

УДК 629.463.001.63

*Д-р техн. наук Фомін О. В.  
Інженер Прокопенко П. М.*

### **ОЦІНКА ЗАЛИШКОВОГО РЕСУРСУ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ З ТЕРМІНОМ СЛУЖБИ, ЯКИЙ ПЕРЕВИЩУЄ НОРМАТИВНИЙ**

***Ключові слова:** залізничний транспорт, вантажний вагон, напіввагон моделі 12-532, рама кузова, хребтова балка, ударні випробування, ресурс, термін служби.*

#### **Вступ**

За останні роки відбулося значне старіння експлуатаційного парку вантажних вагонів, у тому числі напіввагонів. На даний час на мережі залізниць України перебувають в експлуатації напіввагони (далі – вагони) різних моделей і їх модифікацій з нормативним строком служби 22 роки. Для вирішення питання про можливість подальшої експлуатації вагонів з вичерпаним терміном служби проводиться їхнє технічне діагностування.

Аналіз технічного стану напіввагонів після проведення планових видів ремонту показує, що значна їх частина знаходиться в задовільному стані. Через недостатнє фінансування придбання нових вагонів для забезпечення безперебійного виконання вантажних перевезень залізничним транспортом актуальним залишається проведення робіт щодо дослідження з визначення залишкового ресурсу напіввагонів та можливості продовження їх експлуатації в межах України понад полуторний термін.

#### **Аналіз літературних даних**

На сьогодні питанням дослідження несучої здатності кузовів напіввагонів приділено достатню увагу, що пояснюється їх актуальністю та економічною обґрунтованістю. Так в роботі [1] наведено результати досліджень несучої здатності напіввагонів моделі 12-9745. Проте метою таких досліджень було відшукування конструктивних резервів зі зниження матеріалоемності цієї моделі вагонів. І відповідно несуча здатність конструкції кузова з імітацією характерних для 1,5 строку експлуатації зносів не досліджувалась.

В статті [2] наведено перспективи удосконалення конструкцій напіввагонів, в тому числі і шляхом збільшення строку експлуатації. Однак збільшення строку експлуатації напіввагонів пропонується досягати шляхом удосконаленням їх конструктивних властивостей, наприклад за рахунок впровадження матеріалів з поліпшеними характеристиками.

Аналіз властивостей конструктивних матеріалів кузовів вагонів нового покоління наведений в [3]. В роботі зазначені переваги використання нових прогресивних матеріалів для окремих складових конструкцій вагонів. Однак питанням подовження реалізації такого напрямку при подовженні строку експлуатації напіввагонів не приділено увагу.

Заходи щодо удосконалення несучої конструкції кузова напіввагона з метою забезпечення надійності його кріплення на палубі залізничного порому наведені у [4]. Приведені результати розрахунків на міцність кузова з урахуванням закріплення його відносно палуби за запропоновані конструкційні вузли в умовах морської хитавиці дозволили зробити висновок про доцільність запропонованих рішень. При цьому створення та використання динамічних моделей, які враховуватимуть зношеність несучої системи напіввагонів дозволить проводити дослідження і для відповідних конструкцій напіввагонів.

Дослідження динаміки залізничного вагона з відкритою завантажувальною платформою наведені в [5]. Розрахунок проведений у середовищі програмного забезпечення MSC Adams. Дослідження стійкості проти перекидання вагона здійснювалося при його вписуванні у криву радіусом 250 м з урахуванням різної швидкості руху.

Питання оцінки точності пропускної спроможності залізничних мереж, що призначені для перевезення сировини та готової продукції гірнично-металургійної промисловості наведені у [6].

Питання проектування залізничного рухомого складу (транспортерів) для перевезення великовагових вантажів розглянуті у [7]. Дослідження динаміки та міцності здійснено за допомогою сучасних засобів програмного забезпечення ProMechanica та CosmosWorks. При проектуванні несучої конструкції транспортеру проведено дослі-

дження щодо можливості його виконання з різнотипних матеріалів.

Конструкційні особливості вагона для ін-термодальних перевезень розглянуті у [8]. Вагон має понижено середню частину, а наявність оборотної частини дає можливість здійснювати завантаження/вивантаження автотехніки на/з нього самокатом.

В роботі [9] наведено результати досліджень з визначення характеру та рівня впливу різних вантажних візків на міцнісні якості несучих систем вагонів. Однак, в задачі такого дослідження не включались питання визначення відповідного впливу на кузови, які експлуатуються поза нормований строк.

В статті [10] представлено вплив профілю кочення передніх за рухом коліс візка на загальну динаміку одиниці рухомого складу. При цьому імітації відповідних експлуатаційних зносів та дослідженню динамічних якостей в такому випадку увага не була приділена.

В дослідженні [11] аналізувались особливості руху та взаємодії одиниць нового рухомого складу. А відповідні дослідження для одиниць з показниками, які відображають експлуатаційний знос не проведені.

Роботи [12, 13] присвячені висвітленню результатів удосконалення динамічних якостей рухомого складу при проходженні кривих ділянок колії шляхом покращення його відповідних конструктивних елементів та напруженню вантажів залізничних платформ при ударах в автозчеплення. Поряд з цим не визначено можливості впровадження таких інновацій і впливів на зношений рухомий склад, в тому числі на піввагони, та їх вплив на експлуатаційні показники вагонів.

Підсумовуючи результати наведеного вище аналізу можна відзначити, що на теперішній час питання щодо можливостей продовження строку експлуатації несучих конструкцій кузовів вагонів у повному обсязі не вирішувались.

**Постановка проблеми.** Потрібно сформулювати необхідність проведення контрольних випробувань вагонів, їх технічного діагностування та визначити особливості досліджень. Провести теоретичні дослідження з оцінки залишкового ресурсу конструкції на-

піввагона. Аналіз технічного стану піввагонів після проведення планових видів ремонту показує, що значна їх частина знаходиться в задовільному стані. Проте можливість подовження їхньої експлуатації на строк понад полуторний потребує експериментального підтвердження.

#### **Мета роботи і задачі дослідження**

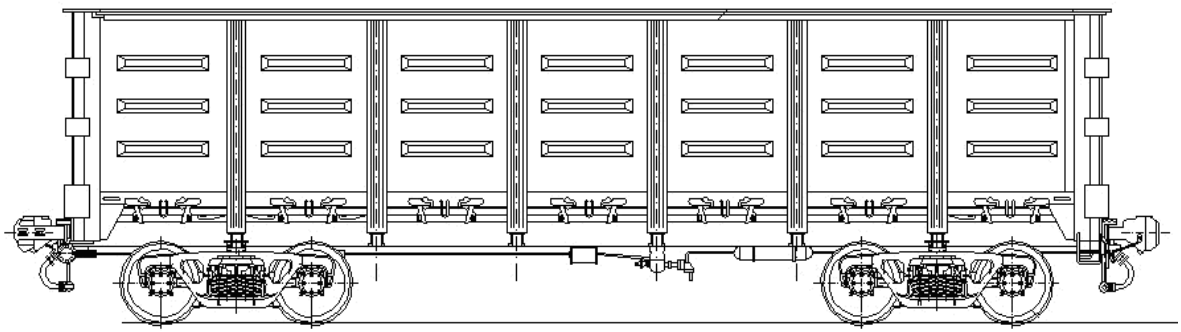
Метою роботи є висвітлення особливостей та результатів проведених комплексних випробувань напіввагона є визначення характеристик міцності його несучих конструкцій, їх залишкового ресурсу та можливість подовження строку експлуатації понад полуторний. Завданням типових випробувань на міцність при зіткненні є визначення і оцінка динамічних напружень і деформацій в несучих конструкціях вагона при прикладанні нормативних ударних сил через автозчепне обладнання. Завданням випробувань на ресурс є визначення появи і характеру розвитку пошкоджень і залишкових деформацій в несучих конструкціях вагона при багаторазовій дії поздовжніх навантажень через автозчепні пристрої.

Для досягнення поставленої мети було визначено та вирішено наступні задачі:

- вибір дослідного зразка вагона та аналіз його технічного стану;
- визначення швидкості корозії несучих елементів конструкції вагону;
- проведення комплексних натурних випробувань напіввагона, що включає оцінку власних частот коливань та контрольні ударні випробування.

#### **Відбір дослідного зразка вагону для досліджень**

На випробування був представлений напіввагон моделі 12-532 № 64415821 (рис. 1, 2), з терміном експлуатації, що перевищує полуторний встановлений заводом виробником. Випробування та діагностування технічного стану вагона були проведені на відповідність їх характеристик вимогам нормативної документації, з метою визначення можливого терміну подовження його експлуатації. При проведенні технічного діагностування вагону особа увага приверталася несучим елементам конструкції, а саме хребтовій і шворневій балкам та місцям їх з'єднання.



*Рис. 1 – Напіввагон моделі 12-532*



*Рис. 2 – Дослідний напіввагон*

### **Опис конструкції дослідного зразка напіввагона**

Креслення загального виду напіввагона моделі 12-532 наведено на рисунку 1. Цей вагон має сталеву раму, що складається із хребтової балки, звареної із двох спеціальних Z – подібних профілів №31 і двотавра №19, двох шворневих балок замкненого коробчастого перерізу з двох вертикальних листів (товщиною 8 мм), двох горизонтальних листів (верхній товщиною 10 мм і нижній 12мм), двох кінцевих балок зі штампованого листового профілю, чотирьох проміжних поперечних балок двотаврового перерізу, звареного з вертикального й двох горизонтальних листів.

Каркас бокових стін вагону складається з верхньої та нижньої обв'язок, стійок і розкосів. Верхню обв'язку виготовляють із гнучого профілю. У проміжках між стійками обв'язка вагону має замкнений переріз завдяки приварюванню зовні напіввагона по-

силиючих планок, що зменшують можливість пошкодження обв'язки при завантажувально-розвантажувальних роботах. Нижню обв'язку виготовляють із сталевого кутникового профілю, до якого кріплять із зовнішнього боку елементи механізму запирання розвантажувального люка, а з внутрішнього боку приварюють кільця або спеціальні косинки з отворами, необхідні для кріплення штучних вантажів. Проміжні стійки виготовляють із прокатного профілю, а кутові стійки – штампованими.

Кришки розвантажувальних люків мають зварний каркас і обшивку з гофрованого сталевого листа. Ці кришки шарнірно прикріплені до двотавра хребтової балки й мають знизу торсіонний механізм для полегшення їх закривання.

Дослідний напіввагон підготовлений до випробувань, показаний на рисунку 2.


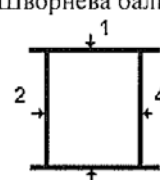

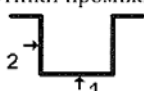

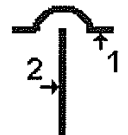
**Обстеження технічного стану напіввагона**

При обстеженні технічного стану дослідного вагона були виявлені пошкодження основних несучих елементів його конструкції від корозії, значення яких наведені в таблиці 1.

У таблиці викладено дані по товщинам основних елементів рами та кузова вагона №

64415821, який був оглянутий після строку служби, що перевищує полуторний встановлений заводом виробником. Швидкість корозії зовнішньої поверхні елементів рами не перевищувала 0,2 мм/рік, що не більше допустимого значення. Середні значення показників отримані в результаті проведення не менше 3-х замірів в кожній точці.

Табл. 1 – Показники корозії метала конструктивних елементів напіввагона моделі 12-532 № 64415821 від номінальних його товщин

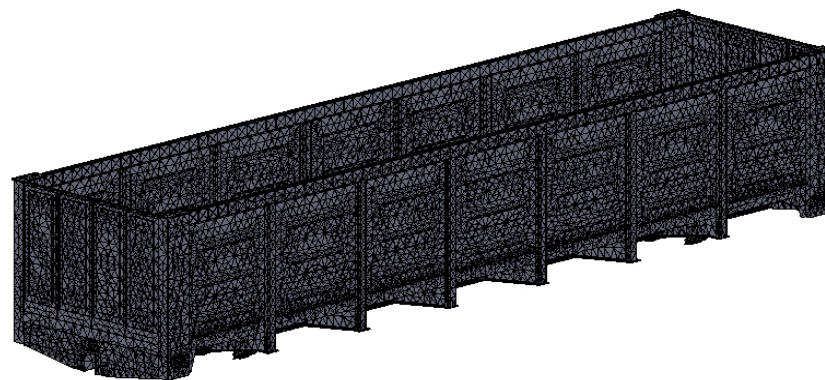
Позначення перерізів місць вимірювання	Точки вим-ня	Номін. значення, мм	Фактичні значення, мм			Середнє значення, мм
			1	2	3	
Хребтова балка: 	1	16,0	14,8	14,7	14,7	14,7
	2	9,0	8,1	8,2	8,1	8,1
	3	10,5	10,0	9,9	9,9	9,9
	4	16,0	14,4	14,4	14,2	14,3
	5	9,0	8,4	8,3	8,3	8,3
	6	10,5	8,8	8,6	8,7	8,6
	7	7,0	6,6	6,5	6,5	6,5
Шворнева балка: 	1	10,0	9,6	9,6	9,6	9,6
	2	8,0	7,4	7,3	7,3	7,3
	3	12,0	10,3	10,4	10,4	10,4
	4	8,0	7,0	6,9	6,9	6,9
	1	10,0	9,2	9,2	9,2	9,2
	2	8,0	7,4	7,4	7,4	7,4
	3	12,0	10,5	10,3	10,4	10,4
	4	8,0	7,4	7,4	7,3	7,4
Кінцева балка: 	1	7,0	5,9	5,9	5,8	5,9
	1	7,0	5,9	5,9	5,9	5,9
Сійки проміжні: 	1	13,0	11,8	11,7	11,8	11,8
	2	8,0	6,9	6,8	6,8	6,8
	1	13,0	11,6	11,5	11,4	11,5
	2	8,0	7,5	7,5	7,4	7,5
Нижня обв'язка: 	1	10,0	8,2	8,0	8,0	8,1
	2	10,0	8,3	8,4	8,4	8,4
	1	10,0	8,3	8,3	8,2	8,3
	2	10,0	8,9	9,0	8,9	8,9
Поперечні основні балки: 	1	8,0	6,8	6,8	6,8	6,8
	2	7,0	6,5	6,4	6,5	6,5
	1	8,0	6,9	6,9	6,9	6,9
	2	7,0	6,1	6,0	6,1	6,1
	1	8,0	7,2	7,3	7,3	7,3
	2	7,0	6,1	6,0	6,1	6,1
	1	8,0	7,0	7,0	7,0	7,0
	2	7,0	6,3	6,2	6,2	6,2

Позначення перерізів місць вимірювання	Точки вим-ня	Номін. значення, мм	Фактичні значення, мм			Середнє значення, мм
Сійки кутові: 	1	5,0	4,3	4,2	4,3	4,3
	2	5,0	4,0	3,9	4,0	4,0
	1	8,0	7,0	7,1	7,0	7,0
	2	8,0	7,1	7,1	7,1	7,1
	1	10,0	8,9	9,0	9,0	9,0
	2	10,0	8,5	8,5	8,4	8,5

### Розрахунки несучої конструкції на піввагона, з імітацією її експлуатаційних зносів

Для дослідження міцності несучої конструкції кузова напіввагона з урахуванням імітації зносів, характерних для його експлуатації, товщини складових несучих елементів

були зменшені на величину можливих зносів. Розрахунок проведений за методом скінчених елементів. Скінчено-елемента модель несучої конструкції напіввагона з імітацією зносів характерних для його експлуатації наведена на рисунку 3.



а)



б)

Рис. 3 – Скінчено-елементна модель несучої конструкції кузова напіввагона, де: а) вид збоку; б) вид знизу

При цьому кількість елементів сітки складала 142251, вузлів – 45742. Максимальний розмір елемента сітки дорівнює 180 мм, мінімальний – 36 мм, максимальне співвідно-

шення боків елементів – 9103,2, відсоток елементів з співвідношенням боків менше трьох – 6,02, більше десяти – 55,3. Результати розрахунку наведені на рисунках 4 і 5.

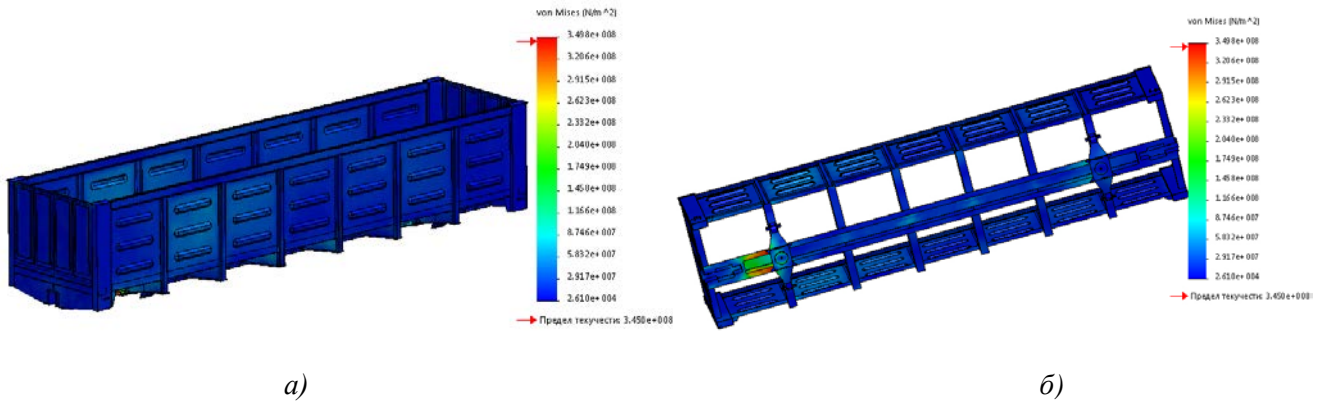


Рис. 4 – Напружений стан несучої конструкції напіввагона моделі 12-757 при I розрахунковому режимі (удар), де: а) вид збоку; б) вид знизу

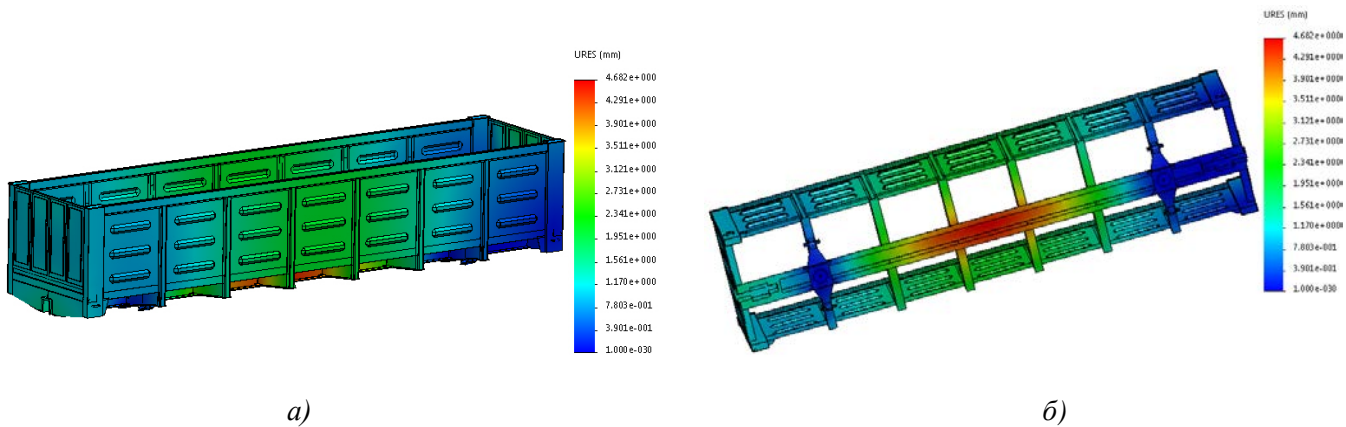


Рис. 5 – Переміщення в вузлах несучої конструкції напіввагона моделі 12-757 при I розрахунковому режимі (удар), де: а) вид збоку; б) вид знизу

Максимальні еквівалентні напруження в несучій конструкції вагону виникають при I розрахунковому режимі (удар) в зоні взаємодії шворневої балки з хребтовою та складають близько 350 МПа. Максимальні переміщення в вузлах конструкції зафіксовані у середній частині рами напіввагону та складають 4,7 мм, максимальні деформації склали  $2,81 \cdot 10^{-3}$ . Найбільші еквівалентні напруження при “ривку” виникають в зоні взаємодії шворневої балки з хребтовою та складають близько 320 МПа. Максимальні переміщення в вузлах конструкції складають 4,5 мм, максимальні деформації склали  $3,23 \cdot 10^{-3}$ . Найбільші еквівалентні напруження при “стисненні” складають близько 260 МПа, максимальні переміщення в вузлах конструкції - 4,64 мм, максимальні деформації склали

$2,76 \cdot 10^{-3}$ , а при “розтягненні”, відповідно, близько 260 МПа, 4,53 мм та  $3,28 \cdot 10^{-3}$ .

Результати розрахунку на міцність несучої конструкції напіввагона при III розрахунковому режимі (удар, стиснення) наведені на рисунку 6.

Максимальні еквівалентні напруження при цьому режимі складають близько 290 МПа, переміщення в вузлах конструкції - 4,84 мм, деформації склали  $3,23 \cdot 10^{-3}$ .

Результати розрахунку на міцність несучої конструкції напіввагону при III розрахунковому режимі (ривок, розтягнення) наведені на рисунку 7. Максимальні еквівалентні напруження при цьому складають близько 310 МПа, переміщення в вузлах конструкції - 4,77 мм, деформації -  $4,84 \cdot 10^{-3}$ .

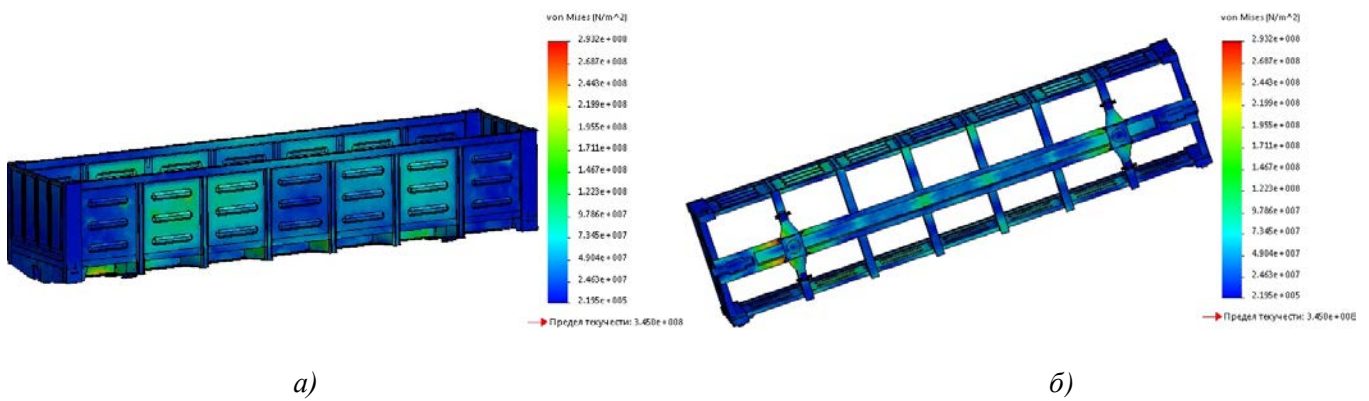


Рис. 6 – Напружений стан несучої конструкції напіввагону моделі 12-757 при III розрахунковому режимі (удар, стиснення), де: а) вид збоку; б) вид знизу

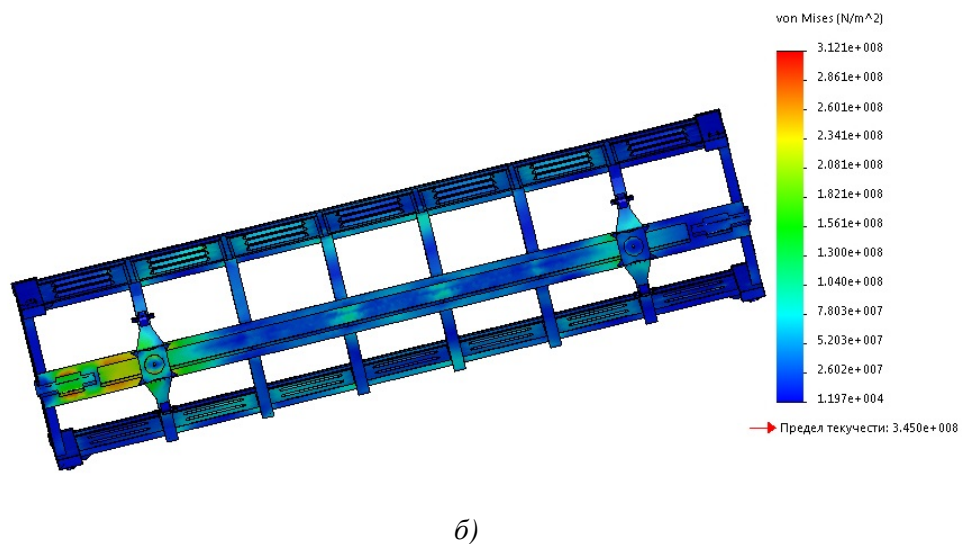
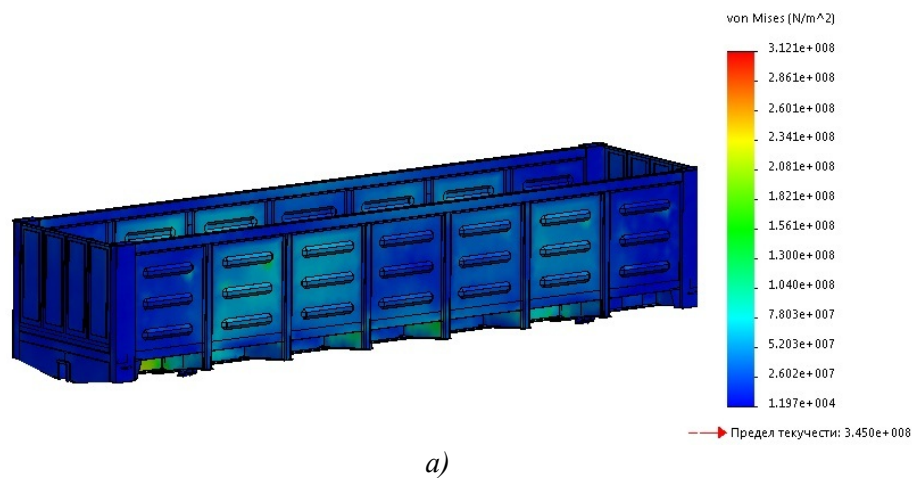


Рис. 7 – Напружений стан несучої конструкції напіввагону моделі 12-757 при III розрахунковому режимі (ривок, розтягнення), де: а) вид збоку; б) вид знизу

### Випробування напіввагону скиданням з клинів

За результатами випробувань «скидання з клинів» визначалися динамічні напруження в елементах рами та надресорній балці вагону. Відповідно до прийнятої схеми контрольних

точок була виконана установка тензорезисторів на надресорній балці та рамі напіввагона. Під колеса напіввагону, в залежності від досліджуваних елементів його конструкції, встановлювалися клини, а потім проводилося скидання вагону з них, шляхом його накату-

## МОДЕРНІЗАЦІЯ ТА РЕМОНТ

вання на клин. Розміри клину становлять: висота 21 мм, довжина 350 мм, ширина 50 мм.

Завантажений напіввагон, накочувався на клини за допомогою локомотива. Клин встановлювалися по черзі, згідно таблиці 2:

- під всі колеса вагона (імітація підскакування);
- під колеса одного боку одного візка й іншого боку другого візка (імітація скручування);
- під всі колеса одного візка (імітація галопування);

- під колеса одного боку вагону (імітація бічної хитавиці).

При скиданні вагона з клинів, в залежності від кількості використаних клинів і місця їх розташування під відповідними колесами візків вагона визначалися величини напружень, в залежності від виду коливання. Напруження при випробуваннях скиданням з клинів та при ресурсних ударних випробуваннях вимірювалися за допомогою тензодатчиків, що встановлювалися на елементах рами вагону та надресорній балці його візків (рис. 8).

Табл. 2 – Схема установки клинів під колеса напіввагону при випробуваннях

Вид коливань	Номер колісної пари			
	1	2	3	4
Підскакування				
Скручування кузова				
Галопування				
Бокова хитавиця				



Рис. 8 – Місця встановлення тензорезисторів на несучих елементах дослідного напіввагону



### Визначення міцності напіввагона при ресурсних ударних випробуваннях

При проведенні типових і ресурсних випробувань вагонів на співудар вимірюються наступні показники:

- швидкість набігання вагона-бойка;
- сила удару в автозчеп;
- кількість циклів до відмови;
- напруження в елементах вагона, які досліджуються.

Для визначення поздовжніх зусиль, що діють на дослідний вагон в момент удару, застосовувався автозчеп-динамометр, обладнаний тензорезисторами і попередньо проградуирований статичним навантаженням на стенді. Автозчеп-динамометр забезпечував

реєстрацію діючих сил в діапазоні 3 – 3,5 МН.

Випробування на співудар проводилися на прямій горизонтальній ділянці залізничної колії за допомогою локомотива. Крім локомотива, використовували наступне обладнання:

- вагон-бойок масою 90,1 т;
- підпірний склад з трьох загальмованих вантажних вагонів загальною масою 300 т, переміщення яких було обмежено рейковими башмаками.

Розбіжність між висотами осей автозчепів дослідного вагона і вагона бойка складала не більш 12 мм. Схему розміщення рухомого складу підчас випробувань наведено на рисунку 9.

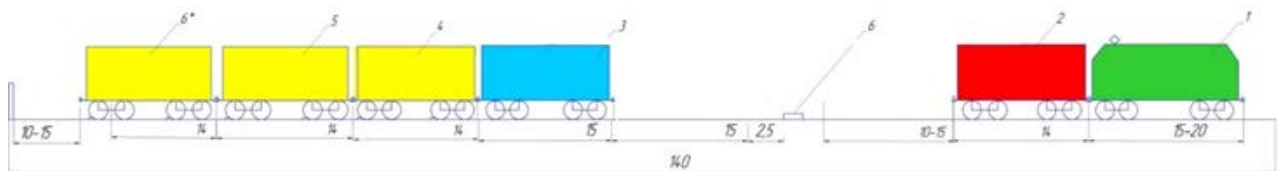


Рис. 9 – Розміщення рухомого складу підчас випробувань, де:  
1 – локомотив; 2 – вагон-бойок; 3 – дослідний напіввагон; 4, 5, 6 – підпірний склад

Ресурсні та типові (для підтвердження відповідності модернізації) випробування дослідного напіввагону на співудар виконувалися у наступному порядку:

- завантаження вагона до номінальної вантажопідйомності;
- зважування завантаженого вагона;
- обладнання вагону спеціальним автозчепом-динамометром, попередньо проградуированим статичним навантаженням до 3,5 МН;
- установка вагона на ділянку залізничної колії для випробувань, а також позначення пікетів для визначення швидкості накочування вагона-бойка;
- випробування дослідного вагону на співудар, з проведенням вимірювань напружень у його несучих елементах, швидкості накочування та сили удару вагона-бойка за допомогою засобів виміральної техніки;
- огляд стану конструкції вагону після кожних 5 ударів при типових випробуваннях, при ресурсних - після 10 ударів.

Співудари проводилися способом накочування вагона-бойка на випробовуваний вагон

з допомогою локомотива. Ресурсні випробування виконувалися окремими серіями співударів, що за обсягами ушкоджень які наносилися відповідали впливу експлуатаційних динамічних дій на вагон за один рік його експлуатації. Після кожної серії співударів проводилася перевірка технічного стану вагона і його устаткування.

Ударні випробування були проведені з одиночним напіввагоном, який ударявся в групу загальмованих вагонними башмаками завантажених вагонів, що стояли на прямій ділянці залізничної колії. Завантажений вагон-бойок накочувався на вагон установлений перед групою вагонів локомотивом, який відчіплюється від вагона-бойка, при досягненні ним приблизно заданої швидкості співударяння, за показаннями GPS модуля.

### Визначення залишкового строку служби

При визначенні залишкового строку служби вагона враховувалося вертикальне та поздовжнє динамічні його навантаження, які

виникають в процесі експлуатації. Розрахунок здійснювався за формулою:

$$T_r = \frac{\left(\frac{\sigma_{a,N}}{[n]}\right)^m \cdot N_0}{N_{cl} \cdot \sum_j (\sigma_{aj}^I)^m \cdot P_j^I + N_{clI} \cdot \sum_k (\sigma_{aj}^{II})^m \cdot P_k^{II}}, \quad (1)$$

де:  $T_r$ - розрахунковий залишковий строк служби вагона, роки;

$\sigma_{a,N}$ - межа витривалості (по амплітуді) для контрольної зони при симетричному циклі та встановленому режимі навантаження при базовому числі циклів, МПа;

$m$ - показник ступеня в рівнянні кривої втоми, який для зварних конструкцій із прокату без зміцнюючої обробки швів згідно [5] дорівнює  $m = 4$ ;

$[n]$  мінімально допустимий коефіцієнт запасу опору втоми для вибраної зони вагона,  $[n] = 1,5$ ;

$N_0$ - базове число циклів,  $N_0 = 10^7$ ;

$N_{cl}, N_{clI}$ - число циклів за 1 рік експлуатації для кожного із експлуатаційного навантаження (вертикального та повздовжнього);

$\sigma_{aj}^I, \sigma_{aj}^{II}$  – амплітуди динамічних напруг, приведені до симетричного циклу для кожного із експлуатаційних навантажень та їх діапазонів, МПа;

$P_j$  - ймовірність появи амплітуди з рівнем  $\sigma_{aj}$ .

$$\sigma_{a,N} = \sigma_{a,N}^- (1 - z_p v), \quad (2)$$

де:  $z_p$  – квантиль розподілення, відповідуючий односторонній ймовірності 95%,  $z_p = 1,645$ ;

$v$  – коефіцієнт варіації порогу витривалості деталі:

- для зварних рам і балок з листового і фасонного прокату при автоматичній зварці під шаром флюсу і в середині захисного газу  $v = 0,05$ ;

- при напівавтоматичній та ручній зварці  $v = 0,07$ ;

$\sigma_{a,N}^-$  – середнє розрахункове значення порогу витривалості рами:

$$\sigma_{a,N}^- = \frac{\sigma_{-1}^-}{(K_{\sigma}^-)_k},$$

де:  $\sigma_{-1}^-$  – середнє значення порога витривалості гладкого стандартного зразка із матеріала рами при симетричному циклі згину на базі  $N_0$ ;

$(K_{\sigma}^-)_k$  – середнє значення коефіцієнта зниження порога витривалості рами по відношенню до порога витривалості гладкого стандартного зразка,  $(K_{\sigma}^-)_k = 4,5$ .

Кількість циклів  $N_c$  вертикальних коливань завантаженого вагона, які виникають за його строк служби один рік:

$$N_c = 365 \cdot f_e \frac{L_c \cdot 0,5 \cdot 10^3}{\bar{V}_T} \cdot T_k, \quad (3)$$

де:  $T_k$  – розрахунковий строк служби вагона;

$L_c$  – проектний середньодобовий пробіг вагона (приймаємо 162км, за даними ГІОЦ АТ «УЗ»);

$\bar{V}_T$  – проектна середня технічна швидкість руху вагона 22,4 м/с;

0,5 – коефіцієнт порожнього пробігу;

$f_e$  – ефективна частота процесу зміни динамічних навантажень, визначається за результатами скидання з клинів або за формулою.

Коефіцієнт  $K_{di}$  визначається за формулою:

$$K_{di} = \frac{\bar{K}_{di}}{\omega} \sqrt{\frac{4}{\pi} \ln \frac{1}{1-P(K_{di})}}. \quad (4)$$

Середнє можливе значення  $\bar{K}_{di}$  визначається за формулами:

при  $V \geq 15$  м/с

$$\bar{K}_{di} = a + 3,6 \cdot 10^4 \cdot b \cdot \frac{V-15}{f_{st}}; \quad (5)$$

при  $V \leq 15$  м/с

$$\bar{K}_{di} = a \cdot \frac{V}{15}, \quad (6)$$

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

$b$  – коефіцієнт який враховує вплив кількість осей  $n$  у візку або групі візків під одним кінцем екіпажа,  $b = (n + 2) / 2n$ ;

$V$  – розрахункова швидкість руху, м/с;

$f_{st}$  – статичний прогин ресорного підвищення, м.

Загальна розрахункова кількість циклів навантаження протягом розрахункового періоду експлуатації вагона для загальної мережі пробігу визначається за формулою:

$$N_{zag}^{rozz} = N_{zag}^{yd} \cdot T_{rozz} \cdot K_{rez} \cdot K_{yd}, \quad (7)$$

де:  $N_{zag}^{yd}$  – загальна кількість циклів дії ударних поздовжніх сил на конструкцію вагона даного типу за 1 рік на середній мережі експлуатації, для розподілів (без урахування квазистатичних сил) відносно вантажних вагонів становить:

$$N_{zag}^{yd} \approx 20200 \text{ циклів};$$

$T_{rozz}$  – розрахунковий період експлуатації вагона (1 рік.);

$K_{rez}$  – коефіцієнт, що враховує вплив порожнього пробігу вагона, при оцінці циклічної довговічності його несучих елементів  $K_{реж}$  (для вагона зерновоза  $K_{нор} = 0,39$ );

$$K_{rez} = 1 - K_{por}; \quad (8)$$

$K_{yd}$  – коефіцієнт, що враховує несиметричність навантаження конструкції вагона по його довжині при зіткненнях і рівномірності додання ударних сил до автозчеплення з обох кінців вагона (при оцінці циклічної довговічності елементів консольної частини вагона, рекомендується приймати рівним 0,6).

Вибір режиму навантаження вагону здійснюється з урахуванням співвідношення його середньодобового пробігу до загальномережевого. Для зернових вагонів-хоперів:

$$N_{zag}^{rozz} = 20200 \cdot 1 \cdot 0,61 \cdot 0,6 \cdot \frac{192}{290} =$$

4879 циклів за 1 год.

Для дослідження впливу сил розтягування на міцність заклепкового з'єднання після випробувань на стискаючі ударні навантаження в об'ємі 300-400 ударів були проведені випробування на розтягування вагону в кількості до 100 циклів, з реєстрацією показників сили розтягу та напружень.

### Висновки

Аналіз дефектів, що виникають в конструкціях вантажних вагонів на всіх етапах їх життєвого циклу, дозволяє прогнозувати їх пошкодження в експлуатації та систематизувати ймовірні причини їх виникнення.

На основі проведеного аналізу технічного стану несучих конструкцій напіввагонів вітчизняного виробництва, з характерними для 1,5 строку експлуатації їх зносами, визначено фактичні значення зносів несучих елементів кузовів напіввагонів та розроблено уточнені розрахункові скінчено-елементні моделі несучих конструкцій вантажного вагону, на прикладі напіввагону моделі 12-757.

Проведено розрахунок на міцність несучої конструкції кузова на піввагона, з характерними для 1,5 строку експлуатації зносами, та отримано значення максимальних еквівалентних напружень в його несучих елементах, при основних режимах експлуатаційних навантажень. Чисельні значення максимальних еквівалентних напружень при цьому не перевищують допустимі, що дозволяє зробити висновок про можливість подальшої експлуатації вагона.

За результатами контрольних випробувань напіввагона моделі 12-532, строк служби якого перевищував полуторний (1980 р. виробництва), встановлено, що напруження в його несучих конструкціях не перевищують допустимих значень. Пошкодження рами вагона у вигляді деформацій, тріщин, розривів за основним металом та зварними швами відсутні.

### Література

1. Fomin, O. Improvement of upper bundling of side wall of gondola cars of 12-9745 model /

O.V. Fomin / Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry». – 2015, №1. – P.45-48.

2. Kelrykh, M. Perspective directions of planning carrying systems of gondolas / M. Kelrykh, O. Fomin / Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry». – 2014, №6. – P.64-67.

3. Freight cars major metals / Trains, 2015, Marts. – 20 p.

4. Lovska, A. A. Peculiarities of computer modeling of strength of body bearing construction of gondola car during transportation by ferry-bridge / A. A. Lovska. – Scientific and technical journal «Metallurgical and Mining Industry». – 2015. - №1. – p. 49 – 54.

5. Mirosław, Nader. Kolejowy wagon transportowy jako nowatorskie, innowacyjne rozwiązanie konstrukcyjne do przewozu naczep siodłowych i zestawów drogowych dla transportu intermodalnego / Mirosław Nader, Marian Sala, Jarosław Korzeb, Arkadiusz Kostrzewski // Logistyka. – 2014. – №4. – P. 2272 – 2279.

6. Panchenko S.V. Formation of an automated traffic capacity calculation system of rail networks for freight flows of mining and smelting enterprises / S.V. Panchenko, T.V. Butko, A.V. Prokhorchenko, L.O. Parkhomenko. / Naukovyi Visnyk NHU. – 2015. - №1. – P. 49 – 54.

7. Divya Priya G. Modeling and analysis of twenty tonne heavy duty trolley / G. Divya Priya, A. Swarnakumari // Intern. J. of Innovative Technology and Research. – 2014. – Vol. 2, №. 6. – P. 1568–1580.

8. Krason W. Fe numerical tests of railway wagon for intermodal transport according to PN-EU standards / W. Krason, T. Niezgoda // Bulletin of the Polish Academy of Sciences Technical Sciences. – 2014. – Vol. 62. – Iss. 4. – P. 843–851.

9. Myamlin, S. Determination of the dynamic characteristics of freight wagons with various bogie / S. Myamlin, L. P. Lingaitis, S. Dailydka, G. Vaičiūnas, M. Bogdevičius, G. Bureika // Transport. – 2015. – Vol. 30, Issue 1. – P. 88–92. doi: 10.3846/16484142.2015.1020565

10. Hauser V., Nozhenko O.S., Kravchenko K.O., Loulová M., Gerlici J., Lack T. Impact of

wheelset steering and wheel profile geometry to the vehicle behavior when passing curved track. «Manufacturing Technology». June 2017, Vol. 17, No. 3, p. 306-312.

11. Tartakovskiy, E. Improving the process of driving a locomotive through the use of decision support systems / E. Tartakovskiy, O. Gorobchenko, A. Antonovych // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2016. – Vol. 5, Issue 3 (83). – P. 4–11.

12. Vladimír Hauser, Olena S. Nozhenko, Kateryna O. Kravchenko, Mária Loulová, Juraj Gerlici, Tomáš Lack. Proposal of a Mechanism for Setting Bogie Wheelsets to Radisl Position while Riding Along Track Curve. «Manufacturing Technology». April 2017, Vol. 17 No 2. p. 186-192.

13. Богомаз, Г. И. Нагруженность контейнеров-цистерн, расположенных на железнодорожной платформе, при ударах в автосцепку [Текст] / Г. И. Богомаз, Д. Д. Мехов, О. П. Пилипченко, Ю. Г. Черномашенцева // Зб. наук. праць “Динаміка та керування рухом механічних систем” – Київ: АНУ, Інститут технічної механіки. –1992. – С. 87 – 95.

#### ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ

##### **Фомін Олексій Вікторович,**

д. т. н., доцент кафедри «Вагони та вагонне господарство» Державного університету інфраструктури та технологій.  
Вул. Івана Огієнка, 19, Київ, 02000, Україна.  
Тел. +38 067 813 97 88.  
E-mail: fomin1985@ukr.net.

##### **Прокопенко Павло Миколайович,**

провідний інженер науково-дослідного відділу динаміки та міцності філії «Науково-дослідний та конструкторсько-технологічний інститут залізничного транспорту» АТ «Укрзалізниця»; аспірант кафедри «Вагони та вагонне господарство» Державного університету інфраструктури та технологій.  
Вул. І.Федорова, 39, Київ, 03038, Україна.  
Тел. +38 063 021 11 97.  
E-mail: prokopenko1520mm@gmail.com.