

Український державний університет залізничного транспорту

Кафедра інженерії вагонів та якості продукції

на тему:

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ УНІВЕРСАЛЬНИХ
НАПІВВАГОНІВ

Пояснювальна записка і розрахунки
до магістерської кваліфікаційної роботи

МРВ. 07023. 05.00 ПЗ

Виконав магістрант групи 222-ВВГ-Д24
спеціальність 273 "Залізничний транспорт"

(шифр і назва напрямку підготовки, спеціальності)

(роботу виконано самостійно відповідно до
принципів академічної доброчесності)



Ярослав КОЗИНЕЦЬ



Керівник: д.т.н., професор
Ігор МАРТИНОВ

Рецензент: д.т.н., професор професор кафедри
управління та експлуатації рухомого складу
Дніпровського інституту інфраструктури і
транспорту Українського державного
університету науки і технологій

Леонтій МУРАДЯН

Харків – 2026 р.

Факультет: механіко-енергетичний
Кафедра: інженерії вагонів та якості продукції
Ступінь вищої освіти - магістр
Спеціальність (напрямок підготовки) - 273 Залізничний транспорт
Спеціалізація (освітня програма) - Вагони та вагове господарство

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри,
інженерії вагонів та
якості продукції
професор, д-р тех. наук

Равлюк В.Г.

03.03 2026

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ МАГІСТРА

Козинця Ярослава Володимировича

1 Тема «Підвищення надійності універсальних напіввагонів»

Керівник Мартинів Ігор Ернстович, доктор технічних наук, професор
затверджена розпорядженням по механіко – енергетичному факультету
від 24.02.2026 року № 13.

2 Строк подання студентом закінченої роботи 10 червня 2026 року

3 Вихідні дані

4 Зміст розрахунково – пояснювальної записки (перелік питань, які
необхідно розробити)

1 Аналіз технічного стану парку вантажних вагонів власності

2 Перевірка вписування вагону в габарит

3 Розрахунок навантажень діючих на вагон

4 Перевірка міцності кузова напіввагона

5 Технічний опис конструкції вагона

6 Розробка пропозицій щодо зміни конструкції бокової рами візка

7 Визначення економічного ефекту

Список використаних джерел

5 Перелік ілюстративного матеріалу

1. Об'єкт, предмет, задачі дослідження, наукова новизна, мета роботи
2. Обґрунтування необхідності використання інноваційних вагонів
3. Основні параметри конструкцій універсального напіввагона
4. Розрахункова модель кузова універсального напіввагона
5. Розрахункова модель удосконаленої бокової рами візка універсального напіввагона
6. Основні результати економічних розрахунків

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Економічна частина	д. т. н., професор Калабухін Ю. Є.		

7. Дата видачі завдання 04" квітня 2025 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту	Примітка
1	Аналіз технічного стану основних вузлів напіввагонів	16.03.26-30.03.26	виконано
2	Вибір та обґрунтування основних техніко-економічних параметрів універсальних напіввагонів	01.04.26-15.04.26	виконано
3	Перевірка вписування вагону в габарит	16.04.26-30.04.26	виконано
4	Визначення основних навантажень, що діють на елементи конструкції напіввагона	01.05.26-15.05.26	виконано
5	Дослідження міцності кузова напіввагона	16.05.26-25.05.26	виконано
6	Розробка пропозицій щодо модернізації бокової рами візка універсального напіввагона	26.05.26-04.06.26	виконано
7	Розрахунок економічного ефекту	05.06.26-15.06.26	виконано

Магістрант



(підпис)

Ярослав КОЗИНЕЦЬ

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи



(підпис)

Ігор МАРТИНОВ

(прізвище та ініціали)

Козинець

Зміст		
Вступ		6
1 Аналіз технічного стану парку вантажних вагонів власності АТ		8
Укрзалізниця		8
1.1 Обґрунтування необхідності використання інноваційних вагонів		16
1.2 Вибір основних техніко-економічних параметрів напіввагона		20
2 Перевірка вписування вагону в габарит		20
2.1 Область використання габаритів		20
2.2 Область застосування та позначення габаритів рухомого складу		21
2.3 Визначення розміру будівельно та проектного габаритних обрисів		33
3 Розрахунок навантажень, діючих на вагон		33
3.1 Загальні положення		36
3.2 Вертикальне статичне навантаження		39
3.3 Бокові сили		41
3.4 Поздовжні навантаження		42
4 Дослідження міцності кузова напіввагона		42
4.1 Вихідні дані для розрахунку		42
4.2 Характерні особливості конструкції і вибір методу розрахунку		44
4.3 Розрахунок міцності кузова по 1 режиму вантаження		49
4.4 Розрахунок міцності кузова по 3 режиму навантаження		55
5 Технічний опис конструкції вагону		67
6 Розробка пропозицій щодо зміни конструкції бокової рами візка		67
6.1 Аналіз технічного стану візків універсальних напіввагонів		70
6.2 Аналіз характеру взаємодії буксового вузла та бокової рами		72
6.3 Удосконалення конструкції бокової рами візка		76
7 Розрахунок економічного ефекту		76
7.1 Характеристика запропонованого заходу		76
7.2 Методика розрахунку економічного ефекту		86
Висновки		87
Список використаних джерел		

				МРВ. 07023. 05.00 ПЗ			
Зм.	Арк.	№ док.ум.	Підп.	Дата	Літера	Арк.	Аркушів
Розробив		Козинець			н	5	89
Перевірів		Мартинів			УкрДУЗТ		
Т. контр.							
Н. контр.		Рибін		12.06.16			
Затвер.		Равлюк		11.06.16			

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ
УНІВЕРСАЛЬНИХ
НАПІВВАГОНІВ

АНОТАЦІЯ

Я. В. Козинець Кваліфікаційна магістерська робота другого (магістерського) рівня вищої освіти на тему: «Підвищення надійності універсальних напіввагонів» включає в себе 15 слайдів презентації, 90 аркушів пояснювальної записки формату А4, що включає 37 рисунків, 25 таблиць, 18 літературних джерел.

Ключові слова: УНІВЕРСАЛЬНИЙ НАПІВВАГОН, КУЗОВ, МІЦНІСТЬ, ВІЗОК, БОКОВА РАМА, КОРПУС БУКСИ.

Метою магістерської роботи є підвищення працездатності напіввагонів.

Для досягнення даної мети в роботі передбачено розв'язання таких завдань:

- вибір раціональних техніко-економічних параметрів напіввагону;
- перевірка на міцність основні елементи кузова;
- модернізація опорних поверхонь бокових рам візків.

Об'єктом дослідження є підвищення працездатності бокових рам візків напіввагонів.

Предметом дослідження є елементи конструкції універсального напіввагону.

У магістерській роботі проведено аналіз технічного стану універсальних напіввагонів. Проаналізовані основні причини відмов та пошкоджень.. Проведено дослідження напружено-деформованого стану елементів кузовів напіввагонів. Виконано аналіз взаємодії буксового вузла з боковою рамою та запропоновані конструктивні зміни в корпус букси.

ANNOTATION

Ya. V. Kozynets. Qualification Master's thesis of the second (Master's) level of higher education on the topic "Increasing the reliability of universal gondolas" includes 15 presentation slides and 90 A4 pages of the explanatory note, containing 37 figures, 25 tables, and 18 literature sources.

Keywords: UNIVERSAL GONDOLA CAR, BODY, STRENGTH, BAG, SIDE FRAME, AXLE BOX.

The purpose of the master's thesis is to improve the serviceability of freight cars.

To achieve this goal, the following objectives are addressed in the study:

- selection of rational technical and economic parameters of the gondola;
- strength testing of the main body elements;
- modernization of the supporting surfaces of the side frames of the bogies.

Object of the study is to increase the performance of the side frames of gondola bogies.

Subject of the study there are elements of the design of a universal gondola.

The master's thesis analyzes the technical condition of universal gondolas. The main causes of failures and damage are analyzed. The stress-strain state of gondola body elements is studied. The interaction of the axle assembly with the side frame is analyzed and structural changes to the axle body are proposed.

Вступ

Актуальність теми. Актуальність теми. Залізничний транспорт є основним видом транспорту в Україні та має велике значення для нашої країни. Значення залізниць особливо важливо в умовах військової агресії. Для сталої та безперебійної діяльності залізничного транспорту необхідний розвиток та взаємодія в роботі всіх його підрозділів. Вагонне господарство є його основою.

Вагоном називається одиниця залізничного рухомого складу, призначена для перевезення пасажирів або вантажу. Велике значення має раціональність конструкцій вагонів та їх техніко-економічні показники, яка дає спроможність підвищити перевізну та пропускну спроможність залізниць, забезпечити можливість широкого впровадження комплексної механізації та автоматизації при виготовленні та ремонті вагонів, а також їх експлуатації, розміри капітальних вкладів та собівартість перевезень.

Сучасний парк вагонів складається з багатьох типів та конструкцій, особливо напіввагонів, кількість типів яких найбільша. Це зумовлено необхідністю задоволення різних вимог перевезень: найбільша пропускну спроможність залізниць, запобігання пошкодженню вантажів під час транспортування, максимальне використання вантажопідйомності, найбільша уніфікованість та достатньо велика вантажопідйомність.

Сучасні види тяги дозволяють формувати важковагові вантажні поїзди, розвивати великі швидкості руху та забезпечувати пробіги без зупинок на великі відстані. Це зумовлює високі вимоги до забезпечення надійності та довговічності конструкцій вагонів, забезпеченню контролю за їх станом у найкоротший термін, у тому числі й на станціях при огляді.

Першочерговим завданням залишається зменшення кількості відмов елементів конструкцій вагонів на шляху прямування за умови збільшення довжини безремонтних пробігів.

Метою магістерської кваліфікаційної роботи є підвищення міцності та надійності конструктивних елементів універсальних напіввагонів.

Поставлена мета визначила такі основні задачі досліджень:

- обґрунтувати необхідність використання універсальних напіввагонів з покращеними техніко-економічними характеристиками;
- вибрати раціональні техніко-економічні параметри та лінійні розміри напіввагону;
- виконати перевірку вписування вагона в габарит;
- виконати перевірку на міцність основних елементів кузова напіввагона;
- обґрунтувати можливість модернізації опорних поверхонь бокових рам візків;
- оцінити економічну доцільність запропонованих рекомендацій.

Об'єкт дослідження: підвищення ефективності використання бокових рам візків напіввагонів.

Предмет дослідження: елементи конструкції універсального напіввагону.

Наукова новизна дослідження.

- проведено аналіз технічного стану універсальних напіввагонів та обґрунтована необхідність використання універсальних напіввагонів з покращеними техніко-економічними характеристиками;
- проведено дослідження напружено-деформованого стану елементів кузовів напіввагонів;
- проведено дослідження міцності модернізованої конструкції бокової рами візка.

Практична цінність дослідження.

Запропонована удосконалена конструкція бокової рами візка.

Методи дослідження. Поставлені в магістерській кваліфікаційній роботі задачі вирішувались за допомогою методів теоретичної та будівельної механіки, теорії пружності та методу скінченних елементів (МСЕ).

1 Аналіз технічного стану парку вантажних вагонів власності АТ Укрзалізниця

1.1 Обґрунтування необхідності використання інноваційних вагонів

З моменту свого створення залізничний транспорт України відіграє провідну роль у забезпеченні вантажообігу промислового комплексу держави. Нині залізниці здійснюють основну частину вантажних перевезень як у внутрішньому, так і в міжнародному сполученні. Особливе значення вони мають для транспортування сировини, продукції металургійної галузі та сільського господарства. Крім того, в умовах збройної агресії Російської Федерації залізничний транспорт забезпечує перевезення особового складу та військової техніки до районів виконання бойових завдань.

Після розпаду СРСР залізниці України успадкували значний надлишок виробничих потужностей, зокрема розвинену інфраструктуру, а також великі локомотивний і вагонний парки. У радянський період українська залізниця забезпечувала близько 30 % загального обсягу вантажних перевезень Союзу. Накопичений тоді ресурс міцності дозволив галузі стабільно функціонувати в перші роки незалежності навіть за умов недостатнього фінансування та відсутності масштабних інвестицій у модернізацію [1]. Проте на сьогодні цей резерв практично вичерпано.

У 1990-х роках економіка України зазнала значного спаду, що супроводжувалося різким скороченням обсягів промислового виробництва та, як наслідок, зменшенням вантажних і пасажирських перевезень. Зниження попиту на транспортні послуги спричинило утворення надлишкового парку вантажних вагонів, насамперед універсальних критих вагонів і платформ. Через руйнування виробничих зв'язків між колишніми республіками СРСР та загальне скорочення промислової діяльності потреба в цих типах рухомого складу істотно знизилася. Значна частина вагонів була переведена до довготривалого резерву, де внаслідок впливу атмосферних чинників і неналежного утримання поступо-

во втрачала свою працездатність. Водночас оновлення вагонного парку практично не здійснювалося через відсутність необхідних фінансових ресурсів.

У цей період фактична потреба в рухомому складі була значно меншою, ніж наявна кількість вагонів, тому темпи списання зношеної техніки не викликали занепокоєння. Надлишок вагонів дозволяв задовольняти поточні потреби перевезень, створюючи уявлення про достатній рівень технічного забезпечення галузі. Проте за зовнішнім благополуччям приховувалося поступове фізичне та моральне старіння рухомого складу.

Упродовж 2000–2014 років, разом із відновленням економічної активності, спостерігалось зростання обсягів перевезень. Однак у 2014–2016 роках ця тенденція сповільнилася через погіршення фінансово-економічного стану залізничної галузі та економіки країни загалом. До цього часу резерв надлишкових потужностей фактично було вичерпано, а рівень зносу активної частини основних фондів досяг критичних значень — понад 80–90 %.

Разом з тим, на цей період припало інтенсивне старіння парку Укрзалізниці, що призвело до необхідності списання великої кількості вагонів.

Додатковим чинником стала зміна структури вантажопотоків, що зумовило зростання потреби у вантажних вагонах різних типів. Особливо відчутним стало збільшення попиту на напіввагони, криті вагони, зерновози та цементовози, які забезпечують перевезення основних видів промислової та сільськогосподарської продукції. Разом з тим, на цей період припало інтенсивне старіння парку Укрзалізниці, що призвело до необхідності списання великої кількості вагонів.

Загальний парк вантажних вагонів України налічує 169,1 тис. одиниць. Із них 106,5 тис. вагонів (63 %) перебували у власності АТ «Укрзалізниця», тоді як 62,6 тис. одиниць (37 %) належали приватним операторам. Середній рівень зносу вантажного вагонного парку на той момент становив 91,2 %. Наприкінці 2020 року загальна чисельність вантажних вагонів зросла до 201,1 тис. одиниць, при цьому парк АТ «Укрзалізниця» становив 105,4 тис. вагонів (52,4 %), а приватних власників — 95,7 тис. одиниць (47,6 %). Водночас середній рівень зносу

вагонного парку знизився до 75,5 %. Таким чином, протягом чотирьох з половиною років загальний парк вантажних вагонів збільшився на 32,0 тис. одиниць, або на 18,9 % [5].

Станом на середину 2020 року найбільшу частку вагонного парку України становили універсальні напіввагони — 105,8 тис. одиниць (53 % від загальної кількості). Друге місце посідали зерновози — 30,4 тис. одиниць (13,2 %), третє — цистерни для перевезення нафтопродуктів — 11,3 тис. одиниць (5,7 %). Частка критих вагонів становила 7,1 тис. одиниць (3,6 %), цементовозів — 7,0 тис. одиниць (3,5 %), тоді як на інші типи вагонів припадало 43,0 тис. одиниць (19,2 %). Разом із тим близько 43 % універсальних напіввагонів підлягали вилученню з експлуатаційного парку через перевищення нормативного терміну служби.

Особливо гостро проблема старіння рухомого складу проявляється для дефіцитних типів вантажних вагонів. Так, середній вік універсальних напіввагонів у 2025 році досяг 24 років при нормативному терміні служби 22 роки. Для критих вагонів цей показник становив відповідно 29 і 32 роки, для зерновозів — 30 і 30 років, а для цементовозів — 25 і 26 років.

Наведені дані свідчать про високий рівень зношеності вантажного вагонного парку України та наближення значної його частини до граничного терміну експлуатації. За таких умов особливої актуальності набуває питання масштабного оновлення рухомого складу. Розв'язання цієї проблеми потребує створення та впровадження сучасних інноваційних конструкцій вагонів, здатних забезпечити підвищення надійності, довговічності та ефективності перевезень.

Слід зазначити, що АТ «Укрзалізниця» спільно з вітчизняними вагонобудівними підприємствами здійснювали низку заходів, спрямованих на модернізацію та оновлення вагонного парку. Одним із перспективних напрямів стала розробка так званих інноваційних вагонів.

До цієї категорії належать вагони, технічні та експлуатаційні характеристики яких забезпечують вищий економічний ефект порівняно з традиційними конструкціями. Такий ефект досягається за рахунок збільшення вантажопідйо-

мності, подовження міжремонтних інтервалів, підвищення надійності та зниження експлуатаційних витрат. Крім того, використання інноваційного рухомого складу сприяє зменшенню витрат на утримання залізничної інфраструктури.

На сучасному етапі універсальний рухомий склад із традиційними технічними характеристиками в багатьох сегментах ринку вже перебуває у стані профіциту, що призводить до зростання навантаження на інфраструктуру та зниження попиту на продукцію вагонобудівної галузі. У зв'язку з цим особливого значення набуває формування довгострокової стратегії розвитку вагонного парку, орієнтованої на перспективу наступних десятиліть. Одним із ключових завдань є підвищення продуктивності перевезень та ефективності використання рухомого складу.

З огляду на це впровадження інноваційних вагонів розглядається як один із найважливіших напрямів розвитку залізничного транспорту. Їхні технічні та економічні переваги здатні суттєво підвищити зацікавленість операторів і власників рухомого складу в оновленні вагонного парку та сприяти подальшому підвищенню конкурентоспроможності залізничних перевезень [2].

З об'єктивних причин інноваційний рухомий склад має вищу вартість порівняно з традиційними вагонами, що обумовлено застосуванням сучасних матеріалів, високотехнологічних комплектуючих та вдосконалених конструктивних рішень. Тому власники вагонів не завжди розглядають придбання такого рухомого складу як економічно доцільне. Разом із тим практика експлуатації свідчить, що використання вагонів із покращеними техніко-економічними характеристиками забезпечує зниження негативного впливу на інфраструктуру залізниць, скорочення витрат на технічне обслуговування та підвищення ефективності перевізного процесу. У зв'язку з цим оновлення застарілого парку шляхом впровадження сучасних вагонів є більш раціональним рішенням у довгостроковій перспективі.

Основними напрямками інноваційного розвитку вантажного вагонобудування є:

- зменшення маси тари вагона шляхом використання високоміцних

сталей та алюмінієвих сплавів, що дозволяє збільшити корисну вантажопідйомність без зростання навантаження на колію;

- підвищення осьового навантаження з традиційних 23,5 т/вісь до перспективного рівня 25 т/вісь, що сприяє збільшенню обсягів перевезень та ефективнішому використанню рухомого складу;
- удосконалення конструкції ходових частин завдяки застосуванню візків нового покоління з покращеними динамічними характеристиками, які забезпечують зниження інтенсивності зносу колісних пар і рейкової колії, особливо на криволінійних ділянках;
- впровадження буксових вузлів із касетними підшипниками замість традиційних роликових підшипників, що дає можливість збільшити міжремонтний пробіг вагонів до 800 тис. км;
- використання сучасних антикорозійних покриттів та захисних матеріалів, які сприяють подовженню терміну служби кузовів зерновозів, напіввагонів та інших типів вантажних вагонів, що працюють у складних експлуатаційних умовах.

Перспективним напрямом розвитку також є впровадження цифрових систем дистанційного моніторингу технічного стану рухомого складу. Такі системи забезпечують безперервний контроль основних експлуатаційних параметрів, зокрема температури буксових вузлів, та дозволяють своєчасно виявляти несправності, підвищуючи рівень безпеки та надійності перевезень [3, 4].

Слід зазначити, що термін служби більшості вантажних вагонів в Україні неодноразово продовжувався та в багатьох випадках уже перевищує нормативні значення. Однією з основних причин такої ситуації є недостатній рівень фінансування оновлення рухомого складу з боку АТ «Укрзалізниця». У результаті процес старіння вагонного парку продовжується, що супроводжується зростанням витрат на підтримання вагонів у працездатному стані, збільшенням обсягів ремонтних робіт та підвищенням вартості всіх видів технічного обслуговування і ремонту.

Військова агресія суттєво вплинула на стан та структуру парку вантажних

вагонів України, загостривши наявні проблеми його фізичного та морального зносу. Додаткові навантаження на транспортну систему, пошкодження інфраструктури та рухомого складу призвели до необхідності більш інтенсивного використання наявних вагонів і прискорили процес їх старіння.

На рис. 1.1 наведено розподіл вагонів загального робочого парку. На рис. 1.2 наведено залежність зміни кількості вагонів неробочого парку.

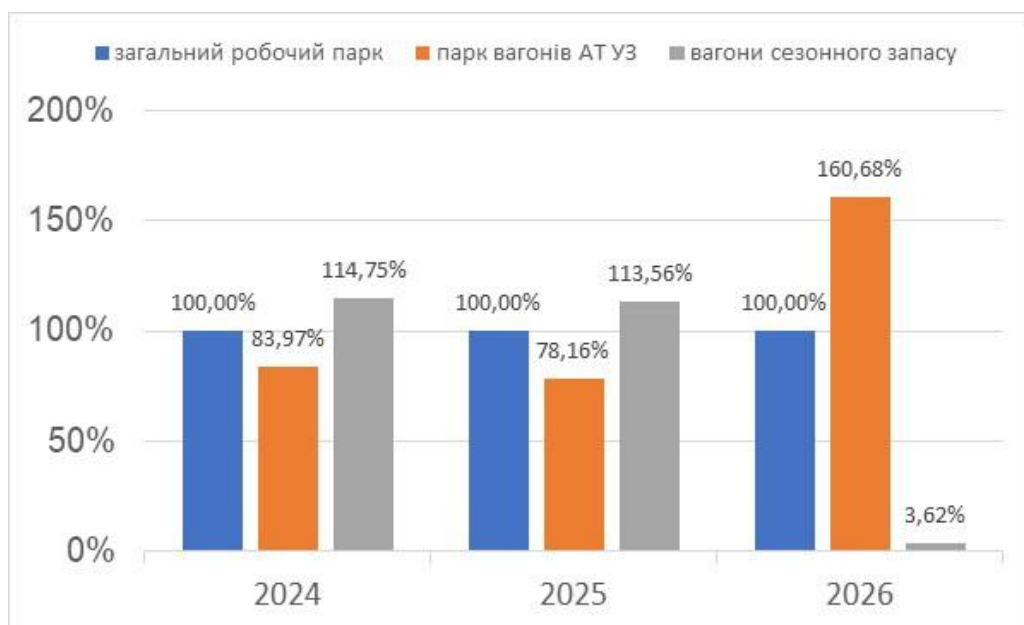


Рисунок 1.1 Розподіл вагонів загального робочого парку

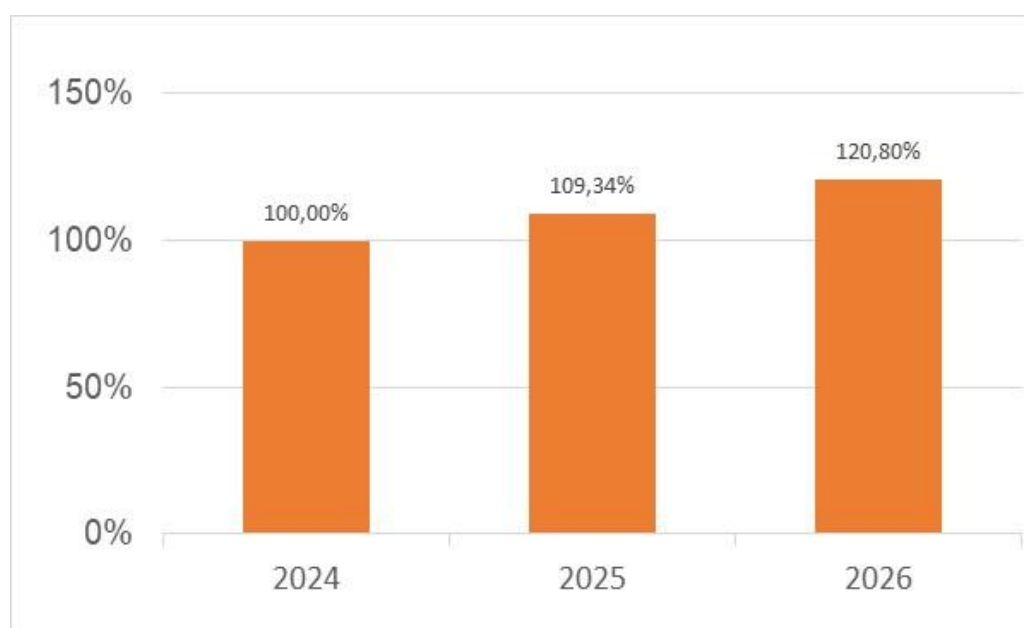


Рисунок 1.2 Зміна кількості вагонів неробочого парку

Переважну частину напіввагонів вітчизняного виробництва становлять вагони моделі 12-9745, які в різні роки виготовлялися на вагоноремонтних заводах АТ «Укрзалізниця», зокрема у Панютиному, Попасній, Дарниці та Стрию. Крім того, Панютинський вагоноремонтний завод здійснював виробництво напіввагонів моделі 12-9911, а підприємство ТОВ «Трансмаш» — моделі 12-9044.

Серед універсальних напіввагонів, що перебувають у власності АТ «Укрзалізниця», значну частку складають вагони моделі 12-7023 виробництва АТ «Крюківський вагонобудівний завод». Ці вагони належать до категорії інноваційного рухомого складу та характеризуються покращеними техніко-економічними показниками. Цим же підприємством були виготовлені напіввагони моделей 12-757 та 12-783. Однак термін їх експлуатації наближається до 40 років, що значно перевищує нормативний строк служби. Для забезпечення подальшої експлуатації їхній ресурс неодноразово подовжувався.

В експлуатації також залишаються напіввагони моделей 12-119, 12-132 та 12-132-03, виготовлені ще в радянський період. Вік цих вагонів є ще більшим, що свідчить про високий рівень старіння значної частини вагонного парку.

На рис. 1.3 наведено розподіл несправностей напіввагонів, які виникли в експлуатації.

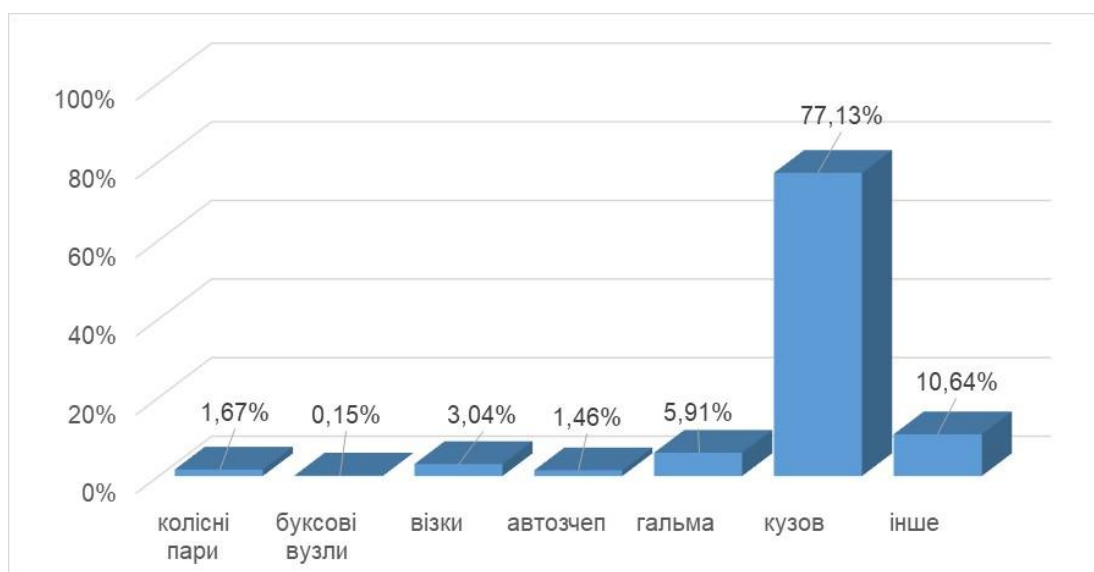


Рисунок 1.3 Розподіл основних несправностей універсальних напіввагонів

Аналіз технічного стану напіввагонів показує, що понад 75 % усіх несправностей припадає на пошкодження кузовів. Частка відмов автоматичних гальм становить 5,91 %, а несправностей ходових частин і візків — 3,04 %. Такий розподіл свідчить про необхідність удосконалення насамперед несівних конструкцій кузова та його окремих елементів [1].

Дослідження причин відчеплень вагонів через несправності колісних пар показує, що основною причиною є наднормативне зменшення товщини гребня колеса, на яке припадає 62,42 % випадків. Ще 22,64 % відчеплень викликані утворенням гострокінцевого накату. Це свідчить про необхідність підвищення якості технічного обслуговування колісних пар та вдосконалення конструкцій ходових частин.

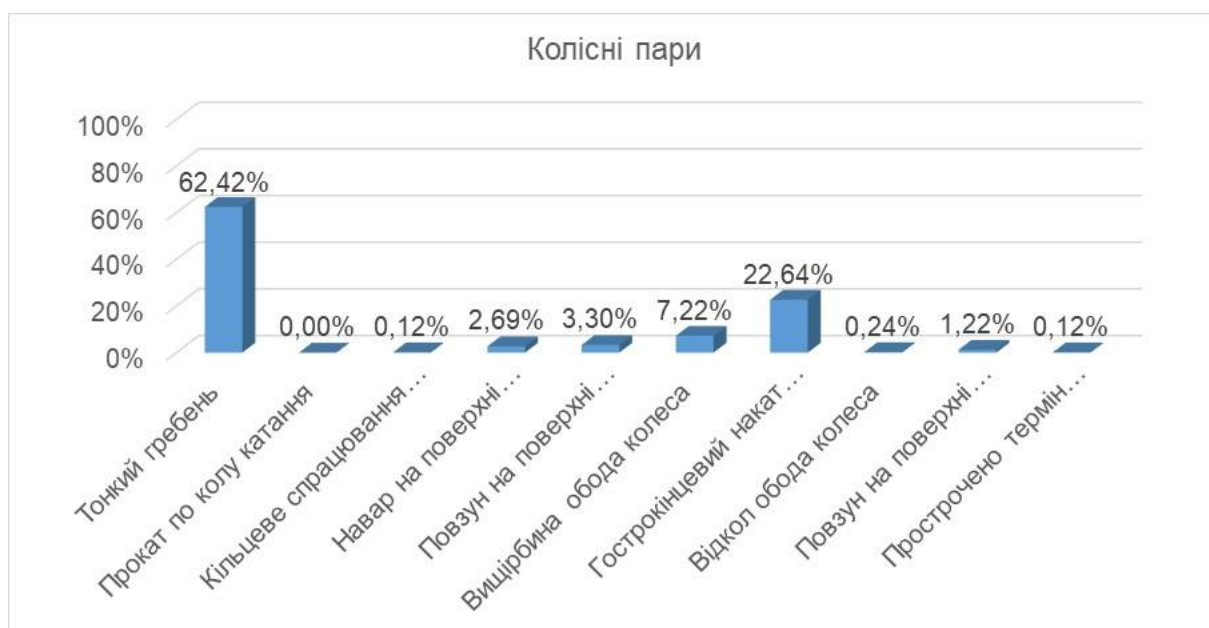


Рисунок 1.4 Розподіл основних несправностей колісних пар

На рис. 1.5 наведено розподіл основних несправностей кузовів. Очевидно, що переважна більшість випадків пошкоджень (95,91 %) викликана несправностями кришок розвантажувальних люків.

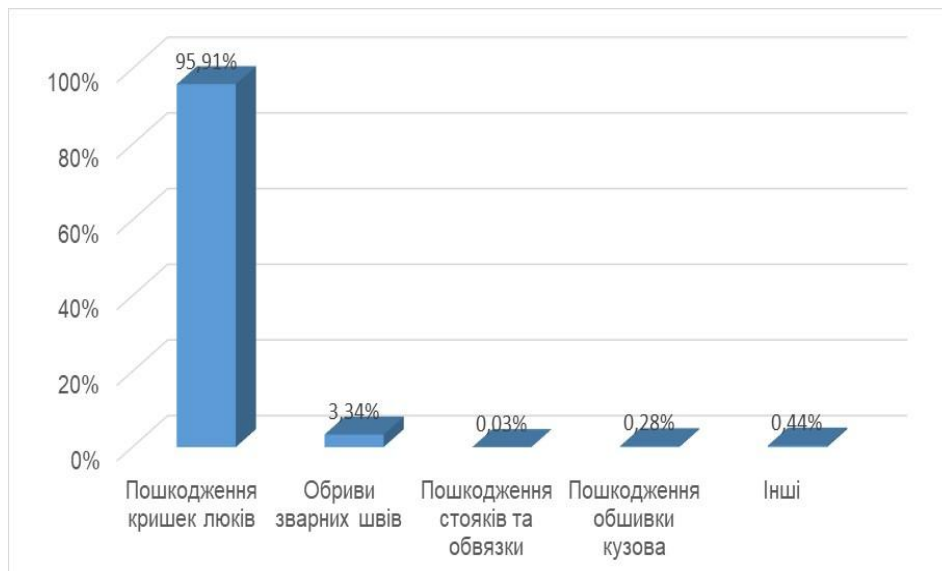


Рисунок 1.5 Розподіл основних несправностей кузовів

Сюди входять тріщини та злами кришок люків, остаточні деформації, що викликають нещільне прилягання, пошкодження запорів.

1.2 Вибір основних техніко-економічних параметрів напіввагона

Під час проектування нових конструкцій вагонів важливим завданням є забезпечення раціонального співвідношення між об'ємом кузова та вантажопідйомністю. Оскільки в універсальних напіввагонах перевозяться різноманітні вантажі з різними фізико-механічними властивостями, досягти повного використання як об'єму кузова, так і вантажопідйомності практично неможливо. Тому питомий об'єм вагона визначають як оптимальну величину, що забезпечує найбільш ефективне використання рухомого складу [8].

Вибір оптимального питомого об'єму здійснюється з урахуванням собівартості перевезень та коефіцієнта тари вагона. При цьому основною метою є мінімізація зазначених показників, що дозволяє підвищити економічну ефективність експлуатації напіввагонів і забезпечити конкурентоспроможність залізничних перевезень.

Як базовий напіввагон, приймаємо напіввагон моделі 12-7023.

Повний об'єм кузова визначаємо за формулою:

$$V_n = P \times V_{уд} \quad (1.1)$$

де P – вантажопідйомність, по завданню $P=70,3$ т;

$V_{уд}$ – питомий об'єм кузова $V_{уд}=1,28$ м³/т.

Тоді

$$V_n=70,3 \times 1,28=90 \text{ м}^3$$

Розміри вагона визначаються в залежності від габариту рухомого складу. Габарит напіввагону 1-ВМ. Знаючи розміри габариту, визначаємо лінійні розміри вагона.

Внутрішня довжина вагона визначається за формулою:

$$2L_{вн} = \frac{V_n}{h_{вн} \times 2B_{вн}}, \quad (1.2)$$

де V_n – об'єм кузова напіввагону;

$h_{вн}$ – внутрішня висота кузова.

$2B_{вн}$ – внутрішня ширина напіввагону.

Згідно параметрам вагонів-аналогів приймаємо, що внутрішня висота кузова $h_{вн}$ дорівнює 2,441 м, а внутрішня ширина напіввагону $2B_{вн}$ дорівнює 2,955 м.

Тоді

$$L_{вн} = \frac{90}{2,441 \times 2,955} = 12,478 \text{ м.}$$

Зовнішня ширина кузова повинна враховувати вимоги при вписуванні в габарит визначається за формулою:

$$2B_n = 2B_{вн} + 2a_{б} \quad (1.3)$$

де $a_{б}$ - товщина бокової стінки.

Використовуючи базовий вагон і його конструкцію з урахуванням бокових стінок, приймаємо $a_{б}=0,138$ м.

Тоді ширина вагона в зоні бокових стінок складає:

$$2B_{\text{н}}=2,955+2\times0,138=3,230 \text{ м}$$

Зовнішня довжина кузова визначається аналогічно ширині:

$$2L_{\text{н}}=2L_{\text{вн}}+2a_{\text{т}}; \quad (1.4)$$

де $a_{\text{т}}$ – товщина торцевого дверного проїому.

Враховуючи розміри базового вагону, приймаємо $a_{\text{т}}=0,111 \text{ м}$.

$$2L_{\text{н}}=12,478+2\times0,111=12,700 \text{ м}$$

Довжина рами вагона співпадає з довжиною кузова і також дорівнює 12,70 м.

Загальна довжина напіввагону визначається по формулі:

$$2L_{\text{заг}}=2L_{\text{р}}+2D_{\text{а}} \quad (1.5)$$

де $D_{\text{а}}$ – виліт автозчепу.

Враховуючи розміри базового вагону, приймаємо

$$D_{\text{а}}=0,610 \text{ м}.$$

Тоді загальна довжина напіввагону по осям автозчепу складає;

$$2L_{\text{заг}}=12,700+2\times0,610=13,920 \text{ м}.$$

Консоль вагона (відстань від осі шворневої балки до торцевої стіни) можна визначити за формулою

$$n_k = \frac{1}{2} \times (2L_{\text{р}} - 2l), \quad (1.6)$$

де $2l$ – база вагона.

Приймаємо по базовому вагону, що база вагона $2l$ дорівнює 8,65 м.

Тоді

$$n_k = \frac{1}{2} (12,700 - 8,65) = 2,025 \text{ м.}$$

Згідно [8] обираємо коефіцієнт тари вагона

$$K_m = 0,32$$

Тоді тара вагона

$$T = P \times K_m = 70,3 \times 0,32 = 22,85 \text{ т.}$$

Осьове навантаження визначається за формулою

$$q_o = \frac{P_{\bar{o}p}}{n}, \quad (1.7)$$

де $P_{\bar{o}p}$ – вага бруто вагона, кН;

n – кількість осей колісних пар.

$$P_{\bar{o}p} = (T + P) \cdot g, \quad (1.8)$$

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

$$P_{\bar{o}p} = (22,85 + 70,3) \cdot 9,81 = 913,8 \text{ кН.}$$

$$q_o = \frac{913,8}{4} = 228,5 \text{ кН}$$

Погонне навантаження обчислюємо за формулою

$$q_n = \frac{P_{\bar{o}p}}{2L_{\text{заг}}}, \quad (1.9)$$

$$q_n = \frac{913,8}{13,92} = 65,65 \frac{\text{кН}}{\text{м}}.$$

2 Перевірка вписування вагону в габарит

2.1 Область використання габаритів

Однією з основних вимог до конструкції вантажних вагонів є забезпечення безпеки руху поїздів. Вагони повинні безперешкодно проходити залізничними коліями, не допускаючи контакту зі спорудами, платформами, будівлями, пристроями інфраструктури, а також із рухомим складом, що знаходиться на суміжних коліях. Виконання цієї вимоги досягається за умови, що поперечні розміри вагона не перевищують встановлених нормативних меж, а всі споруди розміщуються на визначеній відстані від осі колії. Такі обмеження регламентуються габаритом рухомого складу та габаритом наближення споруд, які визначають допустимі геометричні параметри вагонів і об'єктів залізничної інфраструктури [9].

Габарит наближення споруд це є обмежений поперечний перпендикулярний осі шляху обрис, в який крім рухомого складу не повинні входити ніякі частини споруд та пристроїв, крім тих, які призначенні для взаємодії з рухомим складом.

Габарит рухомого складу - обмежений поперечний, перпендикулярний осі шляху обрис, в який не входять повинен вміщатись встановлений на прямому горизонтальному шляху, як у порожньому так і в навантаженому стані не тільки новий рухомий склад, але і рухомий склад, який має максимальні нормуємі допуски та зноси.

2.2 Область застосування та позначення габаритів рухомого складу

T – для рухомого складу, який допускається до обороту по шляхам мереж залізничних доріг СНД, зовнішнім та внутрішнім під'їзним шляхам промислових і транспортних підприємств, споруди та застосування споруд;

$T_{\text{ц}}$ – для цистерн і вагонів-самосвалів, які допускаються до обороту по шляхам загальній мережі залізничних доріг, зовнішнім та внутрішнім під'їзним

шляхам промислових та транспортних підприємств, споруди та застосування на яких відповідають вимогам, встановлених інструкцією до застосування габаритів приближення споруд та рухомого складу;

$T_{\text{пр}}$ – для полувагонів, які допускаються до обороту по шляхам загальній мережі залізних доріг, зовнішнім та внутрішнім під'їзним шляхам промислових і транспортних підприємств, споруд та пристроїв на яких відповідають вимогам, встановленими інструкцією по застосуванню габаритів наближення споруд і рухомого складу ;

1-Т – для рухомого складу, який допускається до обороту по всім шляхам загальній мережі залізних доріг СНД, зовнішнім і внутрішнім під'їзним шляхам промислових та транспортних підприємств;

1-ВМ – для рухомого складу, який допускається до обороту по всій мережі залізних доріг СНД, так і по магістральним лініям залізничних доріг членів Організації співробітництва залізничних доріг (ОСЖД) колії 1435 мм, які використовуються для міжнародних сполучень;

О-ВМ – для рухомого складу, який допускається до обороту по всій мережі залізних доріг - членів ОСЖД колії 1435мм з незначним обмеженням тільки на окремих дільницях;

02-ВМ – для рухомого складу, який допускається до обороту по всій мережі залізних доріг СНД, так і по всій мережі залізних доріг - членам ОСЖД колії 1435мм;

03-ВМ – для рухомого складу, який допускається до обороту як по всій мережі залізничних доріг СНД, так і по всім залізним дорогам колії 1435мм європейських та азіатських країн.

2.3 Визначення розмірів будівельного та проектного габаритних обрисів

Встановлення розміру габариту рухомого складу поверху (найбільша відстань від рівня головок рейки до лінії верхнього обрису габаритів) – це одночасно і максимальні будівельні розміри, які можуть мати проектувальний вагон

по висоті в не навантаженому стані.

Найменші вертикальні розміри будівельного обрису вагона – найменше допускаємо возвищення нижнього контуру вагона над рівнем верха головок рейок. Їх получають шляхом збільшення відповідних вертикальних розмірів габариту по низу на величенну можливих в експлуатації понижень елементів вагона.

Найменші вертикальні розміри будівельного обрису вагона – найменше допустиме піднесення нижнього контуру вагона над рівнем верху головок рейок. Їх отримують шляхом збільшення відповідних вертикальних розмірів габариту по низу на величенну можливих в експлуатації понижень елементів вагона.

Максимальний горизонтальний розмір будівельного обрису вагона визначається шляхом зменшення поперечних розмірів заданого габариту з кожної сторони на величини обмежень трьох категорій :

E_n – для напрямного поперечного перерізу вагона;

E_v – для внутрішніх перерізів вагона, тобто розміщених між його напрямними перерізами;

E_z – для зовнішніх перерізів вагона, розміщених з зовні від його напрямних перерізів, тобто в кінцевих частинах вагона

Напрямними поперечними перерізами вагона називаються перерізи по п'ятниках кузова.

Величини обмежень розраховуються за такими формулами:

$$E_n = 0.5 (S-d) +g + w + (k_1 - k_3), \quad (2.1)$$

$$E_v = 0.5 (S - d) +g +w +(k_2 (l - n)n +k_1 - k_3)-k +\alpha , \quad (2.2)$$

$$E_z =(0.5(S - d) + g +w)(r n +l / l)+(k_2(l + n)n - k_1 - k_3) +\beta, \quad (2.3)$$

де S – ширина колії в кривій розрахункового радіуса, мм ;

d – мінімальна відстань між зовнішніми гранями гранично спрацьованих гребенів коліс, мм;

g – найбільше можливе поперечне переміщення з центрального положення

в одну сторону рами візка відносно колісної пари, мм ;

l – відстань між напрямними перерізами (база вагона), м;

n – відстань від розрахункового перерізу вагона до найближчого напрямного перерізу, м;

Коефіцієнти k, k_1, k_2, k_3 дорівнюють

$$k=2.5 \text{ мм}, k_1=0.5 p^2/2=1.71125 \text{ мм}, k_2=2 \text{ мм/м}^2, k_3=0$$

α, β – додаткові обмеження тільки для дуже довгомірних вагонів;

В формулах для обмежень E_n, E_v, E_z результат отримуємо в мм.

Розрахунок вписування вагону моделі 12-7023 в габарит 1-ВМ на візках моделі 18-7020 (габарит 02-ВМ) [9] проводиться для визначення будівельних розмірів відповідних частин проекрованої одиниці рухомого складу, що допускаються в даному габариті.

Розрахунок виконується для вагона відповідно до [9], виходячи з умови проходження вагона по всіх шляхах залізниць України і країн СНД колії 1520 мм, включаючи колії сортувальних гірок, обладнані вагонними сповільнювачами, і шляху, обладнані пристроєм для насування вагонів.

Таблиця 2.1 – Вихідні розрахункові дані

Найменування	Код	Позначення	Числове значення
1	2	3	4
Габарит: кузов візок	1		1-ВМ 02-ВМ
Довжина по кузову (рамі), м	2	L	12.98
База рухомого складу, м	3	l	8.650
База візка мод. 18-7020, м	4	p	1.85
Сила тяжіння вагона брутто, кН	12	Q	922.14
Сила тяжіння тари, кН	13	T	231.516
Сила тяжіння візка, кН	14	Q_m	46.7
Розрахункове навантаження на один візок (при рівномірному розподілі), кН	17	P_p	345.312
Гнучкість центральних ресор візка, однакова для обох візків, мм/кН	21	λ_2	0.153
Загальна гнучкість ресор одного візка	26	λ_3	0.153
Максимальний діаметр нових коліс, мм	30	D_{max}	950

Продовження таблиці 2.1

1	2	3	4
Мінімальний діаметр гранично спрацьованих коліс, мм	31	D_{min}	844
Мінімально допустиме відстань між внутрішніми гранями коліс (колія 1520 мм), мм	34	d^I_2	1358
Мінімально допустима товщина гребня бандажа по рівню верха головки рейки (колія 1520 мм), мм	35	t_2	25
Вертикальна відстань від центра тяжіння вагона до нижньої поверхні підп'ятника, мм	36	h_{ym}	1607
Можливе поперекове зміщення букси відносно колісної пари, мм	37	q^I	1
Можливе поперекове зміщення рами візка відносно букси, мм	38	q^{II}	2
Найбільше можливе поперечне переміщення в направляючому перетині в одну сторону з центрального положення рами візка відносно колісної пари внаслідок наявності зазорів при максимальних спрацюваннях і деформацій пружних елементів у буксовому вузлі зчленування рами візка з буксою, мм	39	q	3
Можливий поперечний зсув з центрального положення надресорної балки щодо рами візка, мм	40	w^I	24
То ж п'ятника відносно підп'ятника, мм	41	w^{II}	4
Найбільше можливе поперечне переміщення в направляючому перетині в одну сторону з центрального положення кузова щодо рами візка в наслідок зазорів при максимальних зносах і деформаціях пружних елементів у вузлі зчленування кузова і рами візка, мм	42	w	28
Зниження букси (чи іншої частини) щодо осі колісної пари внаслідок зносу підшипника й осьової шийки по радіусі, мм	44	Δh_1	0
Те ж за період між обточуваннями коліс, мм	45	Δh^{p_1}	0
Зниження рами візка щодо букси у наслідок вертикальних зносів опорних поверхонь, мм	46	Δh_2	2
Те ж за період між обточуваннями коліс, мм	47	Δh^{p_2}	0
Вертикальний знос, що допускається, п'ятника і підп'ятника, мм	50	Δh_4	5
Те ж за період між обточуваннями коліс, мм	51	Δh^{p_4}	0
Залишкове осідання центральних ресор, мм	53	f_{02}	10

Продовження таблиці 2.1

1	2	3	4
Власний прогин під навантаженням середнього перетину конструкції рами рухливого складу (хребтової балки)	54	z	10
Відстань від направляючого перетину до внутрішнього перетину № 1 кузова (саме направляюче перетин), м	55	n_0	0
Відстань від направляючого перетину до внутрішнього перетину № 2 кузова, м	56	n_{el}	4.325
Відстань від направляючого перетину до зовнішнього перетину № 3 (перетин по консолі), м	65	n_{nl}	2.16
Відстань від направляючого перетину візка до розглянутого її внутрішнього перетину № 0 (перетин по осі колісної пари), м	76	n_{e0}^I	0
Відстань від направляючого перетину візка до її внутрішнього перетину № 1 (середній перетин рами візка), м	7	n_{el}^I	0,925
Відстань від направляючого перетину візка до її внутрішнього перетину № 2, м	8	n_{e2}^I	0,820
Відстань від направляючого перетину візка до розглянутого її зовнішнього перетину № 1 (кінцевий перетин рами), м	1	n_{nl}^I	0,283

Таблиця 2.2 – Додаткові вихідні дані для частин (деталей), що встановлені шарнірно на основних частинах конструкції рухомого складу

Найменування основної частини і частин, що кріпляться до неї	Індекс частини	Зазори в шарнірних з'єднаннях, мм		Плюсові допуски на розміри частин, мм	
		по горизонталі Δq_{ji}	по вертикалі Δh_{ji}	по горизонталі e_x	по вертикалі e_y
Колісна пара	0	-	-	0	0
Букса	1	-	-	0	5
Рама візка	2	-	-	-	10
Надресорна балка	3	-	-	-	15
Кузов: - середній розріз - направляючий розріз - кінцевий розріз	4	-	-	8 5,5 15,5	20

Примітка: Подвійний індекс при Δq для позначення зазорів, що є у прикріплених частин, означає; перший – j – індекс основної частини, тобто 0,1,2,3, і 4; другий – i – порядковий номер прикріпленої частини, тобто 1,2,3...

Таблиця 2.3 – Результати розрахунку коефіцієнтів (візок)

Коефіцієнт	Числовий розрахунок	
	Для точок 1-8 габариту 02-ВМ	Для інших точок
1	2	3
k , мм	75	25
k_1 , мм	$0,5 \cdot 1,85^2 = 1,7$	$0,5 \cdot 1,85^2 = 1,7$
k_2 , мм/м ²	2	2
k_3 , мм	0	0
$\Delta k'_{0}$, мм	$1,7 - 0 = 1,7$	$1,7 - 0 = 1,7$
$\Delta k'_{e0}$, мм	$2 \times (1,85 - 0) \times 0 - 0 = 0$	$2 \times (1,85 - 0) \times 0 - 0 = 0$
$\Delta k'_{e1}$, мм	$2 \times (1,85 - 0,925) \times 0,925 - 0 = 1,7$	$2 \times (1,85 - 0,925) \times 0,925 - 0 = 1,7$
$\Delta k'_{e2}$, мм	$2 \times (1,85 - 0,82) \times 0,82 - 0 = 1,69$	$2 \times (1,85 - 0,82) \times 0,82 - 0 = 1,69$
$\Delta k'_{n1}$, мм	$2 \times (1,85 + 0,283) \times 0,283 - 0 = 1,2$	$2 \times (1,85 + 0,283) \times 0,283 - 0 = 1,2$
φ^1	$\frac{2 \times 0,283 + 1,85}{1,85} = 1,3$	$\frac{2 \times 0,283 + 1,85}{1,85} = 1,3$

Таблиця 2.4 – Розрахунок коефіцієнтів (кузов)

Коефіцієнт	Числовий розрахунок	
	Для крапок 1-11 габариту 1-ВМ	Для всіх останніх крапок
k , мм	0	25
k_1 , мм	$0.625 \times 1.85^2 = 2,14$	$0.5 \times 1.85^2 = 1,7$
k_2 , мм	2,5	2
k_3 , мм	180	0
Δk_0 , мм	$2.14 - 180 = 0$	$1.7 - 0 = 1.7$
Δk_{e1} , мм	$2.5 \times (8.65 - 4.325) \times 4.325 + 2.14 -$	$2 \times (8,65 - 4,325) \times 4,325 + 1,7 - 0 = 39.1$ $2 \times (8,65 + 2,16) \times 2,16 - 1,7 - 0 = 45$
Δk_{n1} , мм	$180 = 0$	$2.5 \times (8.65 + 2.16) \times 2.16 - 2.14 - 180 = 0$
φ	$(2 \times 2,16 + 8,65) / 8,65 = 1,499$	
α	$\alpha = 0.833 \cdot (8.65 \cdot 4.325 - 4.325^2 + 0.25 \cdot 1.85^2 - 72) = 0$	
β	$\beta = 0.833 \cdot (8.65 \cdot 2.16 + 2.16^2 - 0.25 \cdot 1.85^2 - 72) = 0$	

Таблиця 2.5 – Горизонтальні обмеження для колісних пар і букс

Найменування частин	Номер перерізу	Означення обмеження	Числовий розрахунок для точок габариту 02-ВМ, мм		
			9-11	12-13	Для всіх інших нижніх точок габариту
Колісна пара	0	E_o	$0,5(S-d) + \Delta q_0 - k$ $0,5(1465-1408) + 0 - 75 = 0$	$0,5(S-d) + \Delta q_0 - k$ $0,5(1465-1408) + 0 - 25 = 4$	0
Букса	1	E_o	$0,5(S-d) + q' + \Delta q_0 - k$ $0,5(1465-1408) + 1 + 0 - 75 = 0$	$0,5(S-d) + q' + \Delta q_0 - k$ $0,5(1465-1408) + 1 + 0 - 25 = 5$	1

Таблиця 2.6 – Горизонтальні обмеження для рами візка і закріплених на ньому частин

Перетин	Номер перерізу	$n^I_e, \text{ м}$	$n^I_n, \text{ м}$	Найменування частин	E_o, E_B, E_H	Числовий розрахунок для точок габариту 02-ВМ, мм		
						9-11	12-13	Для всіх інших нижніх точок габариту
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Направляючий	0	-	-	Рама	E_o	$0,5(S-d) + q + \Delta q_{2i} + \Delta k'_{0-k}$ $0,5(1465-1408) + 3 + 0 + 1,7 - 75 = 0$	$0,5(S-d) + q + \Delta q_{2i} + \Delta k'_{0-k}$ $0,5(1465-1408) + 3 + 0 + 1,7 - 25 = 8$	$1 + 2 + 0 + 0 = 3$
Внутрішній	1	0,925	-	Середній перетин рами	E_e	$0,5(S-d) + q + \Delta q_{2i} + \Delta k'_{B1-k}$ $0,5(1465-1408) + 3 + 0 + 1,7 - 75 = 0$	$0,5(S-d) + q + \Delta q_{2i} + \Delta k'_{B1-k}$ $0,5(1465-1408) + 3 + 0 + 1,7 - 25 = 8$	$1 + 2 + 0 + 0 = 3$

Продовження таблиці 2.6

1	2	3	4	5	6	7	8	9
	2	0,820	-	Надресорна балка	E_{σ}	$0,5(S-d)+q + w' + \Delta q_{3i} + \Delta k'_{B2} - k$ $0,5(1465-1408)+3+24+0+1,69-75=0$	$0,5(S-d)+q + w' + \Delta q_{3i} + \Delta k'_{B2} - k$ $0,5(1465-1408)+3+24+0+1,69-25=32$	$1+2+24=27$
Зовнішній	1	-	0,282	Кінцевий перетин рами	E_H	$[0,5(S-d)+q] \times \varphi^1 + \Delta q_{2i} + \Delta k'_{H1} - k$ $[0,5(1465-1408)+3] \times 1,3 + 0 + 1,2-75=0$	$[0,5(S-d)+q] \times \varphi^1 + \Delta q_{2i} + \Delta k'_{H1} - k$ $[0,5(1465-1408)+3] \times 1,3 + 0 + 1,2-25=17$	$[1+2+0] \times 1,3 + 0 = 4$

Таблиця 2.7 – Горизонтальні обмеження кузова

Перетин	Номер перерізу	$n_{\sigma},$ м	$n_H,$ м	Найменування частини	$E_o,$ $E_B,$ E_H	Числовий розрахунок для точок габариту 1-ВМ, мм		
						1-11	12-13	всі інші точки
Направляюче	0	-	-	Кузов	E_o	$0,5(S-d)+q+w+\Delta q_{4i}+\Delta k_0-k$ $0,5(1530-1487)+3+28+0+0-0=53$	$0,5(S-d)+q+w+\Delta q_{4i}+\Delta k_0-k$ $0,5(1465-1408)+3+28+0+1,7-25=36$	$q' + q'' + 0,5(w' + w'') + \Delta q_{ji}$ $= 1+2+0,5(24+4)+0=17$
Внутрішнє	1		-	Середній перетин кузова	E_{σ}	$0,5(S-d)+q+w+\Delta q_{4i}+\Delta k_B-k+\alpha$ $0,5(1530-1487)+3+28+0+0-0=53$	$0,5(S-d)+q+w+\Delta q_{4i}+\Delta k_B-k+\alpha$ $0,5(1465-1408)+3+28+0+39,1-25=74$	$q' + q'' + 0,5(w' + w'') + \Delta q_{ji}$ $= 1+2+0,5(24+4)+0=17$
Зовнішнє	1	-		Кінцевий перетин кузова	E_H	$[0,5(S-d)+q+w] \times \varphi + \Delta q_{4i} + \Delta k_H - k + \beta$ $[0,5(1530-1487)+3+28] \times 1,499 + 0 + 0 + 0 = 79$	$[0,5(S-d)+q+w] \times \varphi + \Delta q_{4i} + \Delta k_H - k + \beta$ $[0,5(1465-1408)+3+28] \times 1,499 + 0 + 45-25+0=109$	$[q' + q'' + 0,5(w' + w'')] \varphi + \Delta q_{ji}$ $= [1+2+0,5(24+4)] 1,499 + 0 = 25$

Таблиця 2.8 – Вертикальні обмеження

Найменування основної частини	Індекс частини	h_i	Числовий розрахунок, мм
Колісна пара	0	h_0	$0,5(D_{\max} - D_{\min}) = 0,5(950 - 844) = 53$
Букса	1	h_1	$h_0 + \Delta h_1 = 53 + 0 = 53$
Рама візка	2	h_2	$h_1 + \Delta h_2 + f_{01} + f_1 = 53 + 2 + 0 + 0 = 55$
Надресорна балка	3	h_3	$h_2 + \Delta h_3 + f_{02} + f_2 = 55 + 0 + 10 + 345.312 \times 0,153 = 118$
Кузов			
- направляючий перетин	4.0	$h_{4.0}$	$118 + 5 + \frac{2 \times 10 \times 0}{8,65} = 123$
- середній перетин	4.1	$h_{4.1}$	$118 + 5 + \frac{2 \times 10 \times 4,325}{8,65} = 133$
- кінцевий перетин	4.2	$h_{4.2}$	$118 + 5 = 123$

Таблиця 2.9 – Найменша висота нижніх частин кузова по умовам проходження вертикальних кривих сортувальних гірок

Поперековий перетин	$n_{6i}, n_{hi},$ м	Числовий розрахунок, мм	Вертикальне обмеження h_4 , мм	Висота $H_{RB}, H_{RH},$ мм
Внутрішній	$n_{B1} = 4,325$	$h_{RB1} = 2 \times 4,325 \times (8,65 - 4,325) + 0,5 \times 1,85^2 = 39,1$	133	$H_{RH1} = h_4 + h_{R6} = 133 + 39,1 = 172$
Зовнішній	$n_{H1} = 2,16$	$h_{RH1} = 2 \cdot (1 + n_{H1}) \cdot n_{H1} + 0,075 \cdot \left(\frac{Q \cdot h_{um} \cdot \lambda_3}{l} \right) \cdot \frac{(l + 2 \cdot n_{H1})}{l} = 2 \cdot (8,65 + 2,16) \cdot 2,16 + 0,075 \cdot \left(\frac{922,1 \cdot 1,607 \cdot 0,153}{8,65} \right) \cdot \frac{(8,65 + 2 \cdot 2,16)}{8,65} = 49$	123	$H_{RH1} = h_4 + h_{R6} = 123 + 49 = 172$

Таблиця 2.10 – Розміри направляючого перетину вагону

Точки габариту	B_i^w	E	B_i	e_x	B_{in}	H_i^w	h_i	H_i	e_v	H_{in}
1	1160	53	1107	5,5	1102	4700	0	4700	20	4680
2	1400	53	1347	5,5	1342	4500	0	4500	20	4480
3	1600	53	1547	5,5	1542	4250	0	4250	20	4230
4	1700	53	1647	5,5	1642	3850	0	3850	20	3830
9	1700	53	1647	5,5	1642	1160	123	1283	20	1303
10	1675	53	1622	5,5	1617	1160	123	1283	20	1303
11	1675	53	1622	5,5	1617	430	123	553	20	573
12	1520	36	1484	5,5	1479	430	123	553	20	573
13	1220	36	1184	5,5	1179	130	123	253	20	273
14	720	17	737	5,5	732	130	123	253	20	273
17	720	17	737	5,5	732	140	123	263	20	283
21	0	17	0	5,5	0	140	123	263	20	283

Будівельний обрис

Проектний обрис

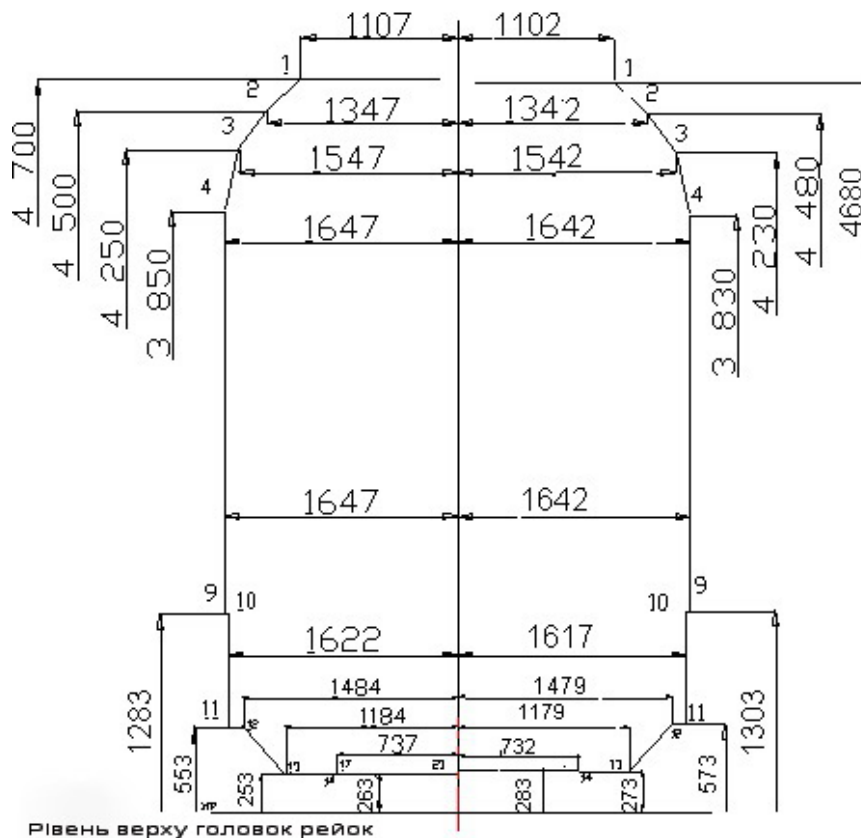


Рисунок 2.1 – Вертикальна габаритна рамка для

направляючого перетину кузова вагону

Таблиця 2.11 – Розміри середнього перетину вагону

Точки габариту	B_i^w	E	B_i	e_x	B_{in}	H_i^w	h_i	H_i	e_v	H_{in}
1	1160	53	1107	8	1099	4700	0	4700	20	4680
2	1400	53	1347	8	1339	4500	0	4500	20	4480
3	1600	53	1547	8	1539	4250	0	4250	20	4230
4	1700	53	1647	8	1639	3850	0	3850	20	3830
9	1700	53	1647	8	1639	1160	133	1293	20	1313
10	1675	53	1622	8	1614	1160	133	1293	20	1313
11	1675	53	1622	8	1614	430	133	563	20	583
12	1520	74	1446	8	1438	430	133	563	20	583
13	1220	74	1146	8	1138	130	133	263	20	283
14	720	17	737	8	729	130	133	263	20	283
17	720	17	737	8	729	140	133	273	20	293
21	0	17	0	8	0	140	133	273	20	293

Будівельний обрис

Проектний обрис

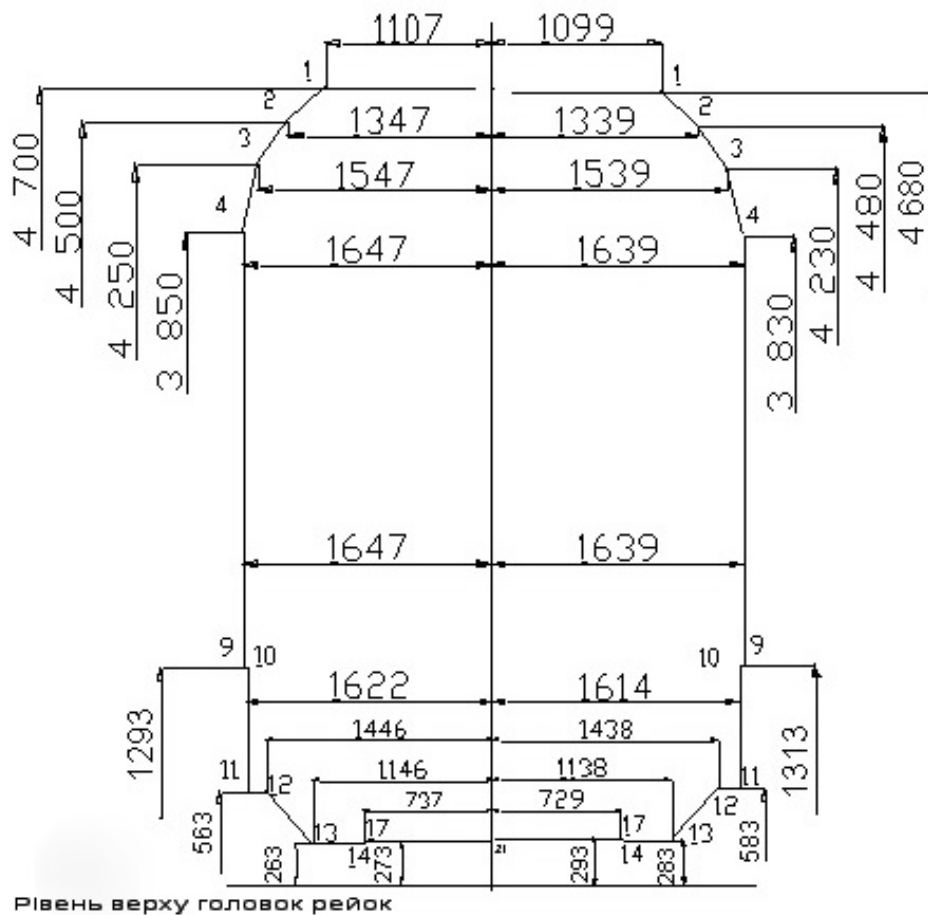


Рисунок 2.2 – Вертикальна габаритна рамка для середнього
перетину кузова вагону

Таблиця 2.12 – Розміри кінцевого перетину вагону

Точки габариту	B^w_i	E	B_i	e_x	B_{in}	H^w_i	h_i	H_i	e_v	H_{in}
1	1160	79	1081	15,5	1066	4700	-	4700	20	4680
2	1400	79	1321	15,5	1306	4500	-	4500	20	4480
3	1600	79	1521	15,5	1506	4250	-	4250	20	4230
4	1700	79	1621	15,5	1606	3850	-	3850	20	3830
9	1700	79	1621	15,5	1606	1160	123	1283	20	1303
10	1675	79	1596	15,5	1581	1160	123	1283	20	1303
11	1675	79	1596	15,5	1581	430	123	553	20	573
12	1520	109	1411	15,5	1396	430	123	553	20	573
13	1220	109	1111	15,5	1096	130	123	253	20	273
14	720	25	745	15,5	730	130	123	253	20	273
17	720	25	745	15,5	730	140	123	263	20	283
21	0	25	0	15,5	0	140	123	263	20	283

Будівельний обрис

Проектний обрис

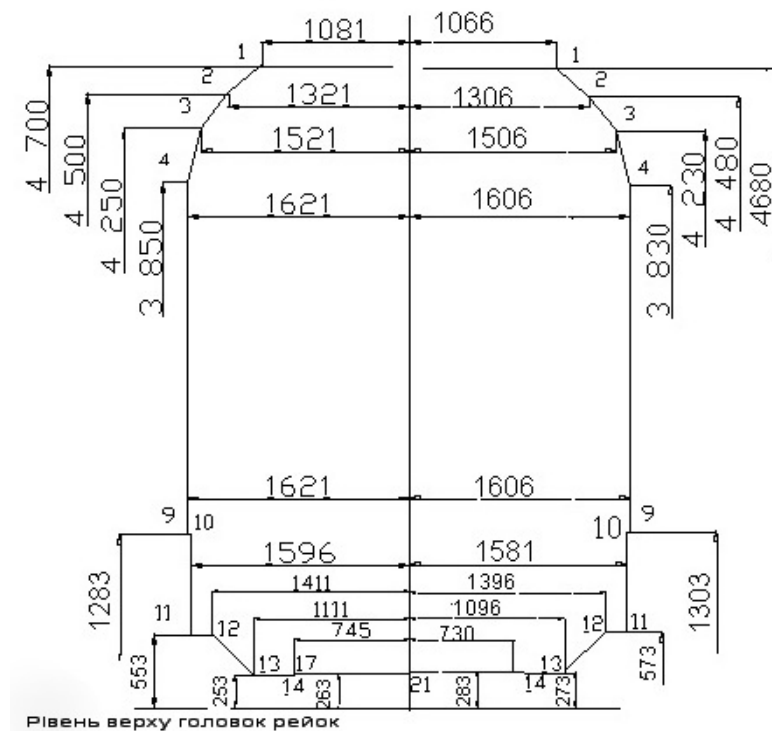


Рисунок 2.3 – Вертикальна габаритна рамка для кінцевого
перетину кузова вагону

Висновки: розраховані будівельні та проектні обриси напіввагону мод.12-7023, що вписується в габарит 1-ВМ. Усі частини напіввагона мод. 12-7023 вписуються у відповідні проектні обриси.

3 Розрахунок навантажень, діючих на вагон

3.1 Загальні положення

Протягом усього терміну експлуатації вагон перебуває під дією власної ваги, яка характеризується масою тари та залишається практично незмінною. Під час перевезення вантажів на конструкцію додатково впливає вага вантажу, що називається корисним навантаженням. Оскільки фактична маса вантажу може змінюватися залежно від умов експлуатації, під час розрахунків на міцність її, як правило, приймають постійною та рівною номінальній вантажопідйомності вагона [8].

Навантаження, величина яких не змінюється з часом або змінюється незначно, належать до статичних. До них відносяться власна вага вагона та вага вантажу, що перевозиться.

Під час експлуатації на вагон та його конструктивні елементи впливають різноманітні динамічні навантаження, що змінюються у часі. До основних із них належать сили взаємодії між вагонами і локомотивом під час руху поїзда та маневрової роботи, інерційні навантаження, які виникають при русанні, прискоренні й гальмуванні, а також сили, зумовлені вертикальними та горизонтальними коливаннями рухомого складу. Важливу роль відіграють і сили контакту коліс з рейковою колією, особливо під час проходження криволінійних і перехідних ділянок колії.

Статичні та динамічні навантаження, а також сили, що виникають при гальмуванні, належать до основних експлуатаційних навантажень, оскільки вони діють на вагон протягом більшої частини його життєвого циклу та визначають умови роботи основних несівних елементів конструкції.

Крім основних навантажень, у процесі експлуатації на вагон можуть діяти тимчасові технологічні навантаження. Зокрема, під час механізованого завантаження та розвантаження виникають додаткові сили від роботи навантажувально-розвантажувального обладнання, які необхідно враховувати при

проектуванні окремих елементів кузова.

Окрему групу становлять навантаження, пов'язані з технологією виготовлення та ремонту вагонів. Вони виникають під час складання конструкції, виконання зварювальних робіт, транспортування вузлів, а також у процесі ремонтних операцій, наприклад при підніманні кузова домкратами. Незважаючи на короткочасний характер їх дії, такі навантаження також повинні враховуватися при розрахунках міцності та оцінюванні надійності конструкції вагона.

Через відхилення фактичних розмірів елементів вагона і колії від номінальних (у межах допусків), а також під час руху по перехідних кривих, на вагон або його окремі частини можуть діяти системи сил, для яких головний вектор і головний момент дорівнюють нулю. Такі сили не викликають переміщення вагона як цілого, але можуть створювати додаткові напруження в конструкції. До таких систем сил відноситься, наприклад, вертикальне кососиметричне навантаження.

В розрахунках навантаження, діючі на вагон, приводять до наступних основних груп:

- вертикальне навантаження;
- бокове навантаження;
- повздовжнє навантаження;
- група самоврівноважених сил – вертикальних кососиметричних, горизонтальних від розпору вантажу та інше.

При розрахунку всіх вагонів повинні враховуватися наступні основні сили:

- власна сила ваги (вага) конструкції (тари) і сила ваги (вага) вантажу;
- інерційні сили, викликані коливальними прискореннями мас при русі вагона по нерівностях шляху;
- сили, що виникають при русі вагона по кривих і стрілочних переводах;
- аеродинамічні сили (сили тиску вітру й тощо.);

- сили взаємодії між вагонами, між вагоном і локомотивом,
- між кузовом вагона й вантажем при різних режимах руху поїзда й маневровій роботі, а також виникаючі при цьому поздовжні сили інерції.

Залежно від призначення й особливостей конструкції вагонів разом з перерахованими вище силами повинні враховуватися також наступні сили:

- сили розпору (тиску) сипучих і навалочних вантажів;
- сили тиску рідин і газів, у тому числі й зниженого внутрішнього тиску (нижче атмосферного) у котлах цистерн, вантажних ємностях бункерних вагонів і тощо.;
- сили гідравлічного удару в котлах цистерн.

Перераховані сили приводяться до наступних основних розрахункових схем їхнього додатка:

- вертикальне навантаження;
- бокове навантаження;
- поздовжнє навантаження;
- окремі групи самоврівноважених сил: вертикальних кососиметричних, горизонтальних від розпору сипучих вантажів та ін.

Кузови й візки вагонів розраховуються в першу чергу на найбільш не вигідне можливе сполучення одночасно діючих основних і додаткових сил відповідно до встановлених розрахункових режимів.

Розрахункові сили, як правило, умовно приймаються діючими незалежно друг від друга.

Вихідні дані для розрахунку навантажень, діючих на піввагон моделі 12-7023:

- тара вагона T , т	22,85
- вантажопідйомність G , т	70,3
- статичний прогин ресорного комплексу f_{st} , м	0,05
- кількість осей колісних пар з одного боку вагону m_T	2
- обсяг кузова V , м ³	90
- ширина кузова d , м	3,230

$$P_{бр}=22,85+70.3=93,15 \text{ т}$$

3.2 Вертикальне статичне навантаження

До основних розрахункових вертикальних навантажень належать сила ваги бруто кузова.

Власна сила ваги напіввагону (тара) становить:

$$P_{пор.в} = 230,535 \text{ кН } (23,5 \text{ т})$$

Сила тяжіння завантаженого вагона (виходячи з максимального осьового навантаження):

$$P_{зав.в} = 922,14 \text{ кН } (94 \text{ т})$$

Сила тяжіння завантаженого кузова:

$$P_{зав.куз} = P_{зав.в} - P_{віз.1} - P_{віз.2}; \quad (3.1)$$

де $P_{віз.1} = 4,745 \text{ т}$ – маса одного візка мод.18-100;

$P_{віз.2} = 4,761 \text{ т}$ – маса другого візка мод.18-100.

$$P_{зав.куз} = 922,14 - 9,81(4,745 + 4,761) = 828,886 \text{ кН } (84,494 \text{ т}).$$

Під силою тяжіння бруто розуміється сила тяжіння вантажу і власна сила тяжіння (вага) елементів вагона, розташованих над ступенем ресорного підвішування, що розглядається, включаючи 1/3 сили тяжіння самого ресорного підвішування.

Сила ваги бруто кузова:

$$P_{бр.} = P_{зав.куз.} + 2 \times P_{надр} + 1/3 \times 4 \times P_{рес.під.}, \quad (3.2)$$

де $P_{надр} = 5,199 \text{ кН}$ – вага надресорної балки візка моделі 18-100;

$P_{рес.під.} = 1,859 \text{ кН}$ – вага ресорного підвішування однієї сторони візка

моделі 18-100.

$$P_{бр.} = 828,9 + 2 \times 5,199 + 1/3 \times 4 \times 1,859 = 841,8 \text{ кН.}$$

Навантаження від власної ваги визначається автоматично засобами програмного забезпечення в такий спосіб: по відомих характеристиках матеріалу (густина сталі) і товщинам елементів обчислювалися маса кожного скінченного елемента, що входить у розрахункову схему. Здійснювалося приведення розрахованих мас елементів до еквівалентних вузлових мас, після чого розрахункові сили в кожному вузлі від дії власної ваги визначалися шляхом множення відповідних вузлових мас на величину прискорення вільного падіння $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ і направлялися проти позитивного напрямку глобальної осі Z.

Вертикальне динамічне навантаження, що виникає при коливаннях вагонів на ресорах і взаємодії вагонів при русі поїзда й маневровій роботі визначалося таким чином.

При першому розрахунковому режимі завантаження додатково виникаюче динамічне зусилля не враховується при розрахунку міцності кузова.

При третьому розрахунковому режимі завантаження вертикальна динамічне зусилля визначається множенням сили ваги бруто на коефіцієнт вертикальної динаміки $K_{\partial\partial}$.

Коефіцієнт вертикальної динаміки $K_{\partial\partial}$ розглядається:

$$P(K_{\partial\partial}) = 1 - \exp\left(-\frac{\pi}{4} \times \frac{K_{\partial\partial}^2}{K_{\partial\partial}^2} \times \beta^2\right). \quad (3.2)$$

Коефіцієнт $K_{\partial\partial}$ визначається як квантіль цієї функції при розрахунковій однобічній імовірності $P(K_{\partial\partial})$ по формулі:

$$K_{\partial\partial} = \frac{\bar{K}_{\partial\partial}}{\beta} \times \sqrt{\frac{4}{\pi} \times \ln \frac{1}{1 - P(K_{\partial\partial})}}. \quad (3.3)$$

де $\bar{K}_{\partial\partial}$ – середнє ймовірне значення коефіцієнта вертикальної динаміки

β – параметр розподілення, уточняється за експериментальним даними, для вантажних завантажених вагонів при існуючих умовах експлуатації;
 $\beta=1,13$;

$P(K_{\partial\partial})$ – довірна ймовірність, при розрахунках на міцність приймається 0,97.

Середнє ймовірне значення $\bar{K}_{\partial\partial}$ визначається за формулою:

$$\bar{K}_{\partial\partial} = a + 3,6 \times 10^{-4} \times b \times \frac{V - 15}{f_{cm}} \quad (3.4)$$

де a – коефіцієнт, для елементів кузова $a=0,05$;

b – коефіцієнт, що враховує вплив числа осей n у візку або групі візків під одним кінцем візка,

$$b = \frac{n + 2}{2 \times n} = \frac{2 + 2}{2 \times 2} = 1$$

V – розрахункова швидкість руху; $V = 120 \text{ км/год}$ ($33,33 \text{ м/с}$);

f_{cm} – статичний прогин ресорного підвішування, м. Він дорівнює 0,0468 м.

$$\bar{K}_{\partial\partial} = 0,05 + 3,6 \times 10^{-4} \times 1 \times \frac{33,33 - 15}{0,0468} = 0,191.$$

$$K_{\partial\partial} = \frac{0,191}{1,13} \times \sqrt{\frac{4}{\pi} \times \ln \frac{1}{1 - 0,97}} = 0,353.$$

Вертикальне динамічне навантаження:

$$P_d = P_{ст} \times K_{\partial\partial}. \quad (3.5)$$

$$P_d = 841,8 \times 0,353 = 297,15 \text{ кН}.$$

Вертикальне навантаження P_{∂} обчислюється по формулі

$$P_{\partial} = P_{ст} + P_d. \quad (3.6)$$

$$P_B = 841,8 + 297,15 = 1138,95 \text{ кН}$$

3.3 Бокові сили

Бічна сила виникає як різниця між відцентровою силою та горизонтальною складовою сили ваги, що з'являється через підвищення зовнішньої рейки в кривій. Для вантажних вагонів при розрахунку за III розрахунковим режимом її приймають рівною 7,5 % від ваги бруто кузова.

Під час попередніх розрахунків бічних стінок і шкворневих балок вплив бічної сили допускається враховувати спрощено – збільшенням ваги бруто на 10 %.

Визначимо бокове навантаження від центробіжної сили H

$$H_{\text{ц}} = \eta \times P_{\text{ст}}. \quad (3.7)$$

де η – коефіцієнт, враховуючий наявність непогашеного в кривих прискорення; для вантажних вагонів $\eta=0,075$.

$$H=0,075 \times 841,8 \times 9,81=61,91 \text{ кН}$$

Бокове навантаження від сили тиску вітру

$$H_B = \omega \times F. \quad (3.8)$$

де ω – питомий вітровий тиск; для вантажних вагонів $\omega=500 \text{ н/м}^2$.

Знаходимо площу бокової проекції кузова F

$$F = \frac{V}{d}, \quad (3/9)$$

де V – об'єм кузову, м^3 ;

d – максимальна ширина кузову, м.

$$F = \frac{90}{3,23} = 27,864 \text{ м}^2$$

$$H_B=500 \times 27,864=13,932 \text{ кН}$$

Сумарне бокове навантаження буде дорівнювати сумі бокових навантажень від центробіжної сили та сили тиску вітру

$$H_6=61,91+13,932=75,84 \text{ кН}$$

Поздовжні сили - це сили стиску та розтягу, які виникають між вагонами та між вагоном і локомотивом. Вони з'являються під час рушання поїзда з місця, розгону та зміни швидкості; гальмування; маневрових робіт.

Вертикальна динамічна сила на візок від дії поздовжньої сили інерції кузова визначається за формулою:

$$P_z = N_{ик} \times \frac{h_k}{2l}, \quad (3.10)$$

де $N_{ик}$ – поздовжня сила інерції кузова брутто;

h_k – відстань від центра ваги кузова до осі автозчепного пристрою;

$2l=8,65 \text{ м}$ – база вагона.

Поздовжня сила інерції кузова брутто визначається по формулі:

$$N_{ик} = N \times \frac{m_{куз.}}{m_{ваг.}}, \quad (3.11ж)$$

де $N=3,5 \text{ МН}$ – зовнішня поздовжня сила удару або ривка, прикладена до автозчепного пристрою;

$m_{куз.}=84,458 \text{ т}$ – маса завантаженого кузова вагона;

$m_{ваг.}=94 \text{ т}$ – загальна маса вагона.

$$N_{ик} = 3500 \times \frac{84,458}{94} = 3144,713 \text{ кН.}$$

Відстань від центра ваги кузова до осі автозчепного пристрою визначається по формулі:

$$h_k = h_{гр.куз.} - h_a, \quad (3.17)$$

де $h_{гр.куз.}=2,5 \text{ м}$ – висота центра ваги завантаженого кузова вагона від рівня

верха головки рейки;

$h_a = 1,027$ м – відстань від осі автозчепного пристрою вантаженого вагона до рівня верха головки рейки.

$$h_k = 2,5 - 1,027 = 1,473 \text{ м.}$$

$$P_z = 3144,713 \times \frac{1,473}{13,5} = 343,123 \text{ кН.}$$

У відповідності із приміткою при підсумовуванні с іншими навантаженнями по 1 режиму вертикальна добавка від поздовжньої сили кузова враховується в розмірі 50%; при підсумовуванні тільки із силою ваги брутто враховується в розмірі 100%.

3.4 Поздовжні навантаження

Поздовжні сили - це сили стиску та розтягу, які виникають між вагонами та між вагоном і локомотивом. Вони з'являються під час рушання поїзда з місця, розгону та зміни швидкості; гальмування; маневрових робіт. Разом із ними виникають сили інерції, які сприймаються вузлами та деталями конструкції вагона.

1 режим – (-2500 кН) – поздовжня квазистатична сила стиснення, прикладена до задніх упорів автозчепного пристрою;

1 режим – ($+2000$ кН) – поздовжня квазистатична сила розтягування, прикладена до передніх упорів автозчепного пристрою;

2 режим – (-3500 кН) – поздовжня сила стиснення (удар), прикладена до задніх упорних кутників автозчепного пристрою;

2 режим – ($+2500$ кН) – поздовжня сила розтягування (ривок), прикладена до передніх упорів автозчепного пристрою;

3 режим – (-1000 кН) – поздовжня сила стиснення, прикладена до задніх упорів автозчепного пристрою;

3 режим – ($+1000$ кН) – поздовжня сила розтягування, прикладена до передніх упорів автозчепного пристрою.

4 Перевірка міцності кузова напіввагона

4.1 Вихідні дані для розрахунку

Розрахунок на міцність піввагона моделі 12-7023 виконується на відповідність вимогам **[Ошибка! Источник ссылки не найден.]**.

Вихідні дані стосовно діючих навантажень для розрахунків наведені у попередньому розділі.

4.2 Характерні особливості конструкції і вибір методу розрахунку

Кузов піввагона мод.12-7023 має геометрично складну форму, велику кількість складових частин, наявність безлічі зварних швів і т.п. Однак те, що порівняно легко досягається при збиранні конструкції (мається на увазі варіації над геометрією), далеко не просто врахувати при розрахунку на міцність. Основні труднощі при виборі розрахункової схеми і методу рішення задачі викликані складністю опису топології, адекватного геометричного представлення конструкції.

Для оцінки напружено-деформованого стану кузова піввагона був вибраний пакет програм, що реалізовує метод скінчених елементів, який в цей час є одним з самих поширених методів рішення прикладних задач.

Особливості геометричної форми кузова вимагають застосування плоских скінчених елементів, що описують плоскі складові елементи піввагона і стержневих скінчених елементів – для опису різних балок конструкції, поперечний перетин яких значно менше їх лінійних розмірів.

Незважаючи на труднощі, з якими пов'язана реалізація метод скінчених елементів (МСЕ) в даній задачі, відпадає необхідність в трудомістких розрахунках моментів інерцій і моментів опору перетинів. Програма дозволяє визначити масу кузова піввагона, яка автоматично враховується при виконанні розрахунку на міцність.

Розрахункова схема напіввагона моделі 12-7023 представлена набором

підконструкцій, об'єднаних в загальну розрахункову схему. Такий підхід дозволяє провести незалежну підготовку і налагодження початкових даних для кожної підконструкції, а потім здійснювати збирання системи і рішення задачі.

Розрахунок на міцність кузова піввагона виконується для 2 основних розрахункових режимів.

По 1-му розрахунковому режимі розглядається відносно рідке поєднання екстремальних навантажень. Основна вимога при розрахунку на міцність по цьому режиму - не допустити появи залишкових деформацій (пошкоджень) у вузлі або деталі.

Напруження, що допускаються по цьому режиму, вибираються близькими до межі текучості або межі міцності матеріалу з урахуванням характеру дії навантаження і властивостей матеріалу.

У експлуатації 1-му режиму розрахунку відповідають для вантажних вагонів просідання і зворушення рухомого складу з місця, зіткнення вагонів при маневрових роботах, в тому числі при розпуску з гірок, екстрене гальмування в поїздах при малих швидкостях руху.

По 3-му розрахунковому режиму розглядається відносно часте можливе поєднання помірних по величині навантажень, характерне для нормальної роботи вагона в рухомому поїзді. Основна вимога при розрахунку по цьому режиму – не допустити втомленого руйнування вузла або деталі.

Напруження, що допускаються по цьому режиму вибираються виходячи з меж витривалості матеріалу з урахуванням спільної дії квазістатичних, вібраційний і ударних навантажень, впливу корозії і т.п.

У умовах експлуатації 3-му режиму розрахунку відповідають випадки руху вагона в складі поїзда по прямих і кривих ділянках шляху і стрілочних переводах зі швидкістю, що допускається аж до конструкційної при періодичних службових регулювальних гальмуваннях, періодичних помірних ривках і поштовхах, штатній роботі механізмів і вузлів вагона.

При розрахунку всіх вагонів повинні враховуватися наступні основні

сили:

- власна сила тяжіння (вага) конструкції (тари) і сила тяжіння (вага) вантажу;
- інерційні сили, викликані коливальними прискореннями мас при русі вагону по нерівностях колії;
- сили, що виникають при русі вагону по кривих і стрілочних переводах;
- аеродинамічні сили (сили тиску вітру і тому подібне);
- сили взаємодії між вагонами, між вагоном і локомотивом і між кузовом вагону і вантажем при різних режимах руху поїзда і маневровій роботі, а також подовжні сили інерції, що виникають при цьому.
- сили гідравлічного удару в котлах цистерн.

Перераховані сили приводяться до наступних основних розрахункових схем їх застосування:

- вертикальне навантаження;
- бічне навантаження;
- подовжнє навантаження;
- окремі групи самоврівноважених сил: горизонтальних від розпору сипучих вантажів та ін.

Кузови і візки вагонів розраховуються насамперед на найбільш не вигідне можливе поєднання основних і додаткових сил, що одночасно діють, відповідно до встановлених розрахункових режимів.

Розрахункові сили, як правило, умовно приймаються такими, що діють незалежно один від одного.

4.3 Розрахунок міцності кузова по 1 режиму вантаження

Розрахунок і оцінка міцності по 1 режиму вантаження здійснювалася по чотирьох варіантах, за допомогою одночасного прикладання всіх навантажень, що діють при даному режимі.

13 урахуванням навчального характеру завдання розпору насипного вантажу та навантаження від сил, що виникають при нецентральної взаємодії автозчепів, в розрахунках не враховувалися.

Розрахункові величини максимальних еквівалентних напружень представлені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Величини навантажень в основних елементах

Найменування елемента металоконструкції	Товщина листа, мм	Матеріал	Допустимі напруження, МПа	Еквівалентні напруження, МПа
1. Рама				
1.1 Хребтова балка				
• в районі передніх упорів	-	390-12Г2ФД	351	-
• між упорами				79
• в районі задніх упорів				261
• в районі шкворневої балки				133
• посередині вагону				125
1.2 Шкворнева балка				
- вертикальні листи	8	390-10ХСНД	351	73
- нижній лист	12	390-10ХСНД	351	165
- верхній лист	10	325-09Г2С	293	105
1.3 Проміжна балка	-	325-09Г2С	309	95
1.4 Нижня обв'язка (кут160×100×10)	-	375-12Г2ФД	356	90
1.5 Кінцева балка	-	345-09Г2С	328	144
2. Бокова стіна				
2.1 Верхня обв'язка	7	295-09Г2	280	12
2.2 Стійка бокової стіни	-	375-12Г2ФД	356	35
2.3 Лист бокової стіни	4	345-10ХНДП	328	94
3. Торцева стіна				
3.1 Верхня обв'язка	-	375-10ХСНД	356	3
3.2 Повздовжні пояси	-	375-10ХСНД	356	3
3.3 Стійки торцевої стіни	-	375-12Г2ФД	356	3
3.4 Лист торцевої стіни	-	390-10ХСНД	371	71
3.5 Кутові стійки торцевої стіни	-	375-10ХСНД	356	27

Навантаження, що виникає в елементах конструкції при даній схемі навантаження вагону задовольняють вимогам.

2 варіант розрахунку (розтягнення + 2.0 МН)

Для 1-го розрахункового режиму при завантаженні вагону вертикальним статичним навантаженням, подовжнім зусиллям розтягування +2.0 МН, поперечною складовою подовжньої квазістатичної сили і самоврівноваженими навантаженнями в основних несучих елементах, виникають наступні максимальні напруження, які зведені в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 – Величини навантажень в основних елементах

Найменування елемента металоконструкції	Товщина листа, мм	Матеріал	Допустимі напруження, МПа	Еквівалентні напруження, МПа
1. Рама				
1.1 Хребтова балка				
• в районі передніх упорів	-	390-12Г2ФД	351	216
• між упорами				131
• в районі задніх упорів				129
• в районі шкворневої балки				125
• посередині вагону				120
1.2 Шкворнева балка				
- вертикальні листи	8	390-10ХСНД	351	91
- нижній лист	12	390-10ХСНД	351	74
- верхній лист	10	325-09Г2С	293	156
1.3 Проміжна балка	-	325-09Г2С	309	78
1.4 Нижня обв'язка (кут160х100х10)	-	375-12Г2ФД	356	75
1.5 Кінцева балка	-	345-09Г2С	328	100
2. Бокова стіна				
2.1 Верхня обв'язка	7	295-09Г2	280	33
2.2 Стійка бокової стіни	-	375-12Г2ФД	356	82
2.3 Лист бокової стіни	4	345-10ХНДП	328	102
3. Торцева стіна				
3.1 Верхня обв'язка	-	375-10ХСНД	356	5
3.2 Повздовжні пояси	-	375-10ХСНД	356	6
3.3 Стійки торцевої стіни	-	375-12Г2ФД	356	5
3.4 Лист торцевої стіни	-	390-10ХСНД	371	51
3.5 Кутові стійки торцевої стіни	-	375-10ХСНД	356	26

Навантаження, що виникає в елементах конструкції при даній схемі нава-

нтаження вагону задовольняють вимогам нормативної документації.

3 варіант розрахунку

(удар – 3.5 МН)

Висновок

Для 1-го розрахункового режиму при вантаженні вагону вертикальним статичним навантаженням, подовжнім зусиллям стискування (удар) -3.5 МН, вертикальною добавкою від подовжньої сили інерції і самоврівноваженими навантаженнями в основних елементах, що несуть, виникають наступні максимальні напруження, які зведені в таблиці 4.4:

Таблиця 4.4 – Величини навантажень в основних елементах

Найменування елемента металоконструкції	Товщина листа, мм	Матеріал	Допустимі напруження, МПа	Еквівалентні напруження, МПа
1. Рама				
1.1 Хребтова балка				
• в районі передніх упорів	-	390-12Г2ФД	390	36
• між упорами				113
• в районі задніх упорів				263
• в районі шкворневої балки				208
• посередині вагону				136
1.2 Шкворнева балка				
- вертикальні листи	8	390-10ХСНД	390	220
- нижній лист	12	390-10ХСНД	390	315
- верхній лист	10	325-09Г2С	325	316
1.3 Проміжна балка	-	325-09Г2С	325	172
1.4 Нижня обв'язка (кут160×100×10)	-	375-12Г2ФД	375	203
1.5 Кінцева балка	-	345-09Г2С	345	338
2. Бокова стіна				
2.1 Верхня обв'язка	7	295-09Г2	295	11
2.2 Стійка бокової стіни	-	375-12Г2ФД	375	232
2.3 Лист бокової стіни	4	345-10ХНДП	345	108
3. Торцева стіна				
3.1 Верхня обв'язка	-	375-10ХСНД	375	-
3.2 Повздовжні пояси	-	375-10ХСНД	375	23
3.3 Стійки торцевої стіни	-	375-12Г2ФД	375	-
3.4 Лист торцевої стіни	-	390-10ХСНД	390	198
3.5 Кутові стійки торцевої стіни	-	375-10ХСНД	375	75

Навантаження, що виникає в елементах конструкції при даній схемі навантаження вагону задовольняють вимогам.

4 варіант розрахунку (ривок + 2.5 МН)

Висновок

Для 1-го розрахункового режиму при вантаженні вагону вертикальним статичним навантаженням, подовжнім зусиллям розтягування (ривок) +2.5 МН і самоврівноваженими навантаженнями в основних елементах, що несуть, виникають наступні максимальні напруження, які зведені в таблиці 4.5:

Таблиця 4.5 – Величини навантажень в основних елементах

Найменування елементу металоконструкції	Товщина листа, мм	Матеріал	Допустимі напруження, МПа	Еквівалентні напруження, МПа
1. Рама				
1.1 Хребтова балка				
• в районі передніх упорів	-	390-12Г2ФД	390	199
• між упорами				171
• в районі задніх упорів				162
• в районі шкворневої балки				136
• посередині вагону				88
1.2 Шкворнева балка				
- вертикальні листи	8	390-10ХСНД	390	127
- нижній лист	12	390-10ХСНД	390	163
- верхній лист	10	325-09Г2С	325	220
1.3 Проміжна балка	-	325-09Г2С	325	100
1.4 Нижня обв'язка (кут160х100х10)	-	375-12Г2ФД	375	120
1.5 Кінцева балка	-	345-09Г2С	345	303
2. Бокова стіна				
2.1 Верхня обв'язка	7	295-09Г2	295	29
2.2 Стійка бокової стіни	-	375-12Г2ФД	375	220
2.3 Лист бокової стіни	4	345-10ХНДП	345	104
3. Торцева стіна				
3.1 Верхня обв'язка	-	375-10ХСНД	375	-
3.2 Повздовжні пояси	-	375-10ХСНД	375	3
3.3 Стійки торцевої стіни	-	375-12Г2ФД	375	2
3.4 Лист торцевої стіни	-	390-10ХСНД	390	116
3.5 Кутові стійки торцевої стіни	-	375-10ХСНД	375	60

Навантаження, що виникає в елементах конструкції при даній схемі навантаження вагону задовольняють вимогам.

4.4 Розрахунок міцності кузову по 3 режиму навантаження

Розрахунок і оцінка міцності по 3 режиму навантаження здійснювалася по двох варіантах, за допомогою одночасного додатку всіх навантажень, що діють при даному режимі:

1. Повздовжнє стискувальне та розтягувальне навантаження, прикладене по осі автозчепу.
2. Вертикальна статична від власної ваги і ваги вантажу.
3. Вертикальна динамічна від власної ваги і ваги вантажу.
4. Відцентрова сила.
5. Тиск розпору насипного вантажу.
6. Навантаження від сил, що виникають при нецентральної взаємодії автозчепів.

Розрахункові величини еквівалентних напружень для різних варіантів представлені в табл. 4.6 – 4.7. Графічні ілюстрації викладені на рисунках 4.1-4.4.

5 варіант розрахунку (стискання – 1.0 МН)

Для 3-го розрахункового режиму при вантаженні вагону вертикальним статичним навантаженням, подовжнім зусиллям стискування -1.0 МН, бічним навантаженням, вертикальним динамічним навантаженням і самоврівноваженими навантаженнями в основних елементах, що несуть, виникають наступні максимальні напруження, які зведені в таблиці 4.6.

Таблиця 4.6 – Величини навантажень в основних елементах

Найменування елемента металоконструкції	Товщи- на листа, мм	Матеріал	Допуск. на- пруження, МПа	Екв. напру- ження, МПа
1	2	3	4	5
1. Рама				
1.1 Хребтова балка				
• в районі передніх упорів	-	390-12Г2ФД	240	8
• між упорами				27
• в районі задніх упорів				117
• в районі шкворневої балки				91
• посередині вагону				120
1.2 Шкворнева балка				
- вертикальні листи	8	390-10ХСНД	240	87
- нижній лист	12	390-10ХСНД	240	133
- верхній лист	10	325-09Г2С	195	118
1.3 Проміжна балка	-	325-09Г2С	205	130
1.4 Нижня обв'язка (кут160х100х10)	-	375-12Г2ФД	240	100
1.5 Кінцева балка	-	345-09Г2С	220	80
2. Бокова стіна				
2.1 Верхня обв'язка	7	295-09Г2	195	30
2.2 Стійка бокової стіни	-	375-12Г2ФД	240	100
2.3 Лист бокової стіни	4	345-10ХНДП	220	217
3. Торцева стіна				
3.1 Верхня обв'язка	-	375-10ХСНД	240	65
3.2 Повздовжні пояси	-	375-10ХСНД	240	15
3.3 Стійки торцевої стіни	-	375-12Г2ФД	240	-
3.4 Лист торцевої стіни	-	390-10ХСНД	250	17
3.5 Кутові стійки торцевої стіни	-	375-10ХСНД	240	79

Навантаження, що виникає в елементах конструкції при даній схемі навантаження вагону задовольняють вимогам.

6 варіант розрахунку (розтягнення + 1.0 МН)

Для 3-го розрахункового режиму при вантаженні вагону вертикальним статичним навантаженням, подовжнім зусиллям розтягування +1.0 мН, біч-

ним навантаженням, вертикальним динамічним навантаженням і самоврівноваженими навантаженнями в основних елементах, що несуть, виникають наступні максимальні напруження, які зведені в таблиці 4.7.

Таблиця 4.7 – Величини навантажень в основних елементах

Найменування елемента металоконструкції	Товщи- на листа, мм	Матеріал	Допуск. на- пруження, МПа	Екв. на- пружен- ня, МПа
1	2	3	4	5
1. Рама				
1.1 Хребтова балка				
• в районі передніх упорів	-	390-12Г2ФД	240	160
• між упорами				78
• в районі задніх упорів				78
• в районі шкворневої балки				107
• посередині вагону				82
1.2 Шкворнева балка				
- вертикальні листи	8	390-10ХСНД	240	78
- нижній лист	12	390-10ХСНД	240	109
- верхній лист	10	325-09Г2С	195	116
1.3 Проміжна балка	-	325-09Г2С	205	128
1.4 Нижня обв'язка (кут 160×100×10)	-	375-12Г2ФД	240	74
1.5 Кінцева балка	-	345-09Г2С	220	53
2. Бокова стіна				
2.1 Верхня обв'язка	7	295-09Г2	195	43
2.2 Стійка бокової стіни	-	375-12Г2ФД	240	68
2.3 Лист бокової стіни	4	345-10ХНДП	220	216
3. Торцева стіна				
3.1 Верхня обв'язка	-	375-10ХСНД	240	40
3.2 Повздовжні пояси	-	375-10ХСНД	240	5
3.3 Стійки торцевої стіни	-	375-12Г2ФД	240	-
3.4 Лист торцевої стіни	-	390-10ХСНД	250	33
3.5 Кутові стійки торцевої стіни	-	375-10ХСНД	240	36

Навантаження, що виникає в елементах конструкції при даній схемі навантаження вагону задовольняють вимогам [9].

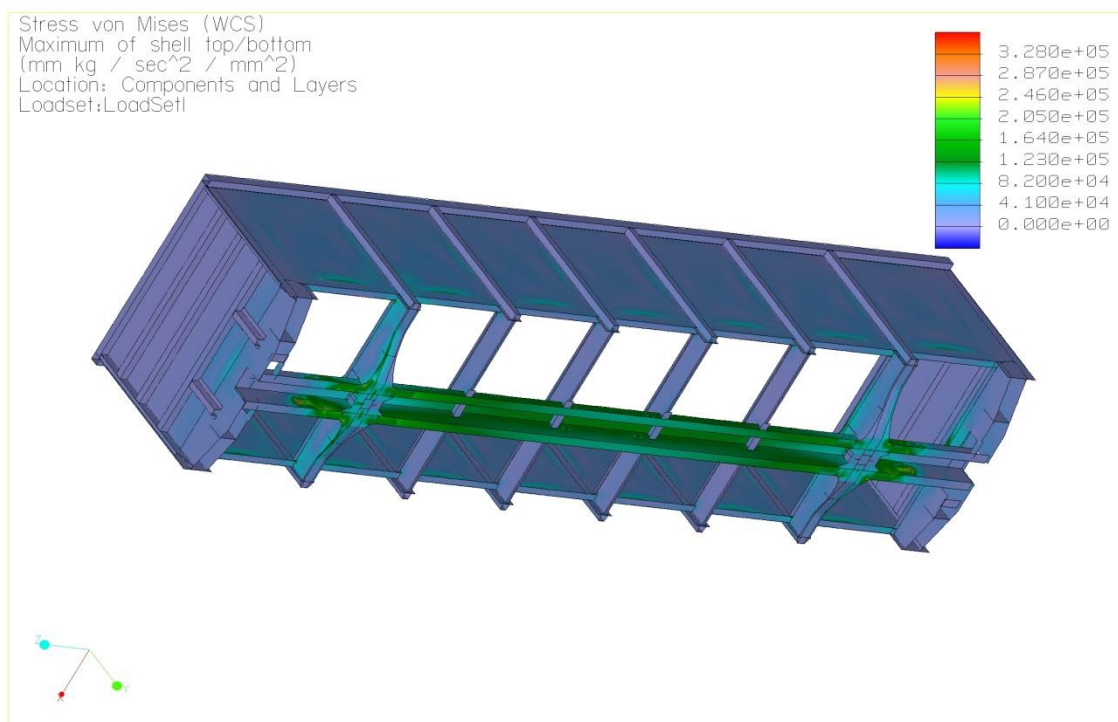


Рисунок 4.1 – Максимальні еквівалентні напруження (кПа) в кузові (стиснення -2,5 МН).

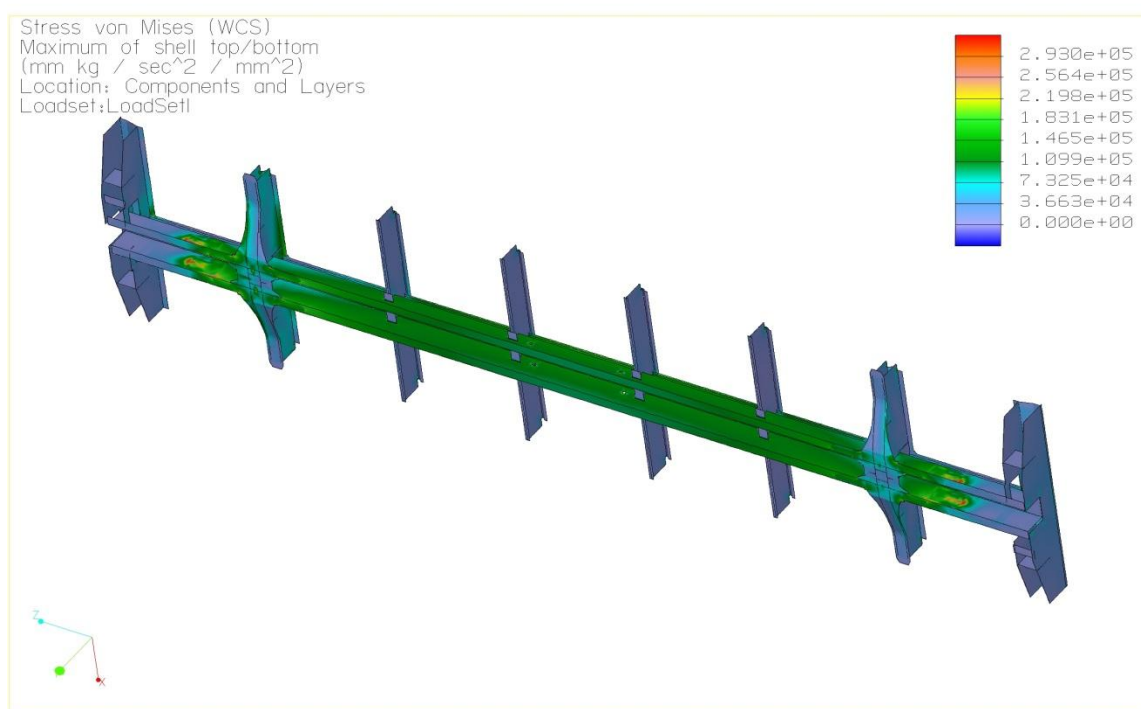


Рисунок 4.2 – Максимальні еквівалентні напруження (кПа) в рамі (стиснення -2,5 МН).

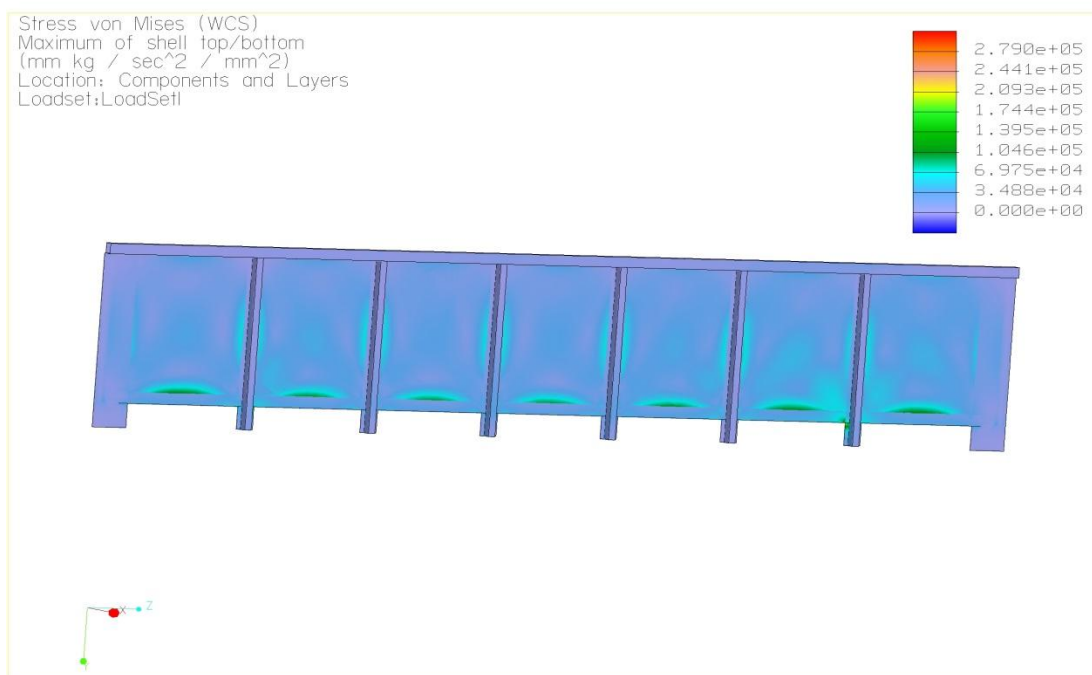


Рисунок 4.3 – Максимальні еквівалентні напруження (кПа) в боковій стіні (стиснення -2,5 МН).



Рисунок 4.4 – Максимальні еквівалентні напруження (кПа) в торцевій стіні (стиснення -2,5 МН).

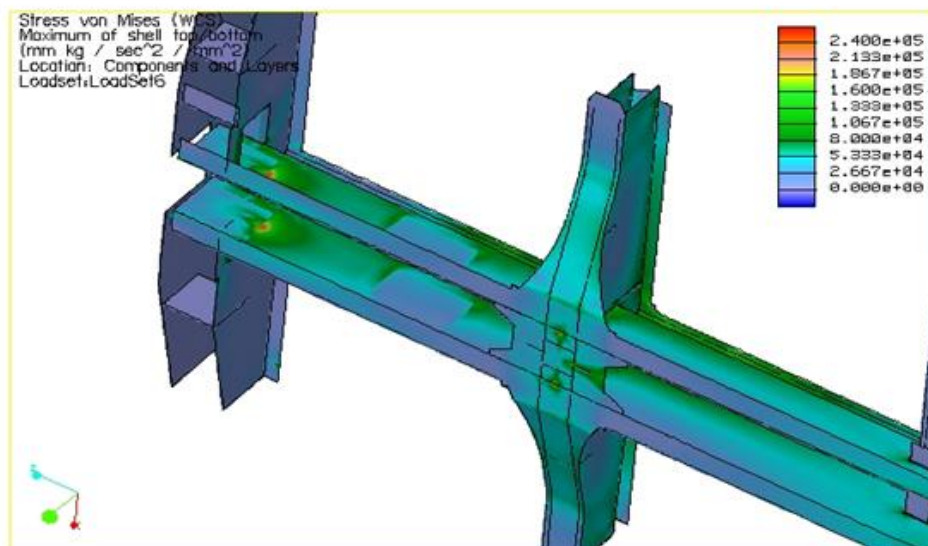


Рисунок 4.5 – Максимальні еквівалентні напруження (кПа) в рамі (розтягнення +1,0 МН).

Висновки по розділу

Виконавши розрахунок напіввагона мод.12-7023 можна зробити наступні висновки:

- конструкція кузова напіввагона по міцності задовольняє вимогам [12], при навантаженні по 1-му та 3-му розрахунковим режимам;
- конструкція кузова напіввагона при додатку ремонтних навантажень по міцності задовольняє вимогам [12].

5 Технічний опис конструкції вагону

Чотиривісні напіввагони моделі 12-7023 призначені для транспортування насипних вантажів, у тому числі дрібнокускових, а також штучних і штабельованих вантажів, які не потребують захисту від атмосферних впливів. Експлуатація вагонів передбачена на всій мережі залізниць України та держав — учасниць Ради із залізничного транспорту колії 1520 мм, а також на залізницях європейських країн з шириною колії 1435 мм за умови встановлення відповідних колісних пар і переобладнання гальмівної важільної передачі [13].



Рисунок 5.1 – Загальний вид універсального напіввагона моделі 12-7023

Конструкція напіввагона включає кузов 1, люкові пристрої для розвантаження вантажу 2, автоматичну гальмівну систему 3, стоянкове гальмо 4, автозчепні пристрої 5 та ходову частину, яка складається з двох візків 6.

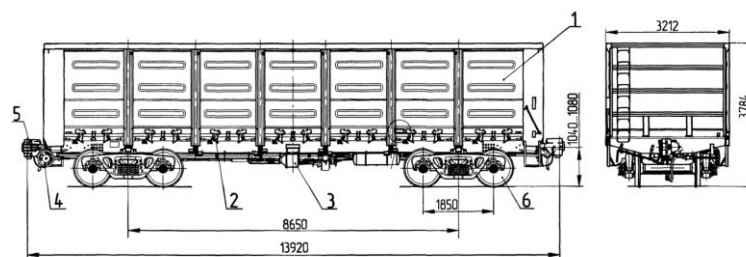


Рисунок 5.2 – Основні конструктивні елементи універсального напіввагона моделі 12-7023

Кузов напіввагона (рис.5. 3) складається з двох бокових 1 і двох торцевих стін 2, а також рами 3. На зовнішній поверхні торцевих стін розташовані драбини, призначені для обслуговування вагона.

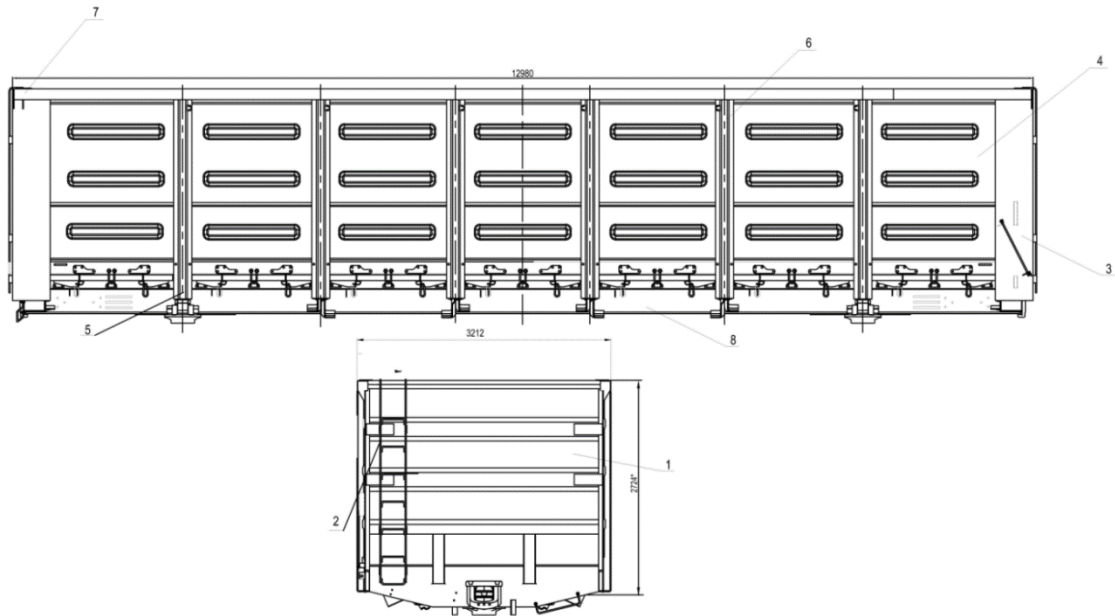


Рисунок 5.32 – Кузов універсального напіввагона моделі 12-7023

Бокова стіна кузова (рис. 5.4) являє собою зварну конструкцію, що включає каркас та обшиву 5. До складу каркаса входять верхня 1 і нижня обв'язки 2, проміжні стояки 4 та з'єднувальні накладки 3.

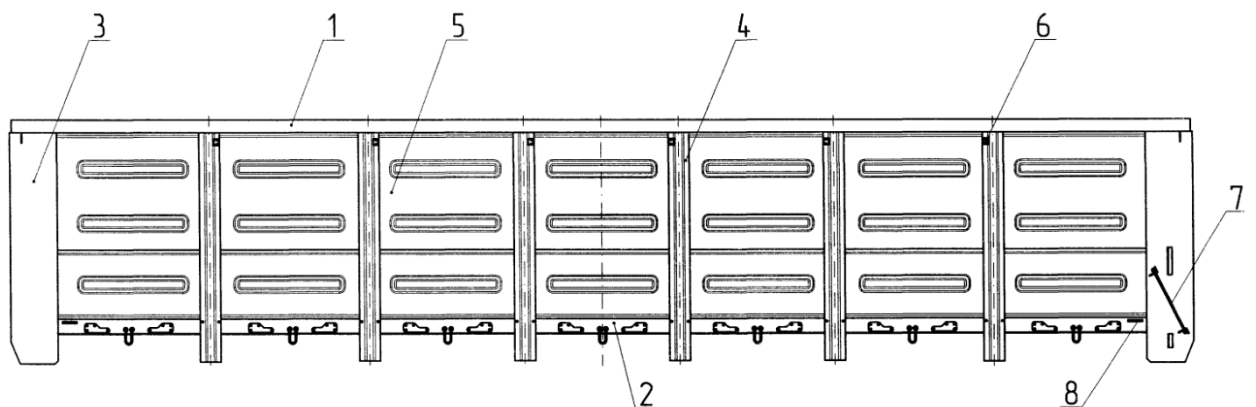


Рисунок 5.4 – Бокова стіна кузова універсального напіввагона моделі 12-7023

Верхня обв'язка виготовлена з профілю прямокутного перерізу розмірами 140×110×7 мм, а нижня — з гарячекатаного кутового профілю

160×100×10 мм.

Каркаси бокових і торцевих стін виготовляються з гарячекатаних профілів із низьколегованих сталей марок 10ХСНД та 10ХНДП із межею міцності 375–390 МПа.

Обшива бокової стіни виконана з гофрованих листів і складається з верхнього листа товщиною 3,6 мм та нижнього листа товщиною 4,5 мм, які з'єднані між собою зварюванням внахлист.

На зовнішній поверхні бокової стіни встановлені поручень складача вагонів, ув'язувальні скоби та тягові кронштейни.

Торцева стіна складається з верхньої обв'язки 1, двох бокових стояків 3, трьох горизонтальних обв'язок 5, двох вертикальних стояків 4 та обшиви 2, які разом утворюють жорстку несучу конструкцію кузова.

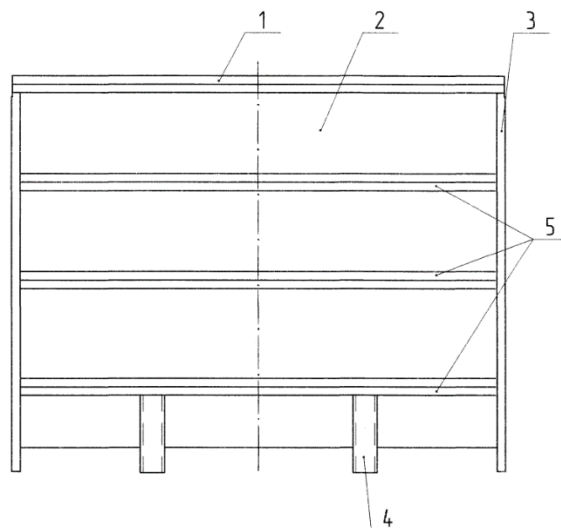


Рисунок 5.5 – Торцева стіна кузова універсального напіввагона моделі 12-7023

Верхня обв'язка торцевої стіни виготовлена з двох швелерів № 12 і призначена для підсилення верхньої кромки обшивного листа. Бокові стояки та горизонтальні обв'язки також виконані зі швелера № 12, тоді як вертикальні стояки П-подібного перерізу виготовлені з листового прокату.

На внутрішній поверхні торцевої стіни (рис. 5.6) розміщені поручні-ступені 1, скоби для встановлення лісових стояків 3 та ув'язувальні скоби 2, які використовуються для закріплення вантажів.

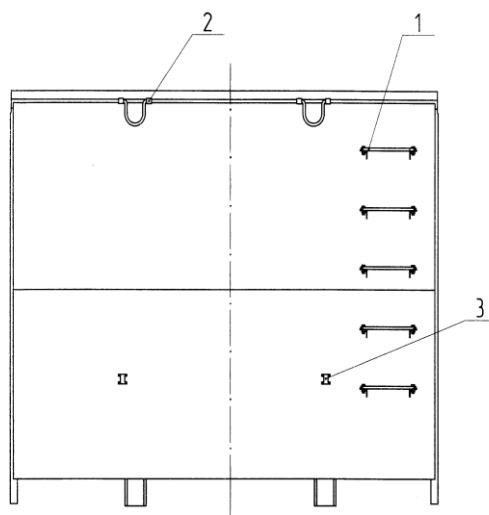


Рисунок 5.6 – Внутрішня сторона торцевої стіни кузова

Рама (рис. 5.7) є основним несучим елементом конструкції напіввагона. До її складу входять хребтова балка 1, дві кінцеві балки 2, дві шворневі балки 3 та чотири проміжні балки 4.

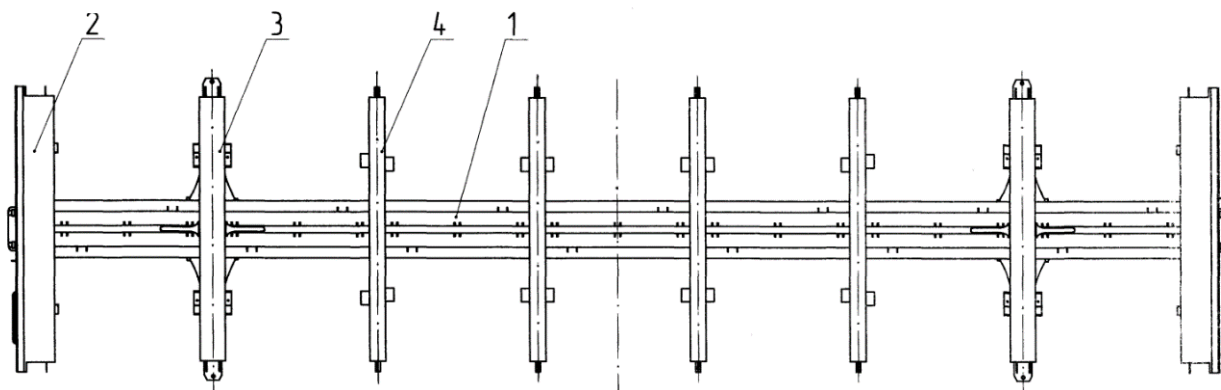


Рисунок 5.7 – Рама універсального напіввагона моделі 12-7023

На рамі встановлюються кришки люків з механізмами підйому і замикання, автозчепний пристрій, автоматичне та стоянкове гальмо.

Для установки на візки рама обладнана двома п'ятниками і чотирма коззумами.

Хребтова балка 1 складається з трьох зварених між собою гарячекатаних профілів: двох зетових профілів № 31 з класом міцності не нижче 390 МПа та спеціального двотавра висотою 190 мм. До стінки двотавра прикріплені державки кришок люків. У консольних частинах балки встановлені

передні та задні упори автозчепу клепаної конструкції. У зонах розташування шворневих балок і п'ятників передбачені надп'ятники, а в місцях з'єднання проміжних балок із хребтовою балкою через прорізи в зетових профілях пропущені нижні листи, над якими приварені підсилювальні діафрагми.

Кінцева балка 2 являє собою зварну конструкцію, що складається з лобового листа, верхнього листа, двох задніх листів і чотирьох діафрагм. До задніх листів приварені упори кришок люків та захисні планки, які запобігають потраплянню дрібних фракцій вантажу на візки під час розвантаження через підлогові люки.

Шворнева балка 3 має зварну коробчасту конструкцію змінної жорсткості. Вона утворена верхнім, чотирма вертикальними та нижнім листами. До вертикальних листів приварені спеціальні планки, а до нижнього листа — приставки, призначені для захисту візків від засипання дрібними частинками вантажу під час виконання вантажно-розвантажувальних операцій.

На шворневій балці встановлено два ковзуни та штампований п'ятник, через які кузов вагона спирається на візки. П'ятник приклепаний до нижнього листа шворневої балки, полиць зетових профілів і плити надп'ятника. Ковзуни закріплюються шляхом приварювання до нижнього листа.

Проміжна балка 4 складається з верхнього листа, двох вертикальних листів і двох нижніх листів. До вертикальних листів приварюються упори кришок люків.

Люковий пристрій включає 14 кришок люків для розвантаження, механізм підйому (торсіони) та механізм замикання. У закритому стані кришки люків спільно з елементами рами формують суцільну підлогу вагона.

Кришка люка (рис. 5.8) складається з каркаса, листової обшивки та запірних кронштейнів 7. Каркас утворений боковими 2, середньою 3 та передньою 4 обв'язками, а також підсилювальною планкою 5. Через петлі кришка люка навішується на державки, розташовані на рамі. Кріплення здійснюється за допомогою осей, шайб і шплінтів.

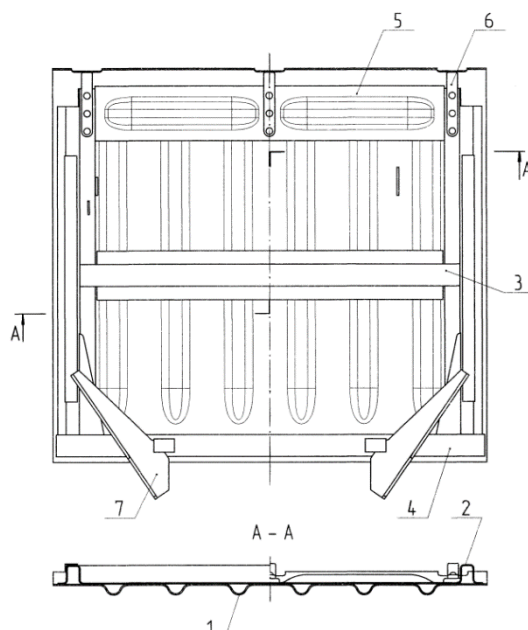


Рисунок 5.8 – Кришка люка універсального напіввагона моделі 12-7023

Петлями 6 кришка люка навішується на державки, розташовані на рамі. Для кріплення застосовуються осі, шайби, шплінти.

Механізм замикання кришки люка (рис. 5.9) включає закидки 3, які шарнірно закріплені на нижній обв'язці бокової стіни за допомогою скоб 1 та 6, а також болтів 9 і гайок 8. Сектори, встановлені на болтах із втулками, утримують закидки від самовільного відкривання.

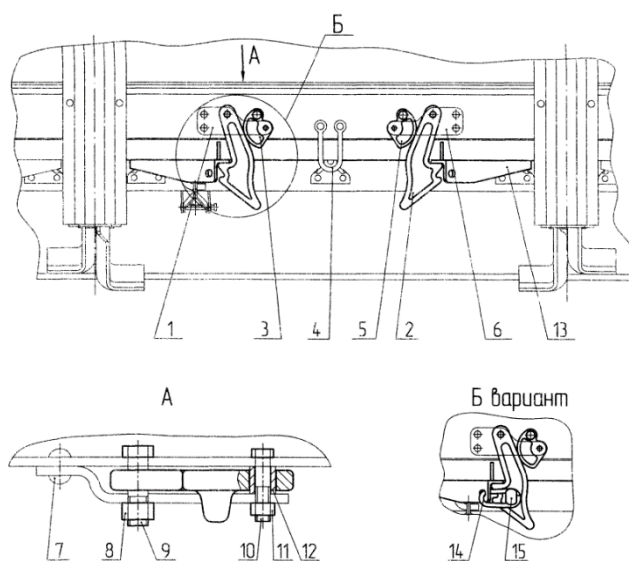


Рисунок 5.9 – Механізм замикання кришки люка універсального напіввагона моделі 12-7023

Сектори 3 і 5 обертаються на болтах 10, втулках 12 і утримують закидки від мимовільного відкривання. Механізм замикання кришки люка (може бути обладнаний пружинними кільцями 14, які додатково замикають кришки люка. У варіантному виконанні (рис. 5.9), варіант Б) механізм може додатково оснащуватися пружинними кільцями, які забезпечують додаткове фіксування кришок люка. Для їх закриття кільце накидається на упор закидки, після чого за допомогою ломика (діаметром 20 мм і довжиною 500 мм) здійснюється натягування нижньої гілки кільця на упор шляхом важільної дії.

При цьому для закриття кільця 14 необхідно накинути його розрізаної частиною на упор 15 закидки, ввести всередину кільця між кронштейном 13 і упором 15 ломик діаметром 20 мм і довжиною 500 мм, притиснути верхній кінець ломика до верхньої гілки кільця і, натискаючи на нижній кінець Б, натягнути нижню гілку кільця 14 на упор 15.

Відкривання виконується у зворотному порядку: ломик вводиться всередину кільця, після чого прикладення зусилля дозволяє зняти нижню гілку кільця з упора.

Торсійний механізм (рис. 5.10) служить для полегшення підйому кришки люка, силовим елементом якого є торсіон 2, що накопичує енергію при опусканні кришки люка і віддає енергію при підйомі.

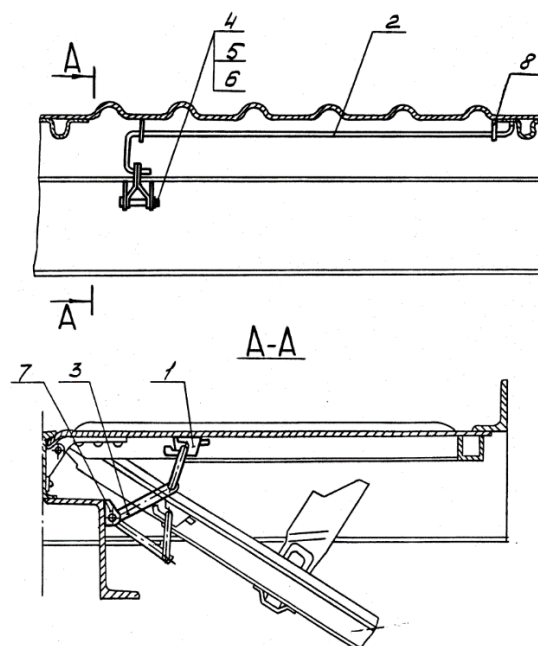


Рисунок 5.10 – Торсійний механізм замикання кришки люка

Торсіон встановлений на кришці в опорах 1 і 8 і шарнірно з'єднаний з важелем 3. Важіль шарнірно підвішений до хребтової балки за допомогою вушок 7, осі 4, шайби 5 і шплінта 6.

Автоматичне прямодіюче гальмо (рис. 5.11), включає повітророзподільувач 2 модельного ряду 483А або КАВ60, який забезпечує зміну тиску в гальмівному циліндрі 1 в залежності від зміни тиску в магістральному повітропроводі 8 і режиму руху.

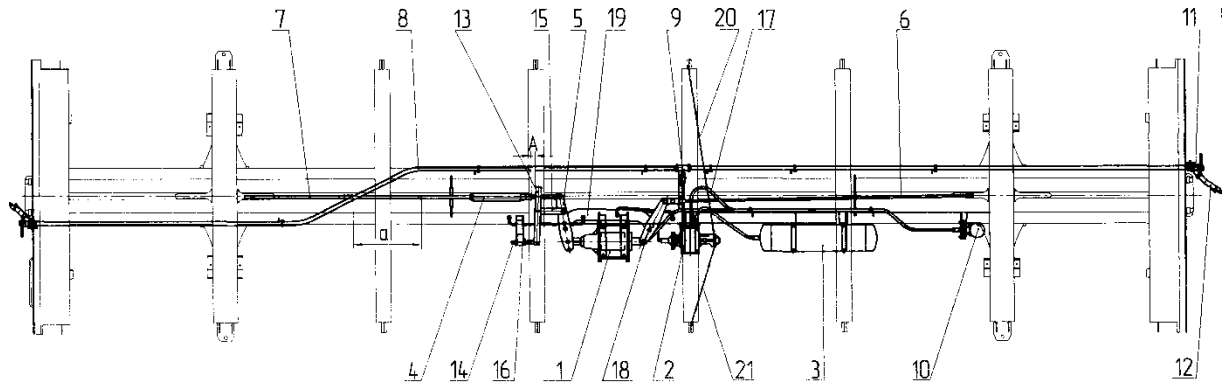


Рисунок 5.11 – Автоматичне гальмо

Повітророзподільувач складається з головної і магістральної частин, змонтованих на камері. Камера має валик для перемикавання розподільника повітря в залежності від завантаження вагона:

- Г – навантажений;
- С – середній;
- П – порожній.

Головна частина має випускний клапан для швидкого відпустки, який приводиться в дію вручну за допомогою ланцюжків 20, 21.

Магістральна частина має пристрій для перемикавання режимів дії: рівнинний – Р і гірський – Г.

Рівнинний режим – з безступінчатим відпущення гальм. Зарядний тиск повітря в магістралі на цьому режимі - від 0,53 МПа до 0,55 МПа.

Гірський режим – із ступінчастим відпущенням гальм. Зарядний тиск повітря в магістралі на цьому режимі – від 0,6 МПа до 0,65 МПа.

Авторежим вантажний 10 клапанно-пружинного типу, призначений для

безперервного автоматичного регулювання тиску стиснутого повітря в гальмівному циліндрі 1 в залежності від завантаження вагона. Авторежим кріпиться до підресореною частини вагона болтами. До верхнього патрубку авторежима приєднується труба 17, що з'єднує його з розподільником повітря, до нижнього патрубка – труба, що з'єднує його з гальмівним циліндром.

Повітряний резервуар 3 призначений для акумулювання стисненого повітря, необхідного для гальмування. Обсяг резервуара 78 літрів. Резервуар розрахований на тиск 0,7 МПа.

Кран роз'єднувальний 9 призначений для включення - відключення гальма на вагоні. Кінцеві крани 11 необхідні для перекриття повітряної магістралі хвостового вагона. З'єднувальні рукави 12 необхідні для з'єднання магістральних повітропроводів суміжних вагонів.

Система важільної передачі призначена для передачі зусилля стисненого повітря, що надходить при гальмуванні в гальмівний циліндр, від штока гальмівного циліндра до гальмівних колодок і притиснення їх до коліс.

Важільна передача складається з горизонтальних важелів 5 і 18, пов'язаних між собою затягуванням 19, поздовжніх тяг 6 і 7, які з'єднують кінці горизонтальних важелів 5 і 18 з важелями гальма на візках.

У систему важеля передачу вбудований регулятор гальмівних важільних передач 4 типу РТРП-675м з важільним приводом. Регулятор призначений для регулювання величини виходу штока гальмівного циліндра в межах, що забезпечують постійну величину зазорів між поверхнями катання коліс і гальмівними колодками в міру зносу. Регулятор включає важіль завзятий 13, планку 15, гвинт регулює 14, що переміщається в процесі регулювання гальма в кронштейні 16.

Гвинт регулятора з'єднаний з тягою, яка передає зусилля від важеля передачі вагона до важеля передачі візка. Розмір «а» (відстань від торця муфти захисної труби до приєднувальних різьби на гвинті) повинен бути не менш 150 мм.

Система важеля передача розрахована на установку композиційних га-

льмівних колодок і передбачає установку чавунних гальмівних колодок.

Установка чавунних гальмівних колодок спільно з композиційними на один вагон не допускається.

Крім автоматичного гальма вагони обладнані стоянковим гальмом (рисунк 14), призначеним для утримання вагонів на похилих ділянках шляху або при відстої.

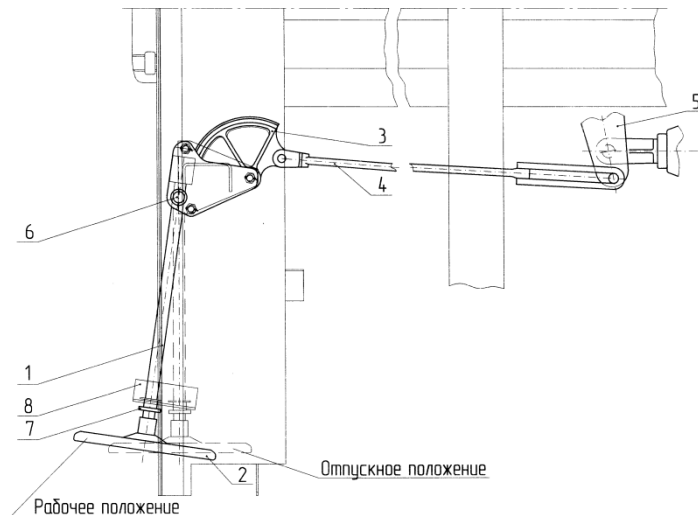


Рисунок 5.12 – Стоянкове гальмо

Стоянкове гальмо складається з валу з черв'яком 1 на одному кінці, а на іншому кінці вал має квадратний хвостовик для установки штурвалу 2 приводу гальма стоянки.

Черв'як взаємодіє з черв'ячним сектором 3, який за допомогою тяги 4 шарнірно пов'язаний з важелем горизонтальним 5 гальмівної системи.

Черв'ячний вал встановлений в цапфі 6, що забезпечує його обертання при гальмуванні і поворот в горизонтальній площині при відпустці гальма, і проходить через отвір в ручці 7, встановленої в фігурному пазу фіксатора 8, який закріплений на рамі вагона.

Ручка в фігурному пазу може бути зафіксована в двох положеннях: робочому – черв'як знаходиться в зачепленні з черв'ячним сектором, і відпускну – черв'як виведений із зачеплення з черв'ячним сектором.

Для загальмування вагонів необхідно вал зі штурвалом перемістити в фігурному пазу фіксатора до входу в зачеплення черв'яка з черв'ячним секто-

ром, зафіксувати його ручкою шляхом повороту її вниз (робоче положення) і обертати штурвал за годинниковою стрілкою до притиснення гальмівних колодок до поверхні кочення коліс і виходу штока від 40 мм до 70 мм.

Для відпустки гальма необхідно ручку повернути в відпускний положення і під дією пружини гальмівного циліндра відбувається швидкий відпустку гальм, тобто черв'ячний сектор і гальмівні колодки повертаються у вихідне положення.

На напіввагонах встановлюються два автозчепні пристрої, які забезпечують автоматичне з'єднання вагонів між собою, а також сприйняття й гасіння поздовжніх розтягувальних і стискальних зусиль, що виникають під час маневрових операцій і руху у складі поїзда.

До складу автозчепного пристрою входять автозчеплення СА-3 з нижнім обмежувальним кронштейном 2, упряжний пристрій, центрувальний прилад, розчіпний привід 3 (з однією або двома ланцюгами) та опорні елементи.

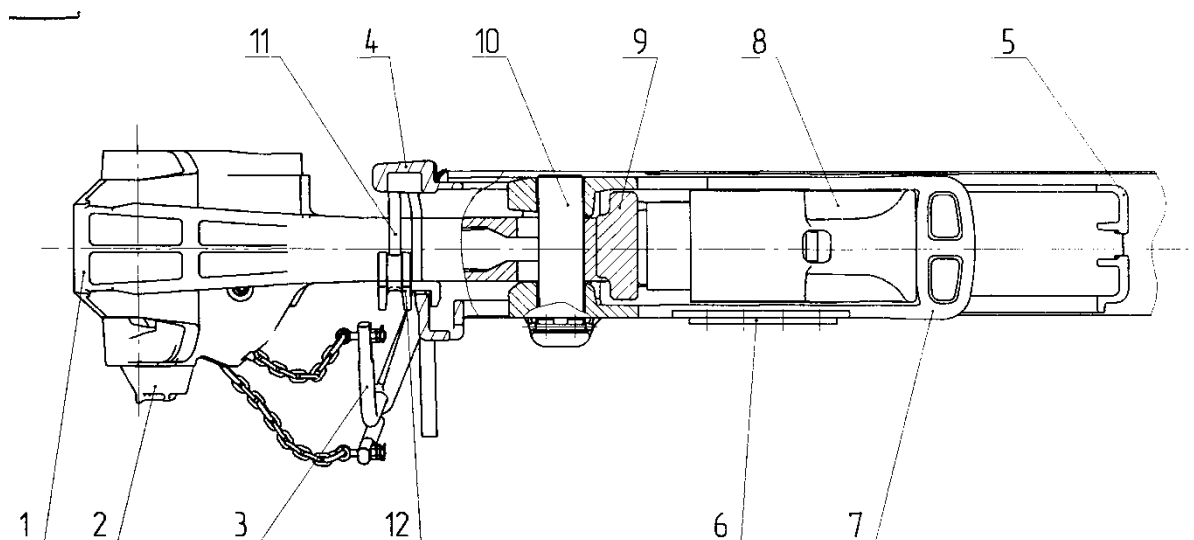


Рисунок 5.13 – Автозчепний пристрій

Опорні частини з'єднують упряжний пристрій з рамою напіввагонів і складаються з переднього 4 і заднього 5 упорів, планки підтримуючої 6. Через упор передній передаються розтягують поздовжні зусилля, а через задній - стискають. Планка підтримує 6 охороняє хомут тяговий 7 і апарат поглинає

8 від вертикального зміщення і кріпиться до балки хребтової болтами.

Упряжний пристрій призначений для передачі від автозчеплення на раму ударно-тягових зусиль, пом'якшення дії останніх і складається з упорної плити 9, хомута тягового 7, апарату поглинає 8, клину тягового хомута 10.

Упорна плита 9 передає зусилля від корпусу автозчеплення апарату вбирного 8 і упору переднього 4. Поглинаючий апарат 8 (класу Т1) призначений для зниження поздовжніх сил, що діють в експлуатації. Хомут тяговий 7 передає тягове зусилля від корпусу автозчеплення апарату вбирного.

Центрувальний прилад складається з ударної розетки, відлитими заодно з упором переднім 4, двох підвісок маятникових 11, що спираються на розетку і центрувальної балочки 12, що підтримує корпус автозчепу і забезпечує необхідні відхилення автозчеплення в горизонтальній площині при експлуатації.

6 Розробка пропозицій щодо зміни конструкції бокової рами візка

6.1 Аналіз технічного стану візків універсальних напіввагонів

Застосування вагонів підвищеної вантажопідйомності зумовило необхідність збільшення кількості колісних пар, оскільки допустиме навантаження від кожної колісної пари на рейкову колію є обмеженим. Водночас збільшення поздовжніх габаритів багатоосьових безвізкових вагонів призводило до ускладнення проходження кривих ділянок колії малого радіуса. Це стало передумовою для групування колісних пар у самостійні ходові візки [10].

Одними з найбільш навантажених елементів візків є надресорні балки та бокові рами. Протягом нормативного строку експлуатації (близько 32 років) ці елементи зазнають впливу значної кількості циклічних знакозмінних навантажень — орієнтовно 400–600 млн циклів.

На рис. 6.1 наведено розподіл основних несправностей візків універсальних напіввагонів.

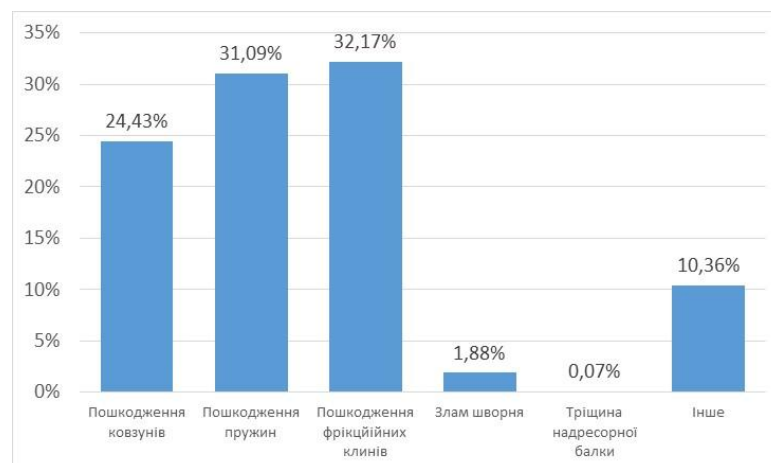


Рисунок 6.1 Розподіл основних несправностей візків напіввагонів

Несправності візків розподіляються приблизно рівномірно між пошкодженнями пружин, ковзунів і фрикційних клинів. Водночас особливу увагу привертає утворення тріщин у надресорних балках, які з позицій теорії надійності можуть розглядатися як відмова елемента. Такі пошкодження здатні

спричинити не лише відчеплення напіввагона під час руху, але й серйозні транспортні інциденти з тяжкими наслідками.

На залізницях спостерігається ускладнення експлуатаційної ситуації, пов'язане зі зростанням випадків руйнування бокових рам візків. Злами цих елементів призводять до сходів рухомого складу з рейок і значних руйнувань інфраструктури. Подібні відмови фіксуються у деталях різних виробників.

Причинами такого стану є використання візкових елементів, виготовлених у період максимальних обсягів виробництва рухомого складу, а також поява на ринку нових підприємств і впровадження недостатньо відпрацьованих технологій литва. Порушення технологічних режимів виготовлення призводить до виникнення різноманітних ливарних дефектів, які в багатьох випадках не виявляються методами неруйнівного контролю.

На рис. 6.2 наведено розподілення за роками зламів бокових рам візків напіввагонів.

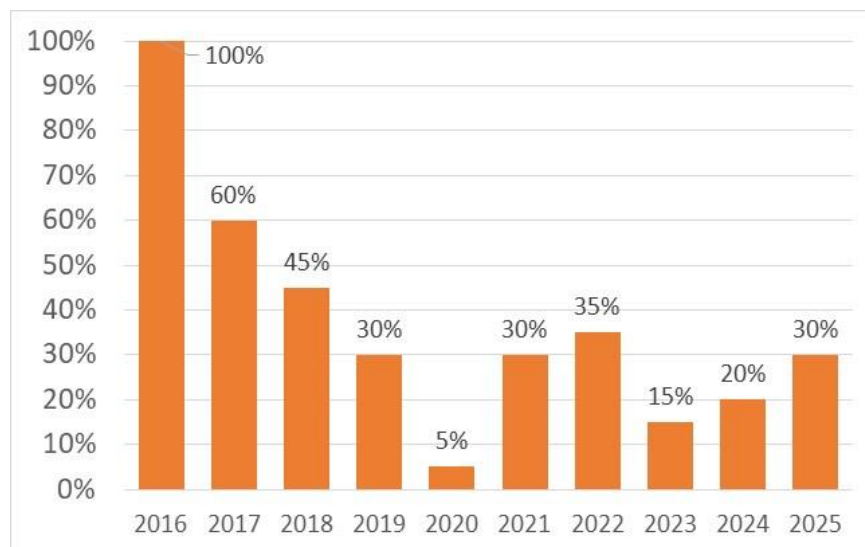


Рисунок 6.2 Розподіл за роками зламів бокових рам візків напіввагонів

Розподіл випадків зламів бокових рам напіввагонів залежно від строку експлуатації (рис. 6.3) свідчить, що близько 60 % руйнувань відбувається протягом перших трьох років служби. Це вказує на підвищену ймовірність виявлення прихованих дефектів на ранньому етапі експлуатації та на те, що

після проходження цього періоду ризик подальшого руйнування елемента, як правило, знижується.

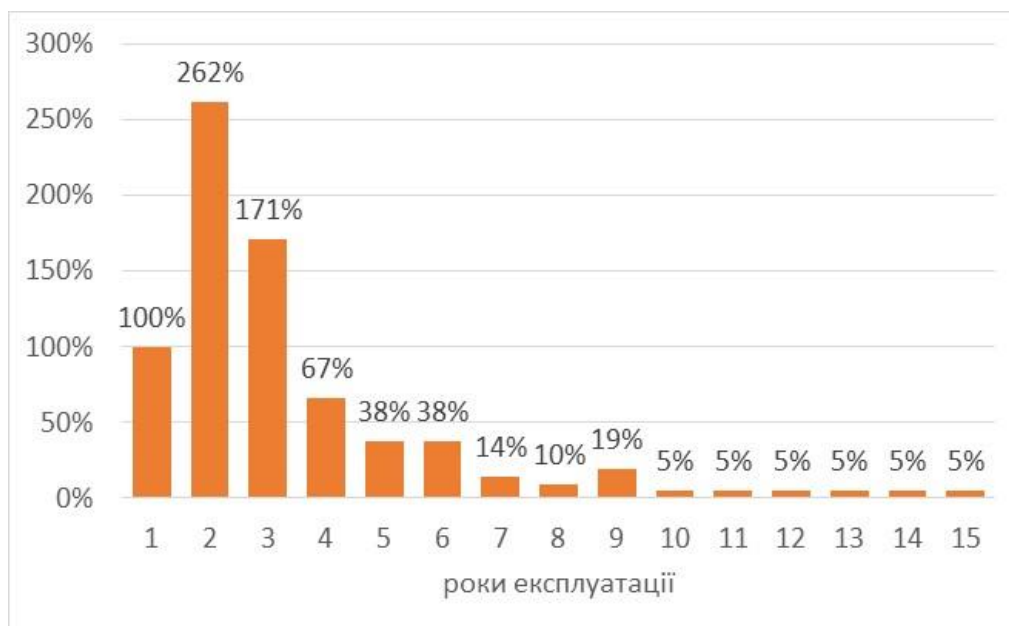


Рисунок 6.3 Розподіл зламів бокових рам в залежності від строку експлуатації

На рис. 6.4 показані зони появи втомних тріщин на бокових рамах візків вантажних вагонів в експлуатації [16].

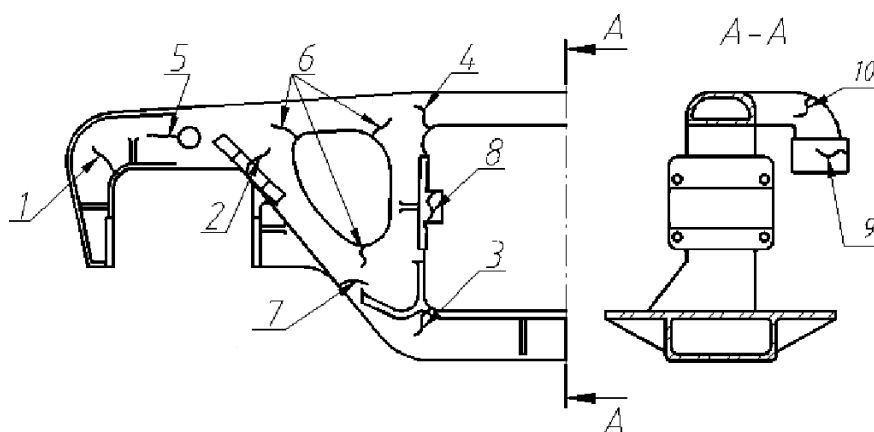


Рисунок 6.4 Розташування тріщин на боковій рамі візка

Тут позиціями позначені наступні місця появи тріщин: 1 - зовнішній кут буксового прорізу; 2 - внутрішній кут буксового прорізу; 3 - нижній кут ресорного отвору; 4 - верхній кут ресорного отвору; 5 - надбуксовий проріз; 6 - технологічне вікно; 7 - похилий пояс ; 8, 9 і 10 - інші зони.

Найчастіше внутрішні дефекти локалізуються в галтелях, у зонах переходу до ребер жорсткості та в Т-подібних перерізах елементів бокових рам (рис. 6.5), які характеризуються обмеженою доступністю для контролю неруйнівними методами [8-15]. На практиці саме такі дефекти, зокрема усадочні раковини та піщані включення з гострими краями, що виникають у найбільш навантажених зонах, спричиняють локальне підвищення концентрації напружень у вершинах дефектів.

Руйнування деталі в основному відбувається по внутрішньому куту буксового прорізу в радіусі R55 (рис. 6.5).

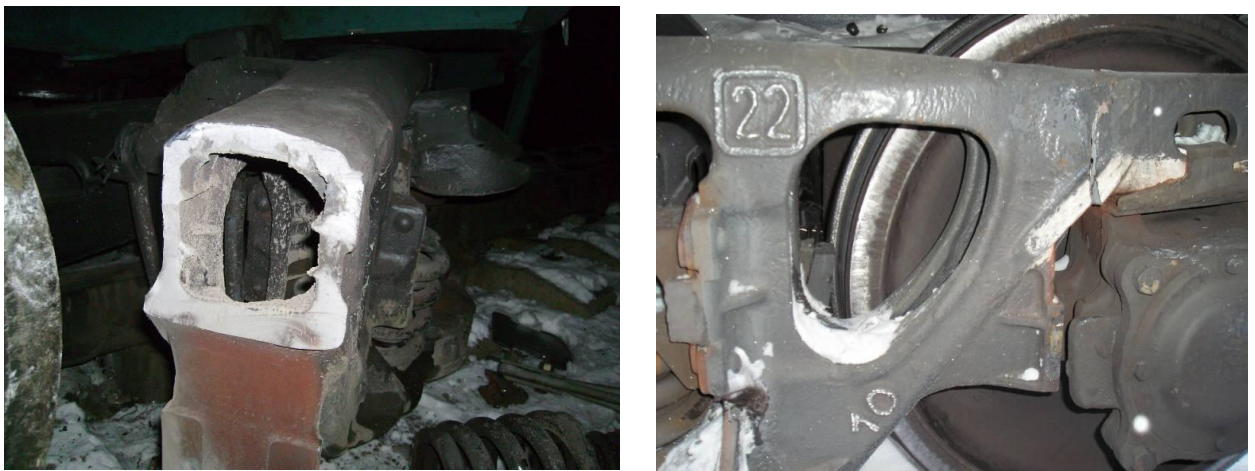


Рисунок 6.5 – Вид руйнування бокової рами в експлуатації

За результатами аналізу експлуатації бокових рам встановлено наявність низки конструктивних і експлуатаційних недоліків. Найбільша кількість відбракуваних рам пов'язана з утворенням тріщин [10, 11]. Найбільш навантаженою та небезпечною є зона внутрішнього кута буксового прорізу, де фіксується від 90 % до 100 % усіх руйнувань. Додатковими чинниками пошкоджень є умови експлуатації, стан колії, режими руху, перевантаження рухомого складу, а також температурні коливання навколишнього середовища.

6.2 Аналіз характеру взаємодії буксового вузла та бокової рами

Аналіз взаємодії буксового вузла з боковою рамою показує, що в режимі тяги друга за напрямком руху колісна пара через букси спирається на контактні площадки консольних частин бокових рам.

При цьому, можна виділити наступні найбільш характерні схеми обпирання:

- під час руху на прямих ділянках колії забігання бокових рам відсутнє, навантаження розподіляється рівномірно, а обидві контактні площадки букси одночасно взаємодіють з двома опорними майданчиками бокової рами; (рис. 6.6 , а);

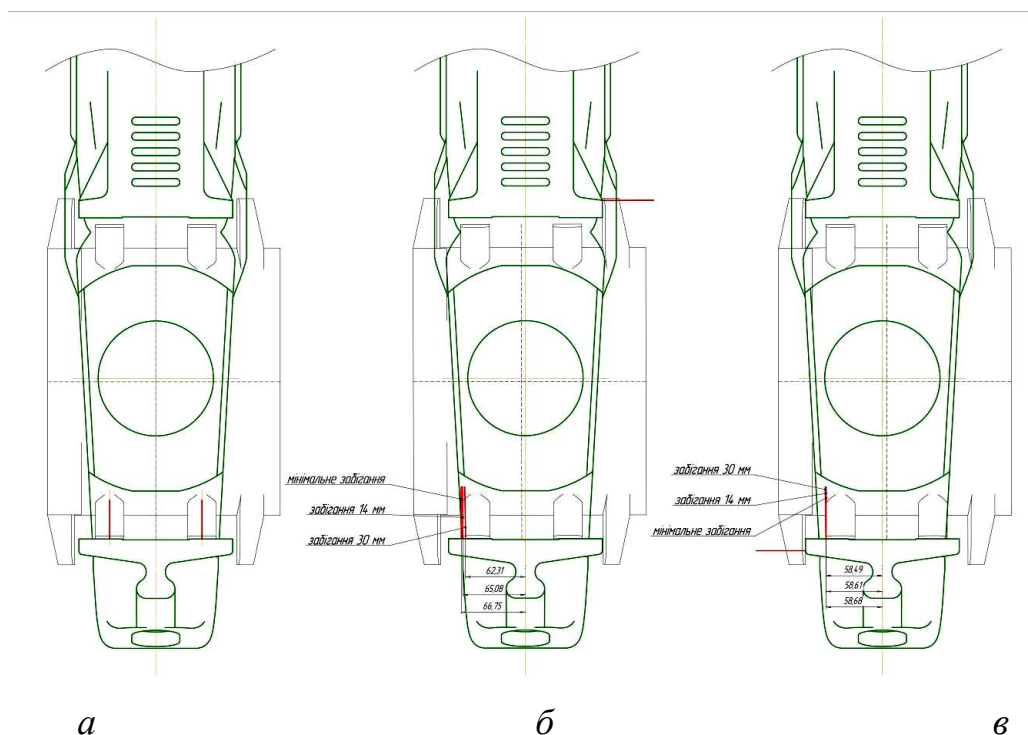


Рисунок 6.6 – Схеми спирання букси на консольну частину бокової рами

- схема (рис. 6.6, б), за якої букса своєю направляючою частиною спирається на внутрішню поверхню напрямної бокової рами. При цьому положення зони контакту букси з консольною частиною залежить від величини забігання: чим воно менше, тим далі від поздовжньої осі зміщується зона контакту і тим більший крутильний момент виникає, що призводить до зростання напружень у зоні R55. Водночас імовірність реалізації такої схеми є

невисокою;

- найбільш імовірно є схема, за якої при забіганні бокових рам букса своєю направляючою частиною спирається на зовнішню напрямну консольної ділянки бокової рами. У цьому випадку, через перекіс букси, контакт здійснюється лише з однією опорною площадкою консольної частини, а положення зони контакту слабо залежить від величини забігання бокових рам.

6.3 Удосконалення конструкції бокової рами візка

За результатами аналізу конструкції бокових рам, а також дослідження сил, що діють на них у взаємодії з елементами колісної пари, визначено основні напрями вдосконалення конструкції. Зокрема, встановлено необхідність підсилення зони внутрішнього кута буксового прорізу та зниження впливу згинальних і крутильних моментів під час проходження кривих ділянок колії. Під час розробки варіантів удосконалення було дотримано принципів взаємозамінності, при цьому основні базові розміри залишено без змін, що забезпечує можливість застосування рішень в інших модифікаціях бокових рам.

В основі удосконаленої конструкції (рис. 6.7, а) прийнято базову конструкцію бокової рами з внесенням таких змін: перехід від опорної частини буксового прорізу до похилого поясу виконано плавно, а нижня стінка похилого поясу виконана суцільною та клиноподібною форми.

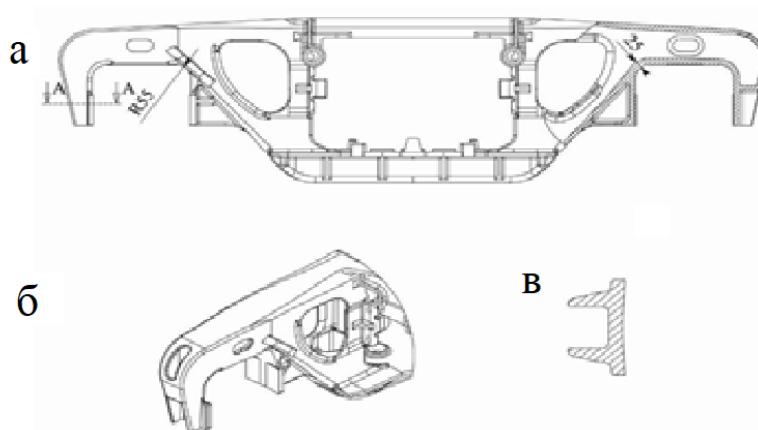


Рисунок 6.7 – Бокова рама удосконаленої конструкції:

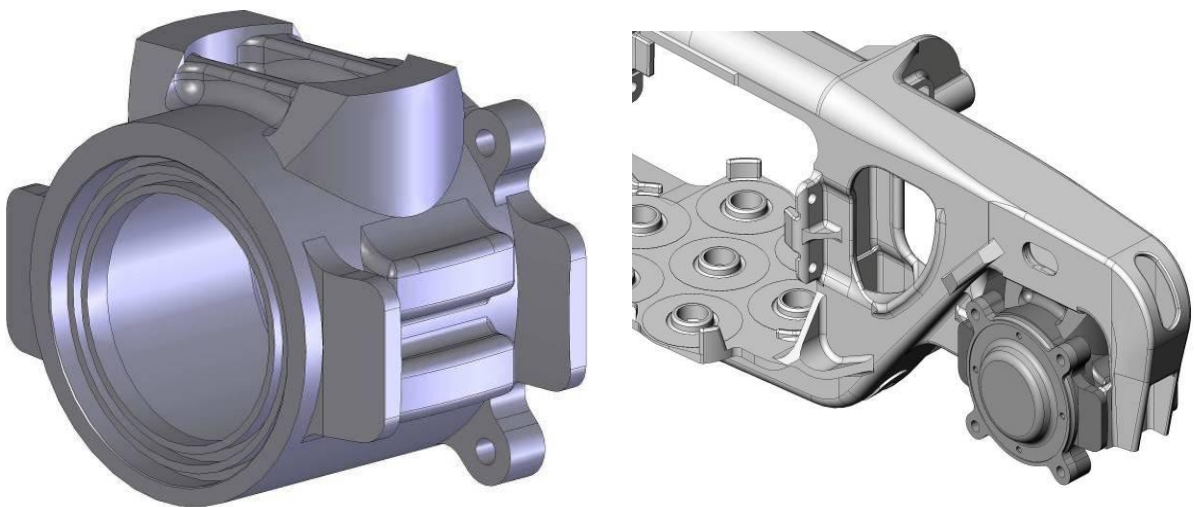
а – загальний вигляд; б – конструкція консольної частини (аксонометрична проекція); в – переріз консольної частини в зоні контактних площадок.

З метою підвищення «податливості» конструкції крутильним та згинальним моментам технологічне вікно пропонується перенести в зону переходу надбуксової частини в вертикальну консоль (рис. 6.7, б);

У кінці вертикальної частини консолі пропонується розмістити два ребра жорсткості, які є продовженням бокових стінок верхнього горизонтального поясу (рис. 6.7, б, в).

З метою зменшення впливу згинальних і крутильних моментів, що виникають під час руху вагона кривими ділянками колії, змінено кут розташування контактних поверхонь консольної частини та букси. У результаті площини контакту внутрішніх і зовнішніх щелепних напрямних виконані з нахилом $(3-4)^\circ$ до поперечної площини бокової рами (рис. 6.7, в).

Контактні поверхні корпусу букси при цьому розташовані горизонтально та мають циліндричну форму з радіусом (500–600) мм. Це забезпечує рівномірне спирання корпусу букси на обидві контактні площадки бокової рами навіть за умов повороту буксового вузла відносно рами при забіганні візків. Таким чином, циліндрична поверхня корпусу букси здійснює перекошування по контактних поверхнях бокової рами (рис. 6.8).



*a**б*

Рисунок 6.8 – Букса зі зміною контактної поверхні
(а – зовнішній вигляд букси, б – букса з боковою рамою)

Зазначене конструктивне вдосконалення, за умови застосування доопрацьованого корпусу букси, забезпечує двоточкове опирання в межах консольної частини та сприяє більш рівномірному розподілу навантаження при зміні просторового положення буксового вузла.

З метою оцінки НДС удосконаленої бокової рами від поєднання експлуатаційних навантажень був виконаний розрахунок навантажень для осьового навантаження 23,5 тс (230 кН).

Схеми прикладених навантажень при виконанні розрахунку бокових рам базової та удосконаленої конструкції представлені на рис. 6.9, а результати розподілення напружено-деформованого стану на рис. 6.10.

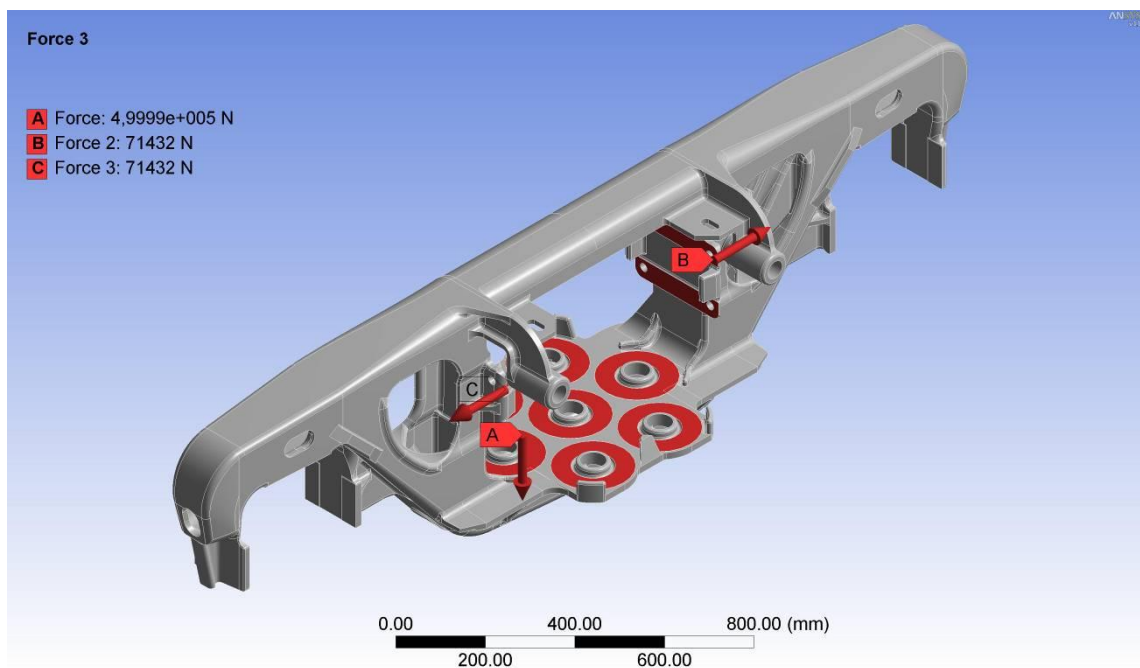


Рисунок 6.9 – Схема прикладення навантаження

За результатами досліджень спостерігається зменшення напружень в контрольних перерізах бокової рами удосконаленої конструкції по відношенню до базової конструкції. Максимальні напруження, отримані за результа-

тами досліджень, не перевищують допустимі за всіма розрахунковими режимами.

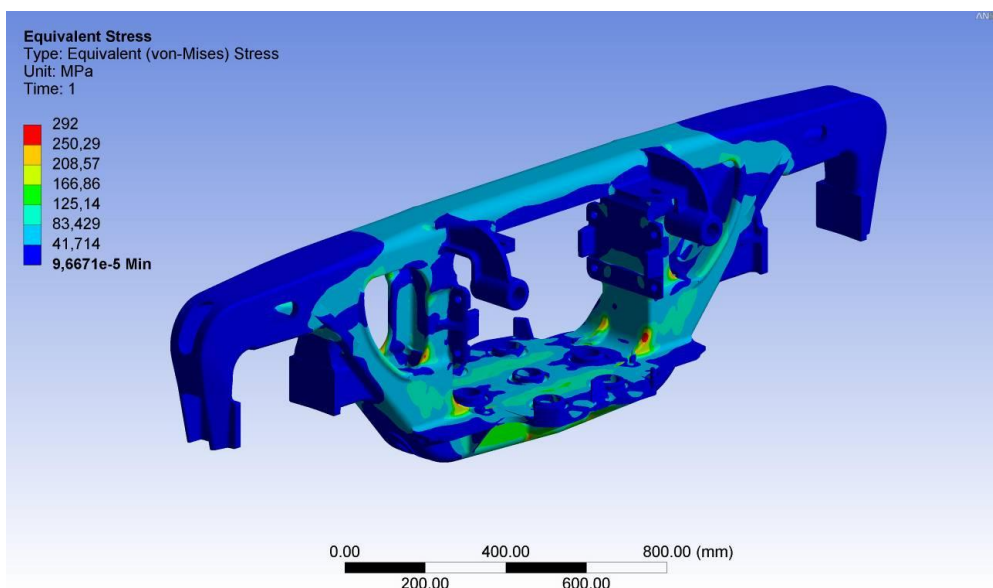


Рисунок 6.10 – Результати розрахунків напружень

Таким чином, можна зробити наступні висновки:

- запропонована конструкція бокової рами з поліпшеними характеристиками міцності та витривалості, які переважають відповідні характеристики базової конструкції;
- результати проведення теоретичних досліджень напружено-деформованого стану базової та удосконаленої конструкцій литих бокових рам візка вантажного вагона показали зменшення напружень в контрольних перерізах бокової рами удосконаленої конструкції по відношенню до базової конструкції. При цьому еквівалентні напруження за всіма розрахунковими режимами не перевищують допустимого нормативною документацією рівня напружень.

7 Техніко-економічне обґрунтування удосконалення конструкції бокової рами

7.1 Характеристика інвестиційного заходу

Застосування удосконаленої конструкції рами бокової візка вантажного вагона та корпусу букси зміненої конструкції, а також використання зміцнення поверхонь тертя контактних поверхонь литих деталей візка плазмовим загартуванням дозволить підвищити безвідмовність і довговічність візків, а значить, знизити витрати на ремонт і обслуговування вантажних вагонів в експлуатації, підвищити технічний рівень і конкурентоспроможність вантажних вагонів вітчизняного виробництва.

Основними показниками оцінки економічної ефективності інвестиційних проектів на залізничному транспорті є сумарний економічний ефект і термін окупності інвестицій.

7.2 Методика розрахунку економічного ефекту

Економічний ефект визначається як сума поточних ефектів за весь розрахунковий період, приведених до початкового моменту, або як перевищення вартісної оцінки результатів над вартісною оцінкою витрат:

$$\mathcal{E} = \sum_{t=0}^T (R_t - \mathcal{Z}_t) \cdot \alpha_t = \sum_{t=0}^T \mathcal{E}_t \cdot \alpha_t, \quad (7.1)$$

де R_t – досягнуті результати використання технічного рішення на t -ому етапі розрахунку (прибуток) у грошовому еквіваленті;

$\mathcal{Z}_t$ – здійснювані витрати (поточні витрати та інвестиції) на впровадження технічного рішення на t -ому етапі розрахунку;

T – горизонт розрахунку (розрахунковий період);

$\mathcal{E}_t = R_t - \mathcal{Z}_t$ – досягнутий ефект на t -ому етапі розрахунку;

Для приведення результатів і витрат будь-якого року t до першого року

життєвого циклу проекту (при дисконтуванні) застосовується формула

Коефіцієнт дисконтування розраховується за формулою

$$\alpha_t = (1 + E_n)^{t_p - t}, \quad (7.2)$$

де E_n – норма дисконту, приймаємо 0,1;

t_p – рік, який прийнято за розрахунковий;

t – рік, витрати в якому приводяться до розрахункового.

В зв'язку з тим, що строк служби візка вантажного вагона складає 32 роки, було розглянуто експлуатацію вантажного вагону з встановленим строком служби 32 роки. За розрахунковий момент часу приймається перший рік розрахункового періоду.

За базовий варіант приймається візок вантажного вагона 18-100. Новий варіант – візок з удосконаленою боковою рамою, корпусом букси та зміцненими поверхнями тертя. Розрахунок виконується з урахуванням витрат на утримання одного візка.

Таким чином, економічний ефект від впровадження інвестиційного заходу визначається за формулою:

– для базового візка вантажного вагона

$$\mathcal{E}^{\bar{}} = \sum_{t=0}^T (R_t^{\bar{}} - \mathcal{Z}_t^{\bar{}}) \cdot \alpha_t, \quad (7.3)$$

– для удосконаленого візка вантажного вагона

$$\mathcal{E}' = \sum_{t=0}^T (R_t' - \mathcal{Z}_t') \cdot \alpha_t, \quad (7.4)$$

де $R_t^{\bar{}}, R_t'$ – результати використання відповідно базового візка та удосконаленого на t -ому етапі розрахунку;

$\mathcal{Z}_t^{\bar{}}, \mathcal{Z}_t'$ – витрати в процесі використання відповідно базового візка та удосконаленого на t -ому етапі розрахунку.

Тоді ефект від впровадження пропонованого удосконалення візка визначиться за формулою:

$$\Delta \mathcal{E}' = \mathcal{E}' - \mathcal{E}^{\bar{o}} = \sum_{t=0}^T (R'_t - \mathcal{Z}'_t) \cdot \alpha_t - \sum_{t=0}^T (R^{\bar{o}}_t - \mathcal{Z}^{\bar{o}}_t) \cdot \alpha_t = \sum_{t=0}^T (\Delta R'_t + \Delta \mathcal{Z}'_t) \cdot \alpha_t, \quad (13)$$

де $\Delta R'_t$ – збільшення доходної частини економічного ефекту від використання удосконаленого візка на t -ому етапі розрахунку;

$\Delta \mathcal{Z}'_t$ – зменшення витрат в процесі використання удосконаленого візка на t -ому етапі розрахунку.

Оскільки доходна частина економічного ефекту для обох варіантів візка вантажного вагона дорівнює одна одній, величину формули (5.5) $\Delta R'_t$ приймаємо рівною нулю. За цих умов економічний ефект від впровадження запропонованих заходів з метою зниження пошкодження бокових рам в експлуатації визначається економією річних експлуатаційних витрат на обслуговування завдяки підвищенню безвідмовності і довговічності, як наслідок, зменшенню кількості відмов в період експлуатації вагона з удосконаленим візком у порівнянні з існуючим (базовим). Незмінювані за варіантами проектних рішень з удосконалення деталей візка величини під час визначення економічного ефекту не враховуються.

Таким чином, ефект від впровадження запропонованого удосконалення візка визначиться за формулою:

$$\begin{aligned} \Delta \mathcal{E}' &= \sum_{t=0}^T \Delta \mathcal{Z}'_t \cdot \alpha_t = \sum_{t=0}^T (K^{\bar{o}}_t + B^{\bar{o}}_t) \cdot \alpha_t - \sum_{t=0}^T (K'_t + B'_t) \cdot \alpha_t = \\ &= \sum_{t=0}^T ((K^{\bar{o}}_t - K'_t) + (B^{\bar{o}}_t - B'_t)) \cdot \alpha_t = \sum_{t=0}^T (\Delta K'_t + \Delta B'_t) \cdot \alpha_t, \end{aligned} \quad (7.6)$$

де $K^{\bar{o}}_t, K'_t$ – капіталовкладення, необхідні для впровадження технічного рішення на t -ому етапі розрахунку, відповідно за базовим виконанням візка та удосконаленим візком;

B_t^{ϕ}, B_t' – поточні витрати в процесі використання технічного рішення на t -ому етапі розрахунку відповідно за базовим виконанням візка та удосконаленим візком без урахування амортизаційних відрахувань.

За даними ПАТ «КрВБЗ» вартість стандартного візка моделі 18-100 складає 175 тис. грн, вартість модернізованого складає 179,8 тис. грн

Таким чином, одноразові витрати на впровадження інноваційного заходу за варіантами візків в розрахунку на один вантажний вагон складуть для базового варіанту 350 тис. грн, для модернізованого варіанту 359,6 тис. грн.

За час експлуатації візок в складі універсального напіввагона, згідно з вимогами системи технічного обслуговування і ремонту вагонів, призначеної для забезпечення стійкої роботи вагонного парку, підтримання його технічного стану на заданому рівні, підвищення експлуатаційної надійності проходить наступні види ремонту: деповський ремонт (ДР) – один раз в 3 роки, капітальний ремонт (КР) – через 13 років після будівництва і через 12 років після капітального ремонту. Деповський і капітальний ремонти візка є плановими видами і здійснюються за встановленими нормативами. Протягом кожного року експлуатації, в залежності від стану вагона, виконується позаплановий поточний відчіпний ремонт (ПВР) з періодичністю 3 рази на рік. Розподіл робіт з ремонту візків вантажного вагона надано в таблиці 7.1.

Таблиця 7.1 – Розподіл робіт з ремонту візків вантажного вагона

Рік	Вид ремонту		
	поточний відчіпний	деповський	капітальний
1	2	3	4
1	2	3	4
1	3		
2	3		
3	3	1	
4	3		
5	3		
6	3	1	
7	3		
8	3		
9	3	1	

Продовження таблиці 7.1

1	2	3	4
10	3		
11	3		
12	3		
13	3		1
14	3		
15	3		
16	3	1	
17	3		
18	3		
19	3	1	
20	3		
21	3		
22	3	1	
23	3		
24	3		
25	3		1
26	3		
27	3		
28	3	1	
29	3		
30	3		
31	3		
32	3		

За даними регіональної філії "Південна залізниця" для вантажного вагона з базовим варіантом візка:

- ціна капітального ремонту – 108,521 тис. грн.,
- виробнича собівартість одиниці деповського ремонту – 88,704 тис. грн.,
- виробнича собівартість одиниці поточного відчіпного ремонту – 13,514 тис. грн.

Використання нового варіанта візка дозволяє скоротити витрат на ремонт вантажного вагона завдяки підвищенню безвідмовності деталей візка. Прогнозний відсоток зменшення витрат на ремонт вантажного вагона наведено в таблиці 7.2.

Таблиця 7.2 – Прогнозний відсоток зменшення витрат на ремонт вантажного вагона

Вид ремонту	Відсоток зменшення, %
Поточний відчепний	9
Деповський	15
Капітальний ремонт	20

В таблиці 7.3 та 7.4 надано значення витрат на ремонт вантажного вагона за варіантами візка

Таблиця 7.3 – Значення витрат на ремонт вантажного вагона за варіантами візка

Вид ремонту	Виробнича собівартість одиниці ремонту, тис. грн.	
	базовий варіант	новий варіант
Поточний відчепний	13,514	12,298
Деповський	88,704	75,398

Таблиця 7.4 – Значення витрат на ремонт вантажного вагона за варіантами візка

Показник	базовий варіант	новий варіант
Ціна капітального ремонту, тис. грн.	108,521	86,817

Розрахунок витрат на ремонт вантажного вагона за роками розрахункового періоду з урахуванням розподілу робіт з ремонту (табл. 7.1) та витрат на одиницю (таблиця 7.3 та 7.4) виконаємо в табличній формі (табл. 7.5).

Таблиця 7.5 – Розрахунок витрат на ремонт вантажного вагона за варіантами візка

Рік	Витрати на ремонт за базовим варіантом, тис. грн.				Витрати на ремонт за новим варіантом, тис. грн.			
	ПВР	ДР	КР	Разом	ПВР	ДР	КР	Разом
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	40,542			40,542	36,893			36,893

Продовження таблиці 7.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9
2	40,542			40,542	36,893			36,893
3	40,542	88,704		129,246	36,893	75,398		112,292
4	40,542			40,542	36,893			36,893
5	40,542			40,542	36,893			36,893
6	40,542	88,704		129,246	36,893	75,398		112,292
7	40,542			40,542	36,893			36,893
8	40,542			40,542	36,893			36,893
9	40,542	88,704		129,246	36,893	75,398		112,292
10	40,542			40,542	36,893			36,893
11	40,542			40,542	36,893			36,893
12	40,542			40,542	36,893			36,893
13	40,542		108,521	149,063	36,893		86,817	123,710
14	40,542			40,542	36,893			36,893
15	40,542			40,542	36,893			36,893
16	40,542	88,704		129,246	36,893	75,398		112,292
17	40,542			40,542	36,893			36,893
18	40,542			40,542	36,893			36,893
19	40,542	88,704		129,246	36,893	75,398		112,292
20	40,542			40,542	36,893			36,893
21	40,542			40,542	36,893			36,893
22	40,542	88,704		129,246	36,893	75,398		112,292
23	40,542			40,542	36,893			36,893
24	40,542			40,542	36,893			36,893
25	40,542		108,521	149,063	36,893		86,817	123,710
26	40,542			40,542	36,893			36,893
27	40,542			40,542	36,893			36,893
28	40,542	88,704		129,246	36,893	75,398		112,292
29	40,542			40,542	36,893			36,893
30	40,542			40,542	36,893			36,893
31	40,542			40,542	36,893			36,893
32	40,542			40,542	36,893			36,893

Розрахунок економічного ефекту за варіантами візка без урахування дисконтування виконаємо в табличній формі (табл. 7.6).

Таблиця 7.6 – Розрахунок економічного ефекту за варіантами візка без урахування дисконтування

Рік	Витрати за базовим варіантом, тис. грн		Витрати за новим варіантом, тис. грн		Економічний ефект, тис грн
	одноразові	поточні	одноразові	поточні	
1	350	40,542	359,6	36,893	-5,951
2		40,542		36,893	3,649
3		129,246		112,292	16,954
4		40,542		36,893	3,649
5		40,542		36,893	3,649
6		129,246		112,292	16,954
7		40,542		36,893	3,649
8		40,542		36,893	3,649
9		129,246		112,292	16,954
10		40,542		36,893	3,649
11		40,542		36,893	3,649
12		40,542		36,893	3,649
13		149,063		123,710	25,353
14		40,542		36,893	3,649
15		40,542		36,893	3,649
16		129,246		112,292	16,954
17		40,542		36,893	3,649
18		40,542		36,893	3,649
19		129,246		112,292	16,954
20		40,542		36,893	3,649
21		40,542		36,893	3,649
22		129,246		112,292	16,954
23		40,542		36,893	3,649
24		40,542		36,893	3,649
25		149,063		123,710	25,353
26		40,542		36,893	3,649
27		40,542		36,893	3,649
28		129,246		112,292	16,954
29		40,542		36,893	3,649
30		40,542		36,893	3,649
31		40,542		36,893	3,649
32		40,542		36,893	3,649
Разом	350	2135,314	359,6	1882,005	243,709

Розрахунок економічного ефекту за варіантами візка з урахуванням дисконтування та періоду повернення одноразових витрат наведено у таблиці 7.7.

Таблиця 7.7 – Розрахунок економічного ефекту за варіантами візка з урахуванням дисконтування та періоду повернення одноразових витрат

Рік	Економічний ефект, тис. грн.	Коефіцієнт дисконтування	Дисконтований економічний ефект, тис. грн.	Теж наростаючим підсумком, тис. грн.
1	-5,951	1,000	-5,951	-5,951
2	3,649	0,909	3,317	-2,634
3	16,954	0,826	14,012	11,378
4	3,649	0,751	2,741	14,119
5	3,649	0,683	2,492	16,611
6	16,954	0,621	10,527	27,139
7	3,649	0,564	2,060	29,198
8	3,649	0,513	1,872	31,071
9	16,954	0,467	7,909	38,980
10	3,649	0,424	1,547	40,527
11	3,649	0,386	1,407	41,934
12	3,649	0,350	1,279	43,213
13	25,353	0,319	8,078	51,291
14	3,649	0,290	1,057	52,348
15	3,649	0,263	0,961	53,309
16	16,954	0,239	4,059	57,368
17	3,649	0,218	0,794	58,162
18	3,649	0,198	0,722	58,884
19	16,954	0,180	3,049	61,933
20	3,649	0,164	0,597	62,530
21	3,649	0,149	0,542	63,072
22	16,954	0,135	2,291	65,363
23	3,649	0,123	0,448	65,811
24	3,649	0,112	0,407	66,219
25	25,353	0,102	2,574	68,793
26	3,649	0,092	0,337	69,130
27	3,649	0,084	0,306	69,436
28	16,954	0,076	1,293	70,729
29	3,649	0,069	0,253	70,982
30	3,649	0,063	0,230	71,212
31	3,649	0,057	0,209	71,421
32	3,649	0,052	0,190	71,611
Разом	243,709		71,611	

Результати розрахунку економічного ефекту від впровадження нового зразка візка вантажного вагона наведено на рис. 7.1.

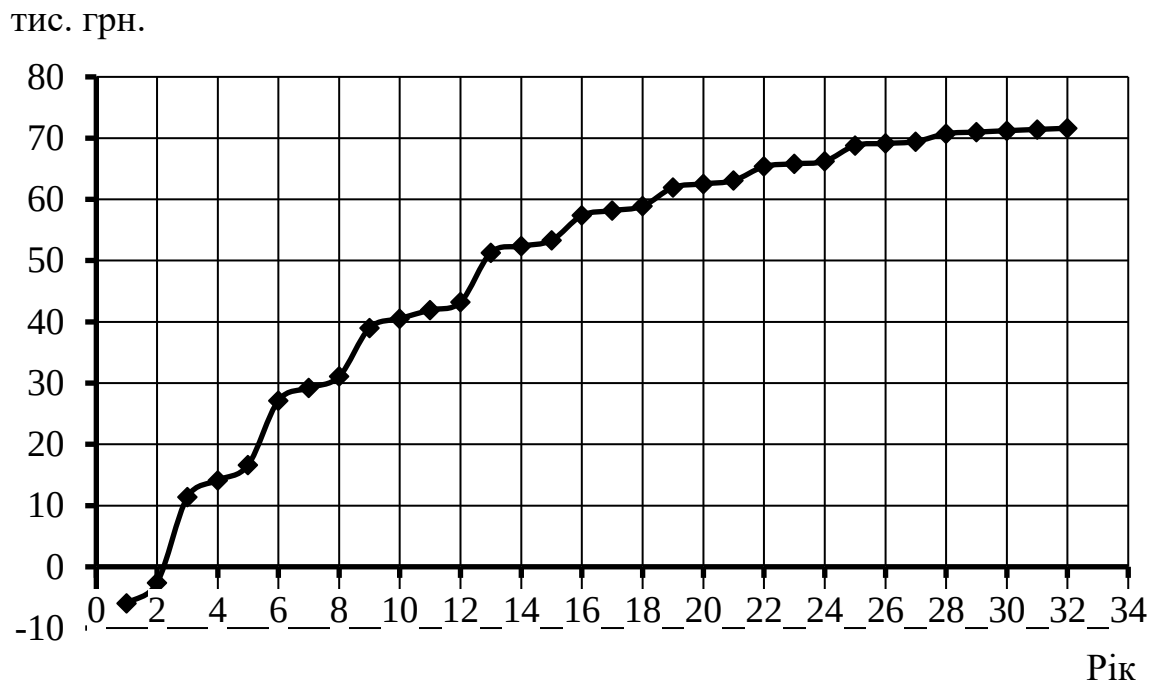


Рисунок 7.1 – Економічний ефект від впровадження нового зразка візка вантажного вагона

Висновки по розділу:

- 1 Витрати на впровадження нового зразка візка окупляться на третьому році експлуатації.
- 2 Сумарний економічний ефект за весь термін експлуатації складе 243 тис. грн.

Висновки

1 Проведено аналіз технічного стану універсальних напіввагонів. Проаналізовані основні причини відмов та пошкоджень. Встановлено, що середній вік напіввагонів вже перевищує нормативний термін служби, який складає 22 роки.

2 Обґрунтована необхідність використання в експлуатації універсальних напіввагонів з покращеними техніко-економічними характеристиками.

3 Отримані раціональні техніко-економічні параметри напіввагона, що пропонується.

4 Проведено дослідження напружено-деформованого стану елементів кузовів напіввагонів;

5 Виконано аналіз взаємодії буксового вузла з боковою рамою. Для забезпечення рівномірного спирання корпусу букси на обидві контактні площадки бокової рами при забіганні візків запропоновані конструктивні зміни в корпус букси.

6 Сумарний економічний ефект за весь термін експлуатації складе 243 тис. грн.

Список використаних джерел

1. <https://www.railinsider.com.ua/yak-zminylasya-ukrayinska-zaliznyczya-za-30-rokiv-nezalezhnosti/>.
2. Можейко Є. Р. Инновационные разработки ПАО "Крюковский вагоностроительный завод". Збірник наукових праць УкрДАЗТ. 2013. Вип. 139. С.146-150.
3. Петухов В. М., Кладько Н. С., Регент І. В. Огляд сучасних вбудованих засобів контролю буксових вузлів пасажирських вагонів для швидкісного руху. Збірник наукових праць УкрДАЗТ. 2017. Вип. 173. С.35-42.
4. Мартынов И. Э., Петухов В. М. Натурные испытания встроенной системы контроля технического состояния буксовых узлов. Мир транспорта. 2013. № 2. С. 180-182.
5. Мартинов І. Е., Труфанова А. В., Шовкун В. О., Дмитренко М. В., Балашов О. О. Аналіз пошкоджень кузовів залізничних напіввагонів. Наука та прогрес транспорту. 2026, № 1 (113). С. 43-51. doi.org/10.15802/stp2026/355623
6. Донченко А.В., Вимоги до формування типорозмірного ряду вагонів нового покоління для забезпечення підвищеної провізної спроможності залізниць [Текст] /А.В. Донченко, О. М. Сафронов // Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад». – вип. 13, видавник ДП „УкрНДІВ”, м. Кременчук, 2016. – С.41-44
7. Сулим А. О., Сафронов О. М., Федосов-Никонов Д. В., Стринжа А. М. Сучасний стан та перспективи розвитку парку вантажних вагонів в Україні: оновлення або продовження призначеного строку служби. Залізничний транспорт України. 2021. № 4. С. 4-20. URL: http://nbuv.gov.ua/UJRN/ZTU_2021_4_3
8. Горбенко А. П., Мартинов І. Е.: Конструювання та розрахунки вагонів (частина перша): Навчальний посібник для вищих навчальних закладів. Харків, УкрДАЗТ. 2003. 146 с.

9. ДСТУ Б В.2.3-29:2011 "Габарити наближення будівель і рухомого складу залізниць колії 1520 (1524) мм (ГОСТ 9238-83, MOD)

10. Донченко А. В. Аналіз особливостей конструкцій литих бокових рам візків вантажних вагонів рухомого складу. / Донченко А. В., Бондарев С. В., Багров О.М. // Проблеми та перспективи розвитку залізничного транспорту: Тези 74 Міжнародної науково-практичної конференції (Дніпропетровськ, 15-16 травня 2014 р.) – Д.: ДПТ, 2014. – С. 46-47.

11. Багров О.М. Аналіз впливу конструктивних особливостей литих бокових рам візків вантажних вагонів на їхню міцність. Збірник наукових праць ДЕТУТ: «Транспортні системи і технології». К.: ДЕТУТ, 2014. Вип. № 24. С. 32–38.

12. ДСТУ 7598:2014. Вагони вантажні. Загальні вимоги до розрахунків та проектування". – Чинний від 2015-07-01. – К.: Мінекономрозвитку України, 2015. – 249 с.

13. Напіввагони моделі 12-7023, 12-7023-1. Керівництво з експлуатації, 7023.00.000 КЕ. Кременчук. 2005. 62 с.

14. Трощенко, В.Т., Лебедев, В.А., Стрижало А. А. Механическое поведение материалов при различных видах нагружения. К.: Логос, 2000. 571 с.

15. Яковлева Т.Ю. Локальная пластическая деформация и усталость металла / Т.Ю. Яковлева. – К.: Наук.думка, 2003. – 238 с.

16. Багров О.М. Аналіз дії на литу бокову раму проходження кривих малого радіуса двовісним візком вантажного вагона. Проблемы и перспективы развития железнодорожного транспорта: Тезисы 76 Международной научно-практической конференции (Днепропетровск, 19-20 мая 2016 г.). Д.: ДИИТ, 2016. - С. 20 - 21.

17. Калабухін Ю.Є., Зоріна О.І., Білогуров Є.О. Науково-методичний підхід до формування багатофакторної математичної моделі собівартості залізничних вантажних перевезень. Вісник економіки транспорту і промисловості. Харків: УкрДУЗТ. 2025. Вип. 89. С. 85-96.

<https://doi.org/10.18664/btie.89.330842>

18. Калабухін Ю.Є., Зоріна О. І., Ловська А. О., Каменева Н. М., Рукавішніков П. В. Оцінювання підвищення ефективності використання напіввагонів. Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті. Харків: УкрДУЗТ. №1(160), 2025. С. 37-45. DOI: 10.18664/iksz.v30i1.326789



Strikeplagiarism.com

Вітаємо ЯРОСЛАВ ДЕРЕВЯНЧУК,

Ми завершили аналіз документа на плагіат.

Козинець перевірка плагіат

Автор: Козинець Ярослав Володимирович

Отримані коефіцієнти подібності:

Коефіцієнт подібності 1: **10.41%**

Заміна букв: **0**

прогалини: **0**

Мікропробіли: **0**

Інтервали: **0**

Пошук контенту ШІ

Індикатор Контенту ШІ: ---

Щоб відкрити інтерактивний звіт, натисніть [сюди](#)

Якщо у Вас виникли запитання, зв'яжіться з нами за адресою:

ukraine@strikeplagiarism.com

Strikeplagiarism.com