкворневого узла универсального полувагона / А.Е. Афанасьев // Сб. науч. трудов. Санкт-Петербург: ОМ-Пресс, 2011. – Вып. 9. – С. 101 – 110.
5. Афанасьев А.Е. Совершенствование методики оценки технического состояния и расчетного обоснования продления срока службы полувагонов / А. Е. Афанасьев // Транспорт Урала, 2008. – №1(16). – С. 49 – 52.
6. Балака Є.І. Оцінка економічної доцільності інвестицій в інноваційні проекти на транспорті: Навчальний посібник / Є.І. Балака, О.І. Зоріна, Н.М. Колесникова, І.М. Писаревський. – Харків: УкрДАЗТ, 2005. – 210 с.
7. Банди Б. Методы оптимизации. Вводный курс: Пер. с англ. / Банди Б. – М.: Радио и связь, 1988. – 128 с.
8. Бейн Д.Г. Оптимизация кузовов грузовых вагонов открытого типа с несущим полом: автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук: спец. 05.22.07 “Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация” / Д.Г. Бейн. – Брянск, 2011. – 20 с.

9. Бекенский Б.В. Практический расчет мореходных качеств судна / Бекенский Б.В. – М., Транспорт, 1974. – 264 с.
10. Бекенский Б.В. Практический расчет мореходных качеств судна / Бекенский Б.В. – М., “Транспорт”, 1955. – 264 с.
11. Благовещенский С.Н. Справочник по статике и динамике корабля. В двух томах. Изд. 2 – е. перераб. и доп. Том 2. Динамика (качка) корабля / С.Н. Благовещенский, А.Н. Холодилин. – Л., “Судостроение”, 1975. – 176 с.
12. Вагоны: Учеб. для ВУЗов ж.-д. трансп. / Под ред. Л.А. Шадура – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1980. – 139 с.
13. Ван дер Варден Б.А. Математическая статистика / Ван дер Варден Б.А. – М.: Иностранная литература, 1960. – 450 с.
14. Варвака П.М. Метод конечных элементов / П.М. Варвака. – К.: Высш. шк., 1981. – 176 с.
15. Васильев В. Железнодорожные паромы для линии Ильичевск – Варна / В. Васильев // Морской флот. – 1976. – №12. – С. 16.
16. Вентцель Е.С. Теория вероятностей и ее инженерные приложения / Учеб. пособие для втузов. – 2-е изд., стер. / Е.С. Вентцель, Л.А. Овчаров. – М.: Высш. шк., 2000. – 480 с.
17. Ветер и волны в океанах и морях: справочные данные [под. ред. И.Н. Давидана] – Л.: Транспорт, 1974. – 360 с.
18. Вершинский С.В. Динамика вагона: Учебник для вузов ж.-д. трансп.; Под ред. С.В. Вершинского. – 3-е изд., перераб. и доп. / С.В. Вершинский, В.Н. Данилов, В.Д. Хусидов. – М.: Транспорт, 1991. – 360 с.
19. Вершинский С.В. Расчет вагонов на прочность / Вершинский С.В. и др. – М.: Машиностроение, 1971. – 432 с.
20. Візняк Р.І. Дослідження динаміки кузова вагона при перевезенні його залізнично-поромним судном / Р.І. Візняк, В.В. Шевченко, А.О. Ловська // 36. наук. праць. Харків: УкрДАЗТ, 2009. – Вип. 107. – С. 117 – 124.
21. Візняк Р.І. Дослідження умов експлуатації вагонів при перевезенні їх залізнично-поромним судном / Р.І. Візняк, В.В. Шевченко, А.О. Ловська, О.А. Угніч // Залізничний транспорт України, 2009. – № 1 – С. 16 – 19.
22. Візняк Р.І. Дослідження напружено-деформованого стану кузовів вагонів при перевезенні залізничними поромами у міжнародному сполученні та розробка заходів щодо забезпечення їх збереження / Р.І. Візняк, А.О. Ловська // Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта: междунар. науч.-техн. конф., 15 – 16 квітня, 2010 р.: тези доповідей. – Д., 2010. – С. 67.
23. Візняк Р.І. Дослідження напружено-деформованого стану кузовів піввагонів при перевезенні їх залізничними поромами / Р.І. Візняк, А.О. Ловська // 36. наук. праць. Харків: УкрДАЗТ, 2009. – Вип. 111 – С. 189 – 197.
24. Візняк Р.І. Експериментальні дослідження міцності елементів кузовів вагонів при взаємодії їх з багатообертовими засобами закріплення залізничних поромів в умовах хвилювання моря / Р.І. Візняк, А.О. Ловська // Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта: междунар. науч.-техн. конф., 14 – 15 квітня, 2011 р.: тези доповідей. – Д., 2011. – С. 67.

25. Визняк Р. И. Исследование динамики и силового нагружения вагонов при перевозке железнодорожно-паромным судном / Р. И. Визняк, А. А. Ловская // Безопасность движения поездов: науч.-практ. конф., 30 – 31 октября, 2008 г.: тезисы докл. – М., 2008. – С. VII-39.
26. Визняк Р.И. Исследование напряженно-деформированного состояния вагонов при перевозке их железнодорожными паромными в условиях волнения моря / Р.И. Визняк, А.А. Ловская // Perspektywiczne opracowania sa nauka i technikami: междунар. науч.-техн. конф., 7 – 15 октября, 2009 г.: тезисы докл. – Przemysl, 2009. – С. 33 – 35.
27. Визняк Р.И. О сохранности грузовых вагонов / Р.И. Визняк, А.А. Ловская // Железнодорожный транспорт – 2011. – № 12. – С. 48 – 49.
28. Визняк Р.И. Перевозки вагонов в международном железнодорожно-паромном сообщении / Р.И. Визняк, А.А. Ловская // Железнодорожный транспорт – 2010. – №3. – С. 34 – 36.
29. Визняк Р.И. Разработка мероприятий, направленных на обеспечение сохранности грузовых вагонов при перевозке их железнодорожно-паромными судами в условиях морского волнения / Р.И. Визняк, А.А. Ловская // Moderni vymozenosti vedy: междунар. науч.-техн. конф., 27 февраля – 5 марта, 2010 г.: тезисы докл. – Praha, 2010. – С. 21 – 23.
30. Візняк Р.І. Удосконалення конструкції вантажних вагонів з метою адаптації їх до взаємодії із залізнично-поромною складовою комбінованого транспорту / Р.І. Візняк, О.Г. Красюк, А.О. Ловська, О.А. Шкабров // Залізничний транспорт України, 2011. – № 3. – С. 13 – 17.
31. Візняк Р.І. Удосконалення конструкції вантажних вагонів з метою підвищення їх збереження в міжнародному залізнично-поромному сполученні / Р.І. Візняк, А.О. Ловська // Проблеми та перспективи розвитку транспортних систем в умовах реформування залізничного транспорту: управління, економіка і технології: міжнар. наук.-техн. конф., 24 – 25 березня, 2011 р.: тези доповідей. – К., 2011. – С. 25 – 26.
32. Визняк Р.И. Уточнение величин усилий, которые действуют на кузова вагонов при их перевозке железнодорожными паромными / Р.И. Визняк, А.А. Ловская // Вестник ВНИИЖТа, 2013. – №2. – С. 20 – 27.
33. В Тихом океане затонул нарм с пассажирами на борту / РБК Весь мир. Северо-Запад [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://top.rbc.ru> (07.08.2009).
34. Галлагер Р. Метод конечных элементов / Р. Галлагер. – М.: Мир, 1984. – 428 с.
35. Гельвер С.А. Исследование напряженно-деформированного состояния кузова грузового полу вагона из алюминиевых сплавов с учетом физической нелинейности материала / С.А. Гельвер // Транспорт Урала, 2008. – №4(19). – С. 20 – 23.
36. Гмурман В.Е. Теория вероятностей и математическая статистика: Учеб. Пособие для вузов / В.Е. Гмурман. – М.: Высшая школа, 2003. – 479 с.
37. Головки В.Ф. Залізнично-поромні переправи України: історичне минуле та сучасні шляхи підвищення ефективності функціонування / В.Ф.

- Головко, Р.І. Візняк, Н.М. Кіренська // Зб. наук. праць. Харків: УкрДАЗТ. – 2007. – Вип. 86. С. 31 – 39.
38. Горбенко А.П. Деякі аспекти міцності кузовів вагонів / А.П. Горбенко // Зб. наук. праць. Харків: УкрДАЗТ. – 2007. – Вип. 86. с. 27 – 30.
39. Громова Н.М. Основы экономического прогнозирования / Н.М. Громова, Н.И. Громова. – Академия естествознания, 2006. – 112 с.
40. Дьомін Ю.В. Основы динаміки вагонів: Навчальний посібник / Ю.В. Дьомін, Г.Ю. Черняк. – К.: КУЕТТ, 2003. – 270 с.
41. Дьяконов В. MATHCAD 8/2000: специальный справочник / В. Дьяконов. – СПб: Питер, 2000. – 592 с.
42. Евстафьев Б.С. Колебания механической системы с переменными упругими и инерционными параметрами / Б.С. Евстафьев, В.Д. Хусидов, К.А. Сергеев, В.Н. Филиппов // Сб. науч. трудов. Москва: МИИТ. – 1971. – Вып. 368. – С. 18 – 29.
43. Егоров Г. Морской паром “Балтийск” вместимостью 135 вагонов пр. CNF05 / Г. Егоров, Г. Кузьмин, И. Ильницкий // Судостроение и судоремонт. – 2006. – №5 – 6 (20 – 21). – с.10 – 19.
44. Единый технологический процесс работы берегового паромного комплекса Ильичевск, – Днепр-к.: ДИИТ, 1987 – 126 с.
45. Ермаков С.М. Математическая теория оптимального эксперимента / С.М. Ермаков, А.А. Жиглявский. – М.: Наука, 1987. – 320 с.
46. Женщины и дети не спаслись / Служба континентов. Новости. [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.s-cont.ru> (06.08.2009).
47. Заболотный К. 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.
48. Землезин И.Н. Методика расчета и исследования сил, действующих на вагон при транспортировке на морских паромах / И.Н. Землезин – М.: Транспорт, 1970. – 104 с.
49. Землезин И.Н. К оценке нагрузок распора сыпучих грузов в условиях транспортировки вагонов на морских паромах / И.Н. Землезин // Сб. “Исследование динамики вагонов” Труды ЦНИИ МПС, вып. 307. – М.: Транспорт, 1965. – С. 37 – 63.
50. Земляновский Д.К. Устойчивость движения и рыскливость судов / Д.К. Земляновский. – М.: Транспорт, 1976. – 95 с.
51. Зенков Р.Л. Механика насыпных грузов / Р.Л. Зенков – М.: Машиностроение, 1964. – 250 с.
52. Иванченко И.А. Железнодорожные паромные переправы / И.А. Иванченко, Е.В. Платонов. – М.: Трансжелдориздат. – 1943. – С. 132.
53. Исследование напряженного состояния и определение направления повышения надежности узлов полувагона (Часть I): Отчет о НИР / Харьковский институт инженеров железнодорожного транспорта имени С.М. Кирова. – №ГР79026702; Инв. № Б 840588.– Х., 1979. – 31 с.
54. Исследование напряженного состояния и определение направления повышения надежности узлов полувагона (Часть II): Отчет о НИР /

Харьковский институт инженеров железнодорожного транспорта имени С.М. Кирова. – №ГР79026702; Инв. № Б 913953.– X., 1980. – 66 с.

55. Исследование напряженного состояния элементов кузова полувагона: Отчет о НИР / Харьковский институт инженеров железнодорожного транспорта имени С.М. Кирова. – №ГР77041200; Инв. № Б643157.– X., 1977. – 60 с.

56. Исследование ремонтпригодности элементов кузова полувагона модели 12-1000: Отчет о НИР / Харьковский институт инженеров железнодорожного транспорта имени С.М. Кирова. – Инв. Б 744878.– X., 1978. – 69 с.

57. Катастрофа парома в Каспийском море / Утро. ru [Электронный ресурс] – Режим доступа: [http:// HYPERLINK \"http://www.utro.ru/articles/\" www.utro.ru/articles/ \(22.10.2002\)](http://HYPERLINK \)

58. Каракашлы Н. Транспортировка железнодорожного подвижного состава на лихтере “Ишимбай”/ Н. Каракашлы, А. Шклярчук // Морской флот. – 1965. – №7. – С. 9 – 10.

59. Cargo securing manual m/v “Geroite na Sevastopol” – Varna: Navigation maritime Bulgare, LTD, 1997. – p. 85.

60. Cargo securing manual transocean line a/s ms “Greifswald” – Germanischer Lloyd, 2001. – p. 39.

61. Кацман Ф.М. Остойчивость и качка судна на попутном волнении: Учеб. пособие / Ф.М. Кацман, Б.П. Коваленко. – М.: В/О “Мортехинформреклама”, 1990. – 40 с.

62. Квятковский И.А. Человек и корабль. / И.А. Квятковский. – Л.: Гидрометиздат, 1972. – 192 с.

63. Кирсанов Б.А. Железнодорожно-пассажирский паром “Советский Дагестан” / Б.А. Кирсанов // Судостроение, 1985. – №4. – С. 3 – 6.

64. Кирьянов Д.В. Mathcad 13 / Д.В. Кирьянов. – СПб.: БХВ – Петербург, 2006. – 608 с.

65. Коваленко И.Н. Теория вероятностей и математическая статистика / И.Н. Коваленко, А.А. Филиппова. – М.: Высшая школа, 1982. – 256 с.

66. Космин В.В. Основы научных исследований: Учебное пособие / В.В. Космин. – М.: ГОУ “Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте”, 2007. – 271 с.

67. Котуранов В.Н. Нагруженность элементов конструкции вагона: Учебник для вузов ж.-д. трансп. / В.Н. Котуранов, В.Д. Хусидов, П.А. Устич, А.И. Быков. – М.: Транспорт, 1991. – 238 с.

68. Крылов А.Н. Вибрация судов / А.Н. Крылов. – Л: Машиностроение, 1936. – 447 с.

69. Крылов А.Н. Качка корабля / А.Н. Крылов. – М.: Воениздат, 1938.

70. Кулагин Н.Н. Нормирование труда на железнодорожном транспорте: Учебник для техникумов ж.-д. трансп. – 5-е изд., перераб. и доп. / Н.Н. Кулагин. – М.: Транспорт, 1985. – 320 с.

71. Кудрявцев И.А. Применение метода конечных элементов для расчета конструкций на транспорте / И.А. Кудрявцев. – Гомель, 1985. – 67 с.

72. Кудряшов Н. Поезда пересекают Балтику. Старые как мир переправы обретают новые черты / Н. Кудряшов // Наука и жизнь. – 1987. – №1. – С. 52 – 55.
73. Кузовкин В. Паромы для Каспия / В. Кузовкин // Морской флот, 1984. – №5. – С. 41 – 43.
74. Лазарян В.А. Динамика вагонов (устойчивость движения и колебания) / В.А. Лазарян. – М.: Транспорт, 1964. – 256 с.
75. Ловська А.О. Особливості визначення зусиль, що діють на вагон при його взаємодії з багатообертовими засобами закріплення залізнично-поромних суден / А.О. Ловська // Зб. наук. праць. Донецьк: ДонІЗТ, 2011. – Вип. 25 – С. 157 – 161.
76. Ли К. Основы САПР (CAD/CAM/CAE) / К. Ли. – СПб.: Питер, 2004. – 560 с.
77. Ломоносов Ю.М. Перевозка паровозов и из-за границы / Ю.М. Ломоносов. – Берлин, 1923. – 166 с.
78. Луговский В.В. Динамика моря: Избр. вопросы связ. с учением мореходности корабля: [Учебник для втузов по специальности “Гидроаэродинамика”] / В.В. Луговский. – Л.: Судостроение, 1976. – 199 с.
79. Лукин В.В. Конструирование и расчет вагонов / В.В. Лукин, Л.А. Шадур, В.И. Котуранов, А.А. Хохлов, П.С. Анисимов. – М.: УМК МПС России, 2000. – 731 с.
80. Масленников А.М. Расчет строительных конструкций методом конечных элементов / А.М. Масленников. – Л.: ЛИСИ, 1977. – 71 с.
81. Метод конечных элементов в проектировании транспортных сооружений / Под ред. Городецкого А.С. – М.: Транспорт, 1981. – 143 с.
82. Методические рекомендации по определению экономической эффективности мероприятий научно-технического прогресса на железнодорожном транспорте / ВНИИЖТ МПС. – М.: Транспорт, 1991. – 239 с.
83. Моисеев Н. Н. Методы оптимизации / Н.Н. Моисеев, Ю.П. Иванилов, Е.М. Столярова. – М.: Наука, 1978. – 352 с.
84. Мороз В.І. Особливості виникнення погрешностей тензометрування в дослідженнях механізмів газорозподілу чотиритактних дизелів / В.І. Мороз, О. В. Суранов, О.В. Братченко, О.А. Логвіненко // Зб. наук. праць. Харків: ХарДАЗТ. – 2001. – Вип. 49. – С. 85 – 90.
85. Морские новости. На Каспии затонул паром “Меркурий-2” [Электронный ресурс] – Режим доступа: [http:// HYPERLINK "http://www.rescue01.gov.by" www.rescue01.gov.by](http://HYPERLINK \) (22.10.2002)
86. Морские паромы / Рубрика “История” (Гибель паромов) [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.diveclub.lv>
87. На затонувшем тихоокеанском пароме плыли женщины и дети / РОСБАЛТ. Рубрика “Темы дня” [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.rosbalt.ru> (08.08.2009)
88. На Каспии затонул паром [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://news.bbc.co.uk/hi/russian/news> (22.10.2002)

89. Наставление по креплению груза для т/х “Петровск” ПР. № 002CNF001 – ЛМПЛ – 805. – Офиц. изд. – Одесса: МИБ, 2005. – 52 с.
90. Наставление по креплению генеральных грузов при морской перевозке для т/х “Герои Плевны”. Cargo securing manual for m/v “Geroi Plevny” № 2512. 02. – Офиц. изд. – Одесса: Мин. транспорта Украины. Гос. департамент морского и речного транспорта, 1997. – 51 с.
91. 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.
92. Недосекин А. Улучшить работу Керченской паромной переправы / А. Недосекин // Морской флот, 1956. – № 2. – С. 7 – 8.
93. Нейдинг М. Морские паромы / М. Нейдинг, Р. Короткий // Наука и жизнь, 1978. – №8. – С. 25 – 29.
94. Нефедов А.Ф. Планирование эксперимента и моделирование при исследовании эксплуатационных свойств автомобилей / А.Ф. Нефедов, Л.Н. Высочин. – Львов: Высш.шк., 1976. – 160 с.
95. Новиков А.И. Оценка посадки, остойчивости и прочности судна в процессе эксплуатации: Учебное пособие для высших технических учебных заведений / А.И. Новиков. – Севастополь: Издательство Севастопольского национального технического университета, 2002. – 136 с.
96. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). – М.: ГосНИИВ – ВНИИЖТ, 1996. – 319 с.
97. Организация работы Байкальской паромной переправы [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://baikalvisa.ru/tourism/>
98. Отливки стальные. Общие технические условия. ГОСТ 977-88. – [Действителен от 01.08.2004] – М.: ИПК стандартов, 2004. – 35 с.
99. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. Изд. 3-е, доп. и переработ. / Я.Г. Поновко. – Л.: “Машиностроение” (Ленингр. отд-ние), 1976. – 320 с.
100. Паром Авангард / Морские перевозки. Флот [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.anrusstrans.ru>
101. Пароходство български морски флот, ад – Варна. Инструкция за укрепване на товара. т/к “Героите на Одеса”. – Варна, 1997. – с. 83.
102. Пастухов И.Ф. Расчет вагонных конструкций методом конечных элементов / И.Ф. Пастухов, В.В. Пигунов. – Гомель, 1991. – 126 с.
103. Пат. 25433 Україна, МПК В63В35/00/Поромне судно для перевезення залізничного рухомого складу або контейнерів / Головка В.Ф., Візник Р.І., Головка Т.В.; заявник та патентовласник Українська державна академія залізничного транспорту; заявл. 26.03.2007; опубл. 10.08.2007. Бюл. №12.
104. Пат. 25438 Україна, МПК В63В27 / 00 / Спосіб завантаження та розміщення залізничного рухомого складу, а також контейнерів на поромних судах / Візник Р.І., Головка В.Ф., Головка Т.В.; заявник та патентовласник Українська державна академія залізничного транспорту; заявл. 26.03.2007; опубл.10.08.2007. Бюл. №12.

105. Пат. 91712 Україна, МПК В63В25 / 00. Пристрій для закріплення вагона відносно палуби залізнично-поромного судна / Головка В.Ф., Візник Р.І., Ловська А.О.; заявник та патентовласник Українська державна академія залізничного транспорту; заявл. 28.02.08; опубл.25.08.10, Бюл. №16.
106. Patented US 2247146 United States patent office / Vessel for the transport of vehicles / Dalavan Munson Baldwin, New Canaan, Conn. Continual of application Serial No. 287,798, August 1, 1939. This application October 22, 1940, Serial No. 362,287.
107. Patent DE 2749326 Deutsch, B63B25/24 Laschvorrichtung fuer ladung an bord von frachtschiffen / Wietfeld Manfred (Deutsch). 17.05.1979.
108. ПГК будет перевозить грузы железнодорожным паромом Кавказ-Варна / Портал Южного региона. Новости. Рубрика “Экономика” [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.yuga.ru> (02.03.2009)
109. Полувагон, модели 12-7023 / ПАО “Крюковский вагоностроительный завод”. Полувагоны [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.kvsz.com>.
110. Прерис А.М. SolidWorks 2005/2006. Учебный курс. / А.М. Прерис. – Питер, 2006. – 528 с.
111. Прохоренко В.П. SolidWorks 2005. Практическое руководство / В.П. Прохоренко. – М.: ООО “Бином – Пресс”, 2006. – 512 с..
112. Прямое сообщение с Болгарией / Наш Новороссийск. Транспорт Новороссийска / Е. Перова [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://www.nnvrsk.ru> (27.02.2009).
113. Пугачев В.С. Теория вероятностей и математическая статистика: Учеб. пособие. – 2-е изд., исправл. и дополн. / В.С. Пугачев. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2002. – 496 с.
114. Пути повышения эксплуатационной надежности несущих элементов полувагонов постройки Крюковского вагоностроительного завода (Технический отчет по договору от 1.04.1968 г.). Часть I. – Харьков, 1970. – 166 с.
115. Пути повышения надежности узлов полувагона с увеличенной осевой нагрузкой (Часть I): Отчет о НИР / Харьковский институт инженеров железнодорожного транспорта имени С.М. Кирова. – №ГР 81001584; Инв. № 02825021547. – Х., 1981. – 91 с.
116. Пути повышения надежности узлов полувагона с увеличенной осевой нагрузкой (Часть II): Отчет о НИР / Харьковский институт инженеров железнодорожного транспорта имени С.М. Кирова. – №ГР 81001584; Инв. №0283. 0011589. – Х., 1982. – 50 с.
117. Рабинович И.М. Основы строительной механики стержневых систем. Ч. II / И.М. Рабинович. – Госстройиздат, 1954.
118. Райков И.Я. Испытания двигателей внутреннего сгорания / И.Я. Райков. – М.: Высш. шк., 1975. – 320 с.
119. Рачков А.С. Паром для Каспийского моря / А.С. Рачков // Судостроение, 1960. – №7. – С. 1 – 6.
120. Реклейтис Г. Оптимизация в технике: в 2-х книгах. Пер. с англ. / Г. Реклейтис, А. Рейвиндран, К. Рэгсдел. – М.: Мир, 1989.

121. Рождественский В.В. Статика корабля: учебник / В.В. Рождественский, В.В. Луговской, Р.В. Борисов, Б.А. Мирохин. – Л., Судостроение, 1986. – 240 с.
122. Сдан в эксплуатацию паром “Академик Зарифа Алиева” / Каспийское морское пароходство. Новости и статьи [Электронный ресурс] – Режим доступа: [http:// www.ceo.az](http://www.ceo.az) (18.04.2008).
123. Синельников В.В. Развитие метода Кулона при определении давления сыпучего тела / В.В. Синельников // Труды МИИТа, Вып. 69. Трансжелдориздат, 1946. – 323 с.
124. Снопков В.И. Перевозка грузов морем. Справочное пособие 2-е изд., перераб. и доп. / В.И. Снопков. – М.: Транспорт, 1986. – 312 с.
125. Содержание и реконструкция мостов / Под ред. Осипова В.О. – М.: Транспорт, 1986. – 327 с.
126. Спиридонов А. Расчеты несущих конструкций грузовых вагонов на прочность / А. Спиридонов, О. Степанов // САПР и графика, 2008. – №9. – С. 34 – 36.
127. Суколенов А.Е. Международная паромная переправа Илличевск – Варна / А.Е. Суколенов, Э. Захариев, И.Г. Гутин и др. – М.: Транспорт, 1989. – 103 с.
128. Сурвилло А.Б. Перспективные конструкции шкворневых узлов полувагонов / А.Б. Сурвилло, В.И. Гаширов // Труды ВНИИЖТа (Уральское отделение), 1969. – Вып. 15. С. 27 – 38.
129. Тайфун №15 (Мария) наносит удар – гибель парома Тоуа Мару / Катастрофы / М. Войтенко [Электронный ресурс] – Режим доступа: HYPERLINK "<http://www.infoflotforum.ru>" <http://www.infoflotforum.ru> (26.09.2006).
130. Телов В.И. Наплавные мосты, паромные и ледяные переправы / В.И. Телов, И.М. Кануков. – М.: Транспорт, 1978. – 384 с.
131. Телов В.И. Наплавные мосты и паромные переправы: Монография / В.И. Телов. – М.: Маршрут, 2006. – 423 с.
132. Тензометрия в машиностроении: Справочное пособ. / Под ред. Р.А. Макарова. – М.: Машиностроение, 1975. – 288 с.
133. Технологический процесс работы станции Крым Приднепровской железной дороги и “Комплекса морской железнодорожной паромной переправы” в порту Крым. – Керчь, 2004. – 56 с.
134. Тигиранов В. Керченская паромная железнодорожная переправа / В. Тигиранов // Железнодорожный транспорт, 1955. – № 6. – С. 75 – 77.
135. Толстов Ю.Г. Железнодорожная паромная переправа через Байкал / Ю.Г. Толстов // Железнодорожный транспорт, 2001. – №7. – С. 38 – 39.
136. Туренко А.Н. Компьютерное моделирование и расчет на прочность деталей автомобиля: [учебное пособие] / А.Н. Туренко, В.А. Богомолов, А.С. Степченко, О.В. Кедровская, С.Я. Ходырев, В.Л. Клименко, А.В. Крамской. – Харьков: ХНАДУ, 2003. – 336 с.
137. Устич П.А. Надежность рельсового нетягового подвижного состава / П.А. Устич, В.А. Карпыч, М.Н. Овечников. – М.: ИГ “Вариант”, 1999. – 415 с.

138. Федорченко В.В. Расчет схем крепления накатной техники на ролкере / В.В. Федорченко, В.Д. Савчук // Сб. науч. трудов. Одесса: ОНМА, 2008. – Вып. 15. – С. 217 – 227.
139. Финк К. Измерения напряжений и деформаций / К. Финк, Х. Робрах. – М.: Машгиз, 1961. – 535 с.
140. Хартман К. Планирование эксперимента в исследованиях технологических процессов / К. Хартман, Э. Лецкий, В. Шеффер. – М.: Мир, 1977. – 552 с.
141. Хусидов В.Д. Метод расчета цельнометаллического кузова полувагона как комбинированной пластинчато-стержневой системы / В.Д. Хусидов, В.Н. Котуранов, К.А. Сергеев // Сб. науч. трудов. Москва: МИИТ. – 1973. – Вып. 422. – С. 67 – 76.
142. Чикановский В. Возрождение железнодорожной паромной переправы “Крым – Кавказ” / В. Чикановский // Порты Украины, 2004. – № 4. – С. 33 – 34.
143. Шам Тику. Эффективная работа SolidWorks 2005. Официальное руководство / Шам Тику – Питер, 2006. – 720 с.
144. Шевченко В.В. Вагоны промышленного железнодорожного транспорта / В.В. Шевченко, А.П. Горбенко. – К.: Вища школа, 1980. – 224 с.
145. Шевченко В.В. Дослідження операцій у виробництві, ремонті та експлуатації вагонів: Навчальний посібник / В.В. Шевченко, В.Ф. Головка. – Харків: УкрДАЗТ, 2006. – 171 с.
146. Шиманский Ю.А. Динамический расчет судовых конструкций / Ю.А. Шиманский. – Л.: Государственное издательство судостроительной промышленности, 1963. – 444 с.
147. Шишин В.П. Морской железнодорожный паром “Мукран” / В.П. Шишин // Судостроение, 1986. – №12. – С. 3 – 5.
148. Шмаков М.Г. Специальные судовые устройства / М.Г. Шмаков. – Л.: Судостроение, 1975. – 344 с.
149. Яблонский А.А. Курс теоретической механики / А.А. Яблонский, В. М. Никифорова. – М.: Высшая школа, 1977. – 368 с.

Додаток А

Дослідження схем закріплень вагонів відносно палуб залізничних поромів

Таблиця А.1 – Статистичні дані розміщення ланцюгових стяжок відносно кузовів вагонів

156	Напіввагон	310	Критий вагон	304	АРВ, переобладнаний під критий вагон
<i>n</i>	<i>розряд</i>	<i>n</i>	<i>розряд</i>	<i>n</i>	<i>розряд</i>
4	85- 100 см	1	53 см	3	90-95 см
8	100-105 см	22	85-90 см	43	95-100 см
0	105-110 см	103	90-95 см	195	100-105 см
2	110-115 см	84	95-100 см	36	105-110 см
5	115-120 см	87	100-105 см	27	110-115 см
25	120-125 см	9	105-110 см	-	-
57	125-130 см	1	110-115 см	-	-
9	130-135 см	1	115-120 см	-	-
11	135-140 см	1	120-125 см	-	-
18	140-145 см	1	125-130 см	-	-
15	145-150 см	1	130-135 см	-	-
2	150-155 см	-	-	-	-

Додаток Б

Дослідження напружено-деформованого стану шворневої балки напіввагона при взаємодії з ланцюговими стяжками з урахуванням модернізації спеціальними вузлами для закріплення в умовах морського хвилювання

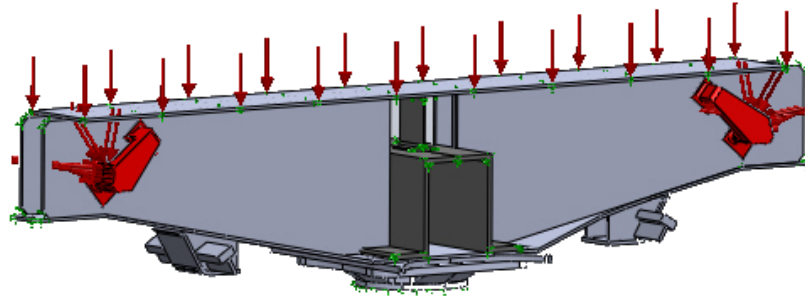


Рисунок Б.1 – Розрахункова схема шворневої балки напіввагона при взаємодії з ланцюговими стяжками при модернізації спеціальними вузлами для закріплення в умовах вертикальних переміщень

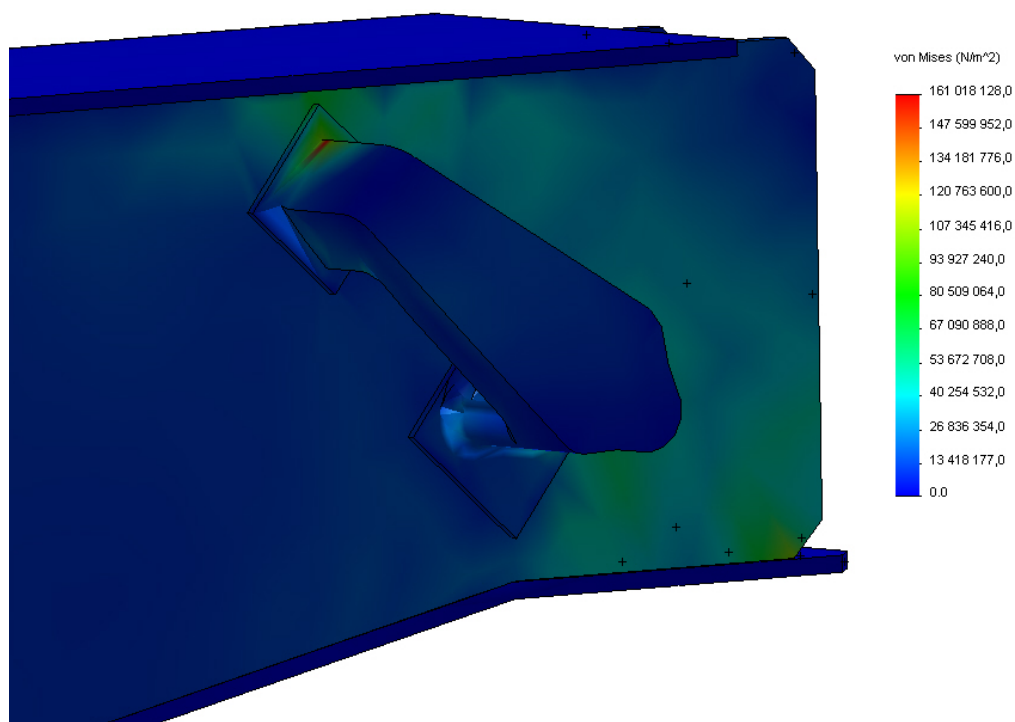


Рисунок Б.2 – НС шворневої балки напіввагона при взаємодії з ланцюговими стяжками при модернізації спеціальними вузлами для закріплення в умовах вертикальних переміщень

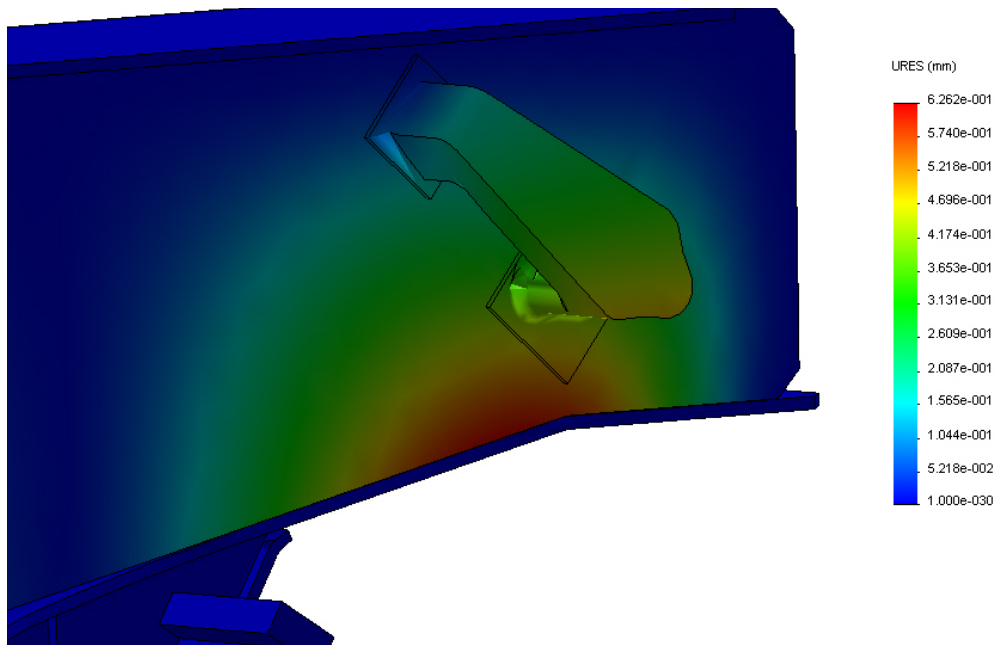


Рисунок Б.3 – Переміщення в вузлах шворневої балки напіввагона при взаємодії з ланцюговими стяжками при модернізації спеціальними вузлами для закріплення в умовах вертикальних переміщень

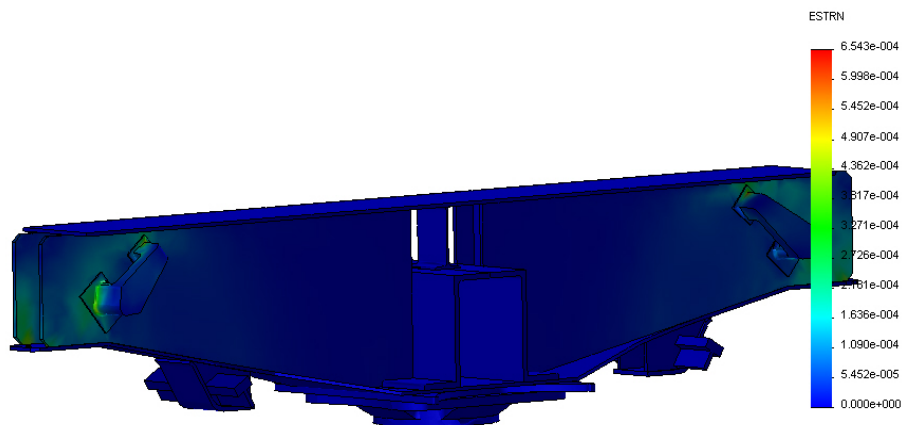


Рисунок Б.4 – Деформація в вузлах шворневої балки напіввагона при взаємодії з ланцюговими стяжками при модернізації спеціальними вузлами для закріплення в умовах вертикальних переміщень

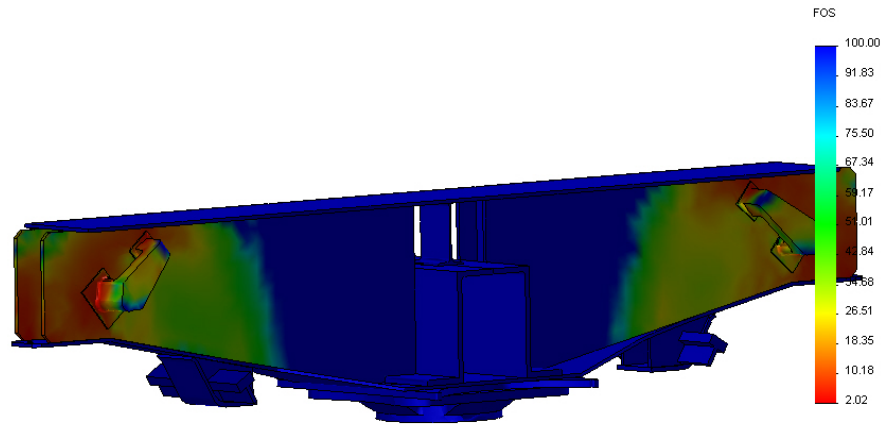


Рисунок Б.5 – Запас міцності шворневої балки напіввагона при взаємодії з ланцюговими стяжками при модернізації спеціальними вузлами для закріплення в умовах вертикальних переміщень

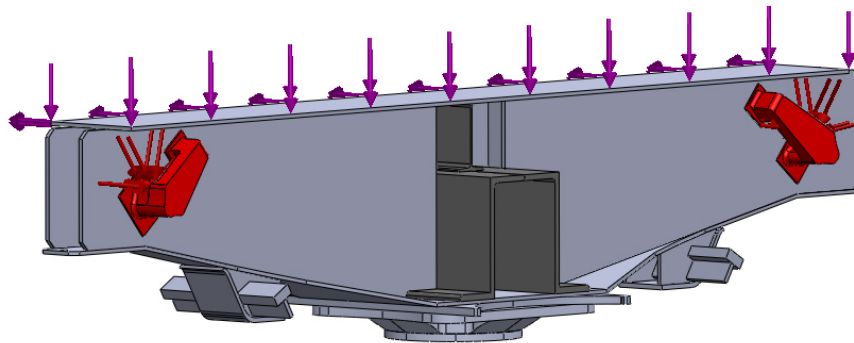


Рисунок Б.6 – Розрахункова схема шворневої балки напіввагона при взаємодії з ланцюговими стяжками при модернізації спеціальними вузлами для закріплення в умовах повздовжніх кутових переміщень

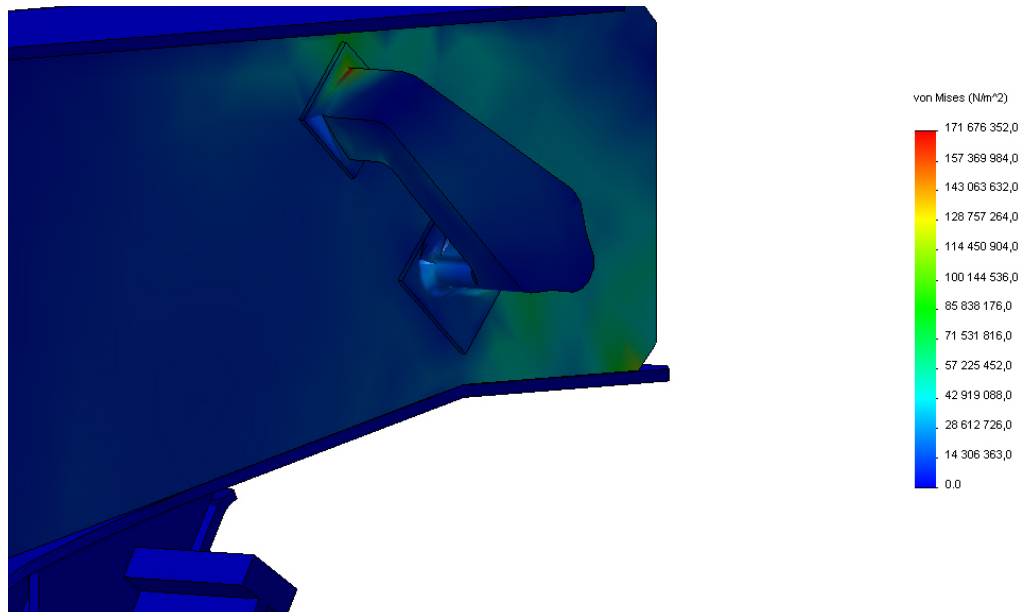


Рисунок Б.7 – НС шворневої балки напіввагона при взаємодії з ланцюговими стяжками при модернізації спеціальними вузлами для закріплення в умовах повздовжніх кутових переміщень

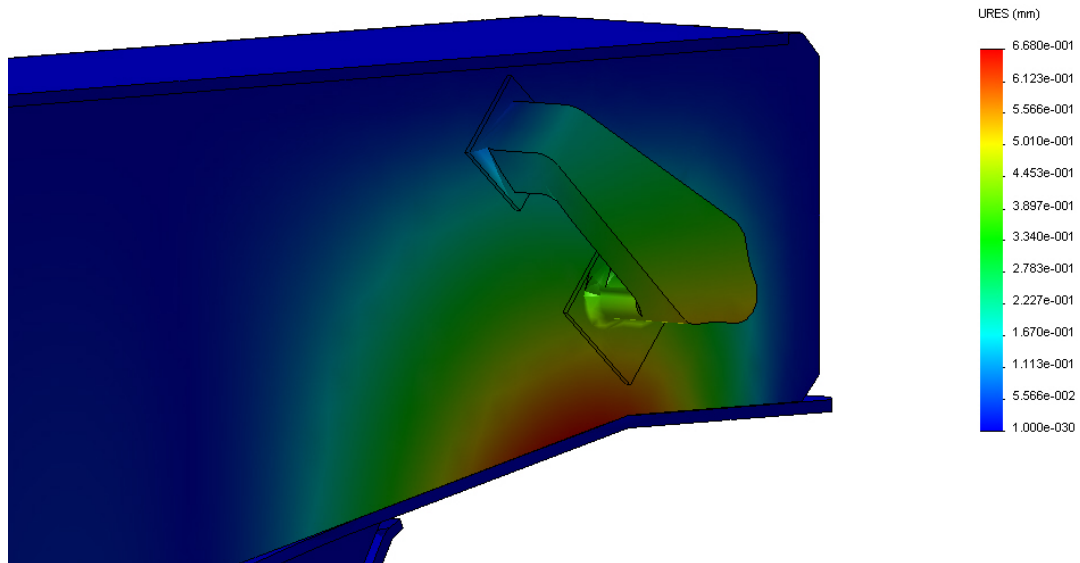


Рисунок Б.8 – Переміщення в вузлах шворневої балки напіввагона при взаємодії з ланцюговими стяжками при модернізації спеціальними вузлами для закріплення в умовах повздовжніх кутових переміщень

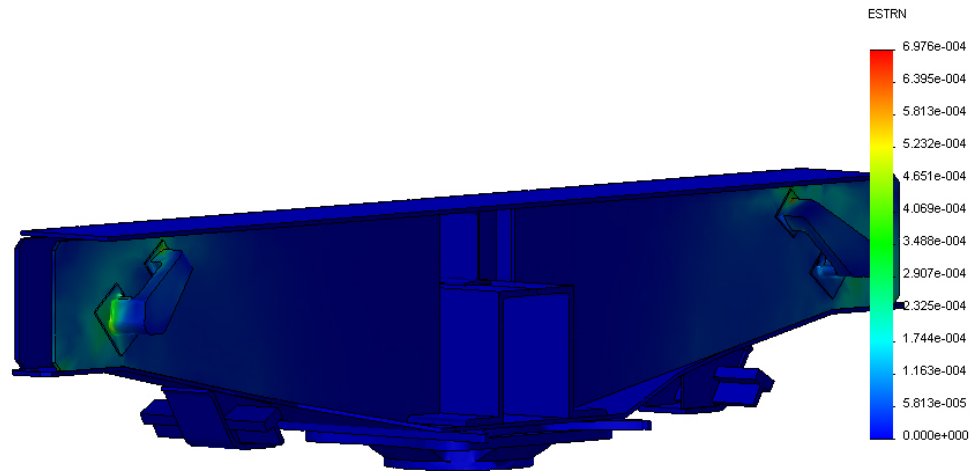


Рисунок Б.9 – Деформація в вузлах шворневої балки напіввагона при взаємодії з ланцюговими стяжками при модернізації спеціальними вузлами для закріплення в умовах повздовжніх кутових переміщень

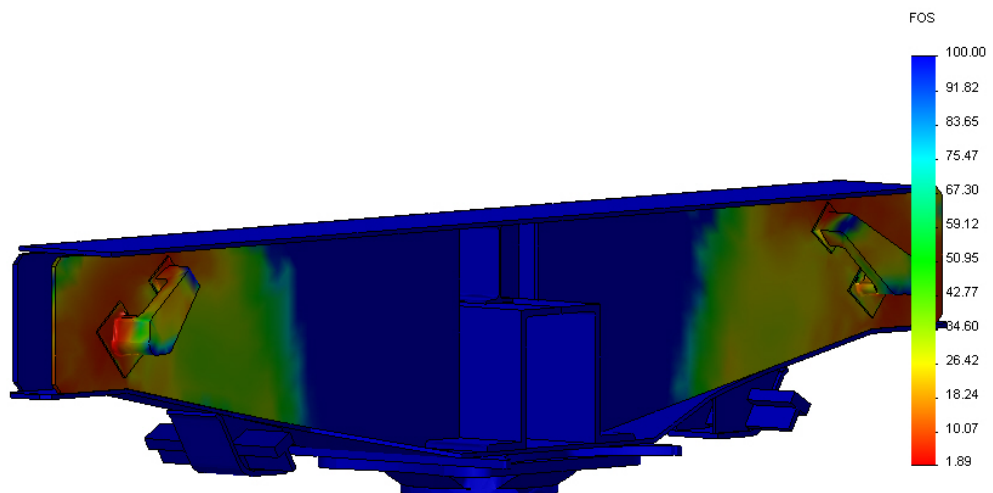


Рисунок Б.10 – Запас міцності шворневої балки напіввагона при взаємодії з ланцюговими стяжками при модернізації спеціальними вузлами для закріплення в умовах повздовжніх кутових переміщень

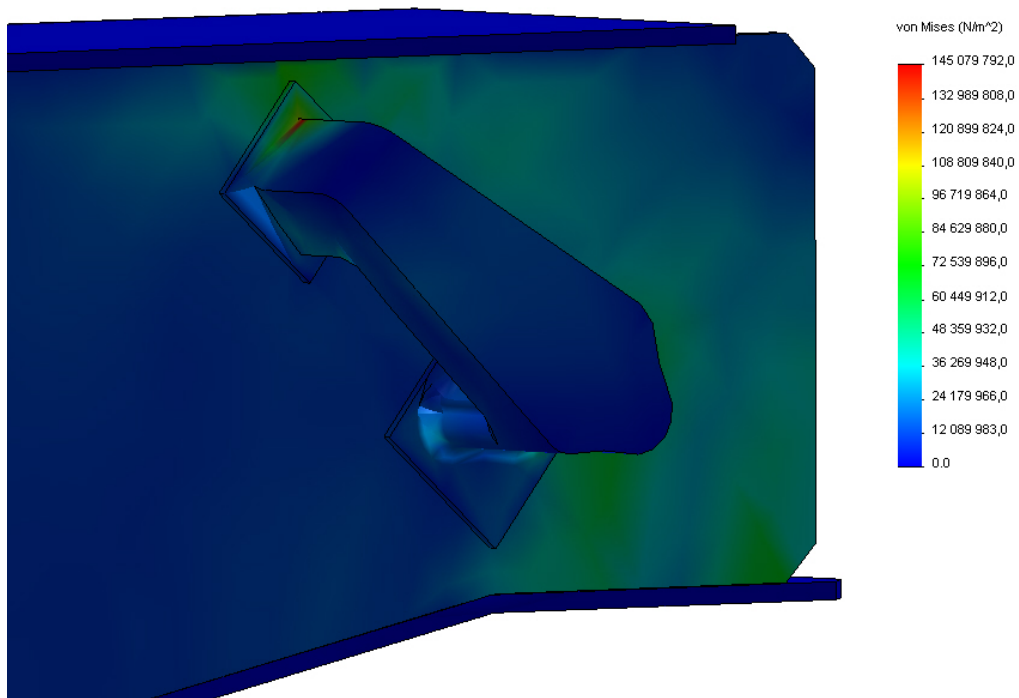


Рисунок Б.11 – НС шворневої балки напіввагона при взаємодії з ланцюговими стяжками при модернізації спеціальними вузлами для закріплення в умовах вертикальних переміщень

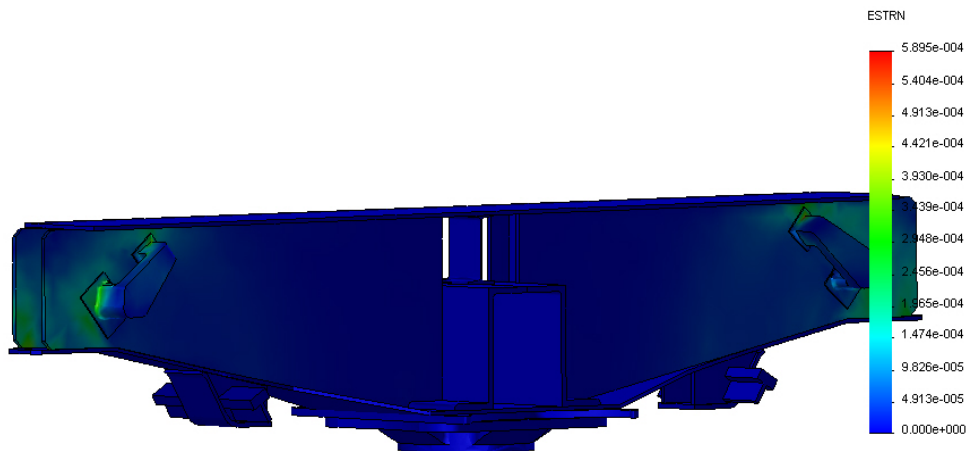


Рисунок Б.12 – Деформація в вузлах шворневої балки шворневої балки напіввагона при взаємодії з ланцюговими стяжками при модернізації спеціальними вузлами для закріплення в умовах вертикальних переміщень

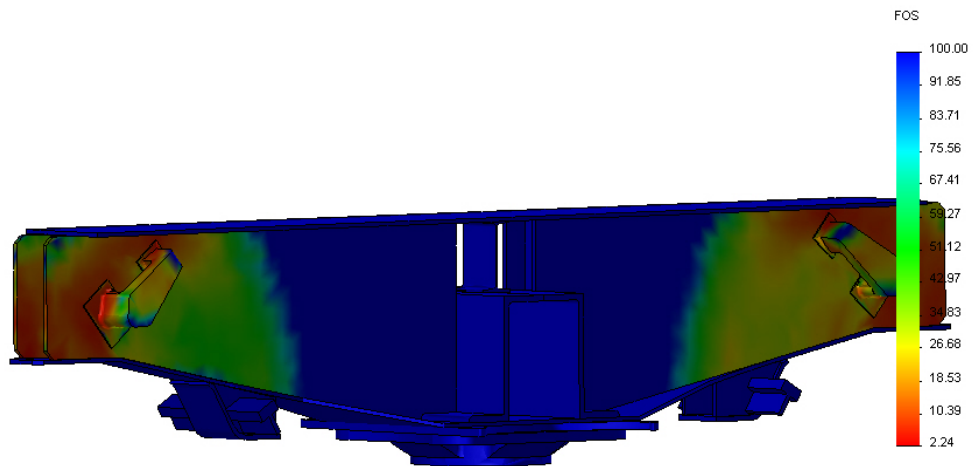


Рисунок Б.13 – Запас міцності шворневої балки шкворневої балки напіввагона при взаємодії з ланцюговими стяжками при модернізації спеціальними вузлами для закріплення в умовах вертикальних переміщень

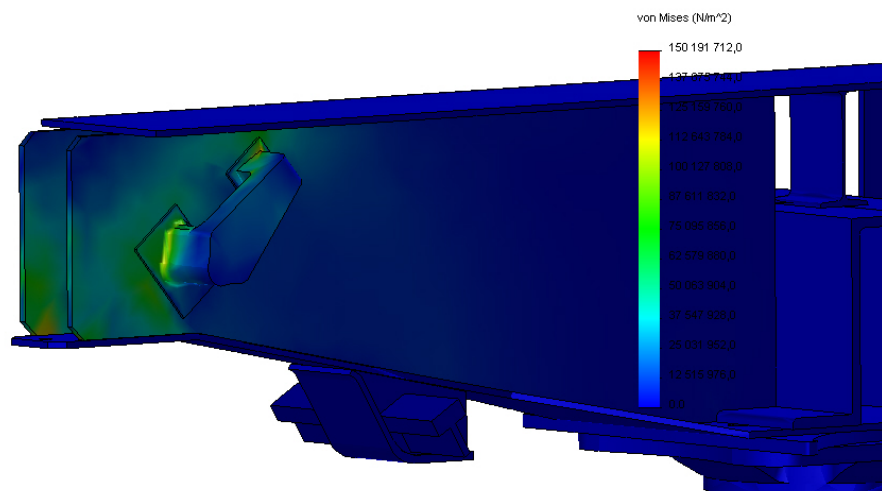


Рисунок Б.14 – НС шворневої балки напіввагона при взаємодії з ланцюговими стяжками при модернізації спеціальними вузлами для закріплення в умовах повздовжніх кутових переміщень

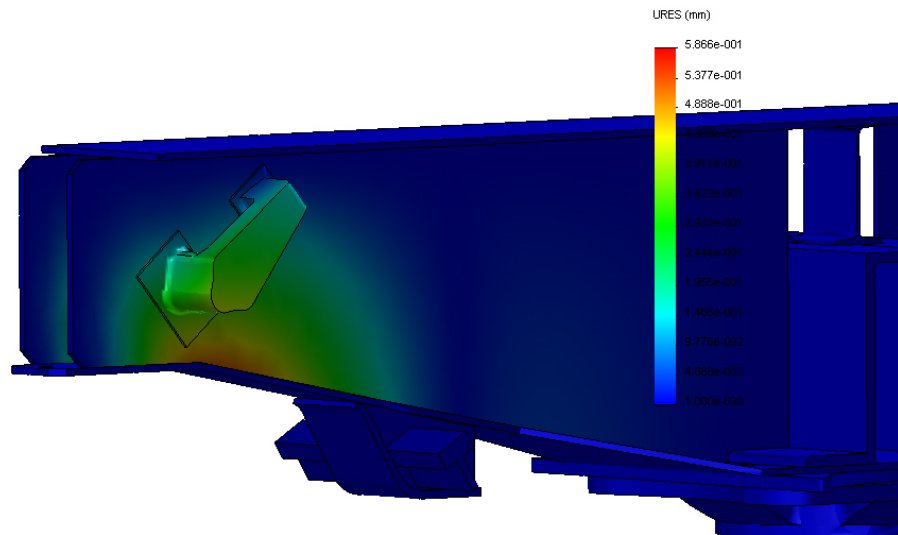


Рисунок Б.15 – Переміщення в вузлах шворневої балки напіввагона при взаємодії з ланцюговими стяжками при модернізації спеціальними вузлами для закріплення в умовах повздовжніх кутових переміщень

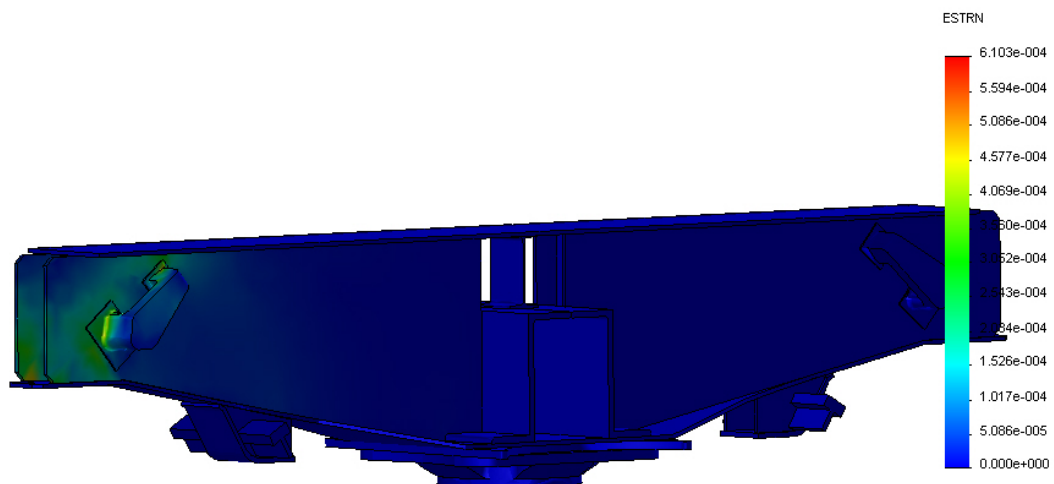


Рисунок Б.16 – Деформація в вузлах шворневої балки шворневої балки напіввагона при взаємодії з ланцюговими стяжками при модернізації спеціальними вузлами для закріплення в умовах повздовжніх кутових переміщень

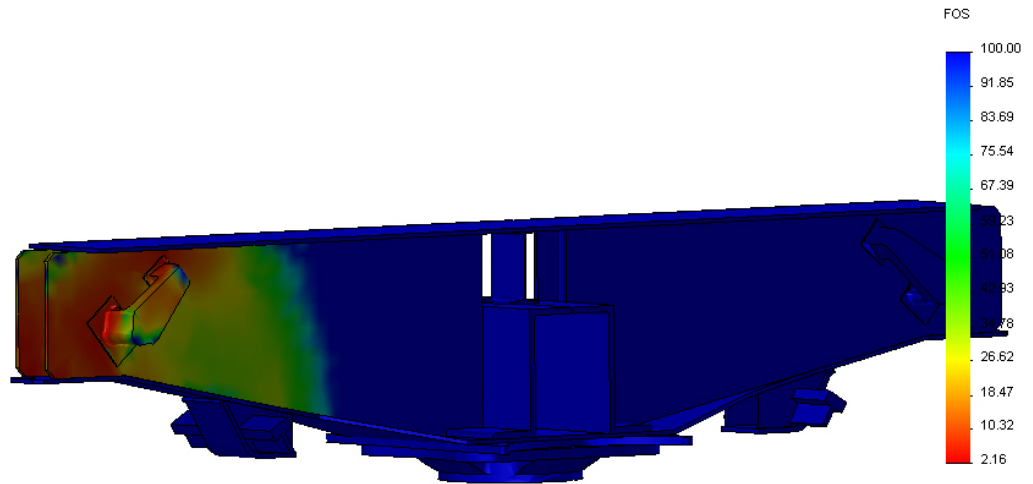


Рисунок Б.17 – Запас міцності шкворневої балки шворневої балки напіввагона при взаємодії з ланцюговими стяжками при модернізації спеціальними вузлами для закріплення в умовах повздовжніх кутових переміщень

Результати експериментальних досліджень міцності шворневої балки напіввагона з урахуванням оснащення її спеціальними вузлами для закріплення гаків ланцюгових стяжок

Таблиця В.1 – Напруження в зоні розміщення вузла для закріплення гака ланцюгової стяжки (тензодатчик №1)

№ опиту	Напруження, МПа		
	Розрахункове навантаження, кН		
	49,1	98,1	147,2
1	7,8	11,9	16,7
2	7,6	12	16,3
3	7,5	11,8	15,7
4	7,9	12,3	15,9
5	8,1	11,4	16,4
6	7,86	11,5	15,5
7	7,7	11,8	16,1
8	7,95	11,7	15,2
9	8,3	12,6	15,4
10	8,7	12,1	15,8
, МПа	7,94	11,91	15,9

Таблиця В.2 – Напруження в зоні розміщення вузла для закріплення гака ланцюгової стяжки (тензодатчик №5)

№ опиту	Напруження, МПа		
	Розрахункове навантаження, кН		
	49,1	98,1	147,2
1	7,8	7,8	11,9
2	7,6	7,6	12
3	7,5	7,5	11,8
4	7,9	7,9	12,3
5	8,1	8,1	11,4
6	7,86	7,86	11,5
7	7,7	7,7	11,8
8	7,95	7,95	11,7
9	8,3	8,3	12,6
10	8,7	8,7	12,1
, МПа	7,94	7,94	11,91

Таблиця В.3 – Напруження в зоні розміщення вузла для закріплення гака ланцюгової стяжки (тензодатчик №6)

№ опиту	Напруження, МПа		
	Розрахункове навантаження, кН		
	49,1	98,1	147,2
1	2	3	4
1	8,2	8,2	12,7
2	8,1	8,1	12,1
3	8,7	8,7	12,9
4	8,4	8,4	12,5

Продовження таблиці В.3

1	2	3	4
5	8	8	13,1
6	8,3	8,3	12,2
7	8,6	8,8	12,6
8	8,5	8,5	13
9	7,5	8,6	12,8
10	7,3	7,8	12,4
, МПа	8,1	8,34	12,6

Таблиця В.4 – Напруження в зоні розміщення вузла для закріплення гака ланцюгової стяжки (тензодатчик №7)

№ опиту	Напруження, МПа		
	Розрахункове навантаження, кН		
	49,1	98,1	147,2
1	7,8	7,8	27,6
2	7,6	7,6	27,4
3	7,5	7,5	27,2
4	7,9	7,9	27,7
5	8,1	8,1	28
6	7,86	7,86	27,5
7	7,7	7,7	28,3
8	7,95	7,95	28,2
9	8,3	8,3	27,8
10	8,7	8,7	28,1
, МПа	7,94	7,94	27,8

Таблиця В.5 – Напруження в зоні розміщення вузла для закріплення гака ланцюгової стяжки (тензодатчик №8)

№ опиту	Напруження, МПа		
	Розрахункове навантаження, кН		

	49,1	98,1	147,2
1	1,1	7,3	10
2	1	7,5	9,4
3	1,7	7,2	9,6
4	1,4	7,4	9,7
5	2	8	9
6	1,5	7,3	8,7
7	1,2	7	9,3
8	1,5	7,2	9,2
9	1,8	7,3	9,8
10	1	7	9,3
, МПа	1,2	7,3	9,4

Таблиця В.6 – Результати статистичної обробки експериментальних даних (тензодатчик №1)

Р,кН	Серії вимір.	Середнє	Мін. знач.	Макс. знач.	Дисперсія	СКВ
49,1	10	7,94	7,5	8,7	0,01	0,11
98,1	10	11,91	11,4	12,6	0,01	0,11
147,2	10	15,9	15,2	16,7	0,02	0,15

Таблиця В.7 – Результати статистичної обробки експериментальних даних (тензодатчик №5)

Р,кН	Серії вимір.	Середнє	Мін. знач.	Макс. знач.	Дисперсія	СКВ
49,1	10	7,94	7,5	8,7	0,01	0,11
98,1	10	7,94	7,5	8,7	0,01	0,11
147,2	10	11,91	11,4	12,6	0,01	0,11

Таблиця В.8 – Результати статистичної обробки експериментальних даних (тензодатчик №6)

Р,кН	Серії вимір.	Середнє	Мін. знач.	Макс. знач.	Дисперсія	СКВ
49,1	10	8,1	7,3	8,7	0,02	0,14
98,1	10	8,34	7,8	8,8	0,01	0,1

147,2	10	12,6	12,1	13,1	0,01	0,11
-------	----	------	------	------	------	------

Таблиця В.9 – Результати статистичної обробки експериментальних даних (тензодатчик №7)

Р,кН	Серії вимір.	Середнє	Мін. знач.	Макс. знач.	Дисперсія	СКВ
49,1	10	7,94	7,5	8,7	0,01	0,11
98,1	10	7,94	7,5	8,7	0,01	0,11
147,2	10	27,8	27,2	28,3	0,01	0,12

Таблиця В.10 – Результати статистичної обробки експериментальних даних (тензодатчик №8)

Р,кН	Серії вимір.	Середнє	Мін. знач.	Макс. знач.	Дисперсія	СКВ
49,1	10	1,2	1	1,8	0,01	0,11
98,1	10	7,3	7	8	0,01	0,09
147,2	10	9,4	8,7	10	0.02	0,12

Таблиця В.11 – Порівняльний аналіз теоретичних та експериментальних даних напружень в шворневій балці вагону (тензодатчик №1)

Навантаження, кН	Напруження, МПа		Відносна розбіжність, %
	теорія	експеримент	
49,1	7	7,94	11,83
98,1	11,6	11,91	14,4
147,2	11,6	15,9	27
Середнє значення			17,7

Таблиця В.12 – Порівняльний аналіз теоретичних та експериментальних даних напружень в шворневій балці вагону (тензодатчик №5)

Навантаження, кН	Напруження, МПа		Відносна розбіжність, %
	теорія	експеримент	
49,1	7	7,94	8,4
98,1	7	7,94	8,4
147,2	11,6	11,91	2,6
Середнє значення			6,5

Таблиця В.13 – Порівняльний аналіз теоретичних та експериментальних даних напружень в шворневій балці вагону (тензодатчик №6)

Навантаження, кН	Напруження, МПа		Відносна розбіжність, %
	теорія	експеримент	
49,1	7,1	8,1	12,3
98,1	7,5	8,34	10,1
147,2	11,2	12,6	11,1
Середнє значення			11,2

Таблиця В.14 – Порівняльний аналіз теоретичних та експериментальних даних напружень в шворневій балці вагону (тензодатчик №7)

Навантаження, кН	Напруження, МПа		Відносна розбіжність, %
	теорія	експеримент	
49,1	14,2	7	50,7
98,1	30,4	19,3	36,5
147,2	43	38,4	10,7
Середнє значення			32,63

Таблиця В.15 – Порівняльний аналіз теоретичних та експериментальних даних напружень в шворневій балці вагону (тензодатчик №8)

Навантаження, кН	Напруження, МПа		Відносна розбіжність, %
	теорія	експеримент	
49,1	5,4	4,2	22,2
98,1	10,7	7,3	31,8
147,2	14	9,4	32,8
Середнє значення			28,93

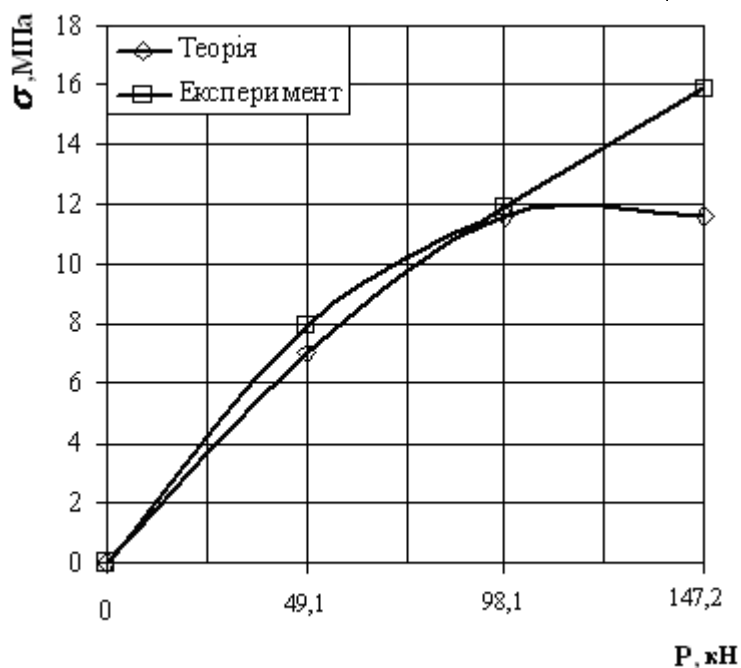


Рисунок В.1 – Залежність напружень в вертикальному листі шворневої балки від зовнішнього навантаження, яке передається на неї посередництвом вузла для закріплення гака ланцюгової стяжки (тензодатчик №1)

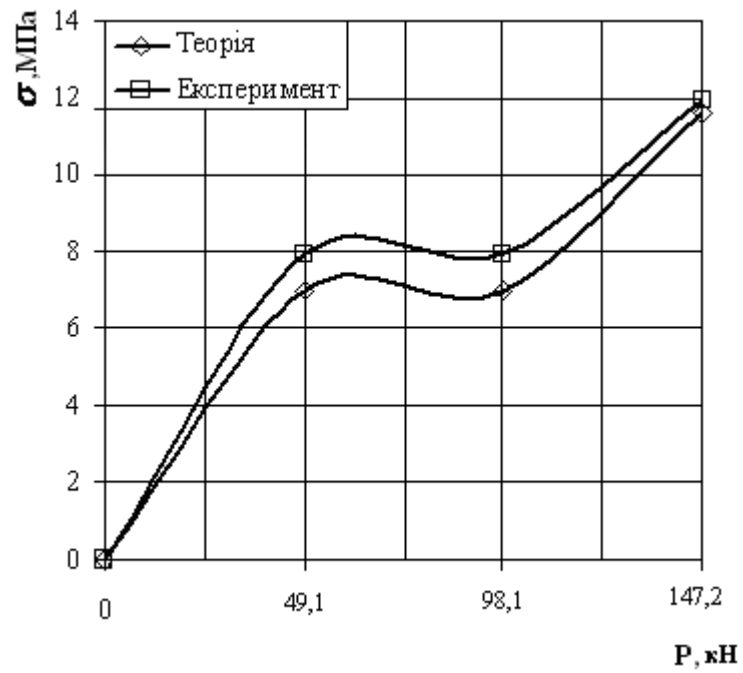


Рисунок В.2 – Залежність напружень в вертикальному листі шворневої балки від зовнішнього навантаження, яке передається на неї посередництвом вузла для закріплення гака ланцюгової стяжки (тензодатчик №5)

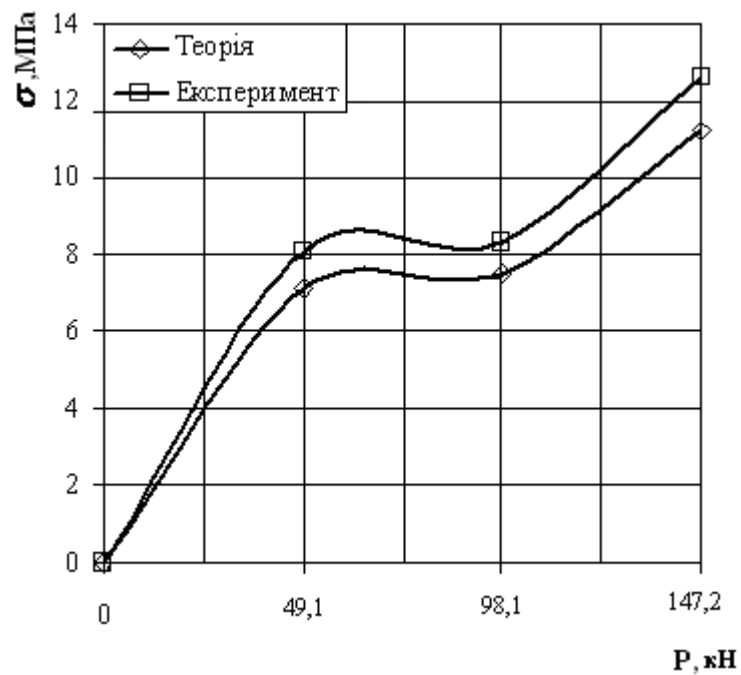


Рисунок В.3 – Залежність напружень в вертикальному листі шворневої балки від зовнішнього навантаження, яке передається на неї посередництвом вузла для закріплення гака ланцюгової стяжки (тензодатчик №6)

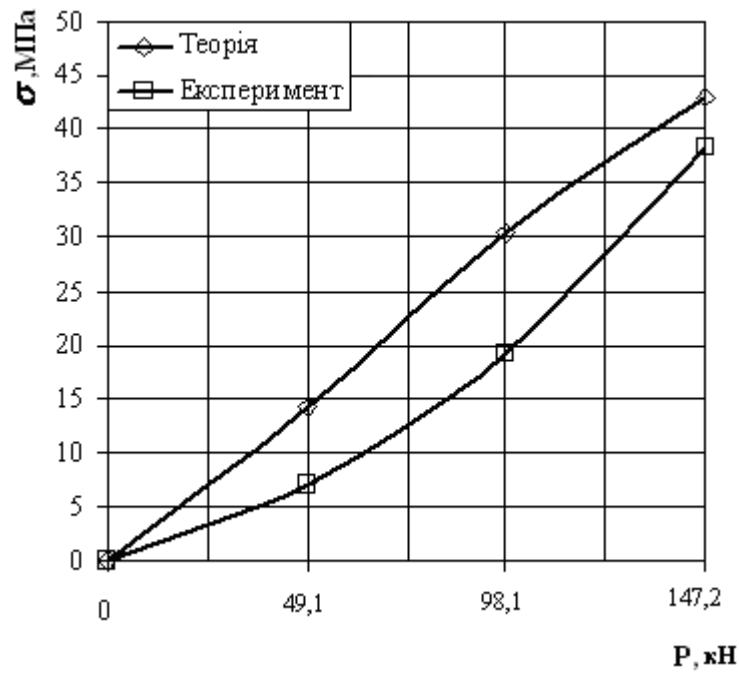


Рисунок В.4 – Залежність напружень в вертикальному листі шворневої балки від зовнішнього навантаження, яке передається на неї посередництвом вузла для закріплення гака ланцюгової стяжки (тензодатчик №7)

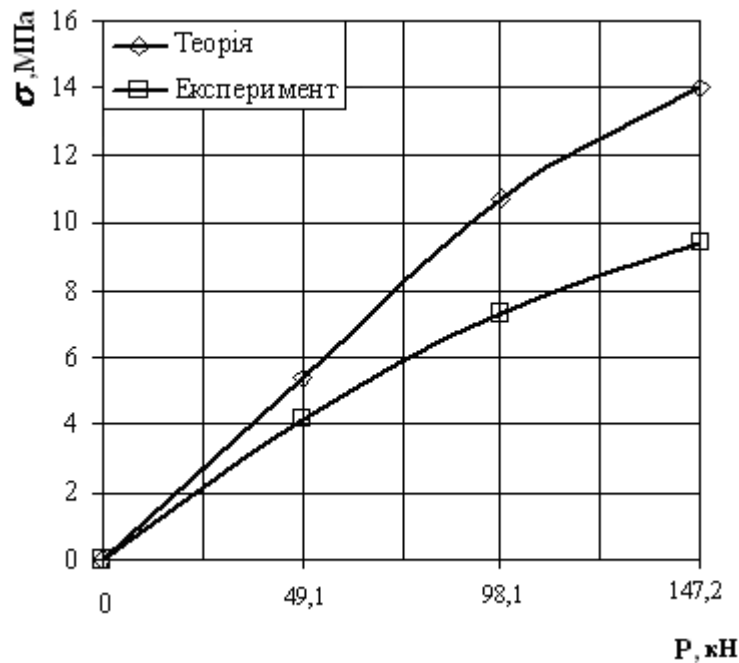


Рисунок В.5 – Залежність напружень в вертикальному листі шворневої балки від зовнішнього навантаження, яке передається на неї посередництвом вузла для закріплення гака ланцюгової стяжки (тензодатчик №8)

