

Щербина Ю.В., Терещук А.О.

ВИЗНАЧЕННЯ ВТОМНОЇ МІЦНОСТІ КОТЛА ВАГОН-ЦИСТЕРНИ З ВИЧЕРПАНИМ ТЕРМІНОМ СЛУЖБИ ТА УРАХУВАННЯМ КОРОЗІЙНОГО ЗНОСУ

У статті розглянуті питання визначення втомної міцності котла вагон-цистерни моделі 15-1443-14 з вичерпаним терміном служби, яка призначена для перевезення хімічних вантажів: п - метиланіліна, аніліна та інших речовин. Відомо, що забезпечення можливості продовження терміну служби вантажного вагона залежить від основних факторів, які пов'язані з процесом створення і експлуатацією, та надають підстави для припущення, що окремі вагони можуть мати остаточний ресурс, або резерви, які закладаються при проектуванні і ті, що відрізняються умовами експлуатації від проектних. Проте, загалом визначальним під час вирішення питання продовження терміну служби є його фактичний технічний стан, який визначається під час проведення процедури технічного діагностування. Відомо, що суттєвою проблемою продовження терміну служби вагонів-цистерн для перевезення хімічних вантажів є високий рівень зносу котла. В першу чергу це пов'язано з явищами, що виникають внаслідок взаємодії внутрішньої поверхні котла з хімічними корозійно-активними вантажами. При цьому технічний стан котла відіграє важливу роль у процесі подальшої служби вагон-цистерни, від чого залежить обсяг проведення капітально-відновлювального ремонту та безпека експлуатації. Одним з найбільш важливих питань для вирішення задачі з можливості експлуатації вагонів-цистерн в умовах закінчення призначеного терміну служби є необхідність розробки і застосування комплексної методики з визначення остаточного ресурсу роботи цистерн. Приведена у статті методика дослідження втомної міцності базується на «класичній» теорії розрахунку з дотриманням вимог [1] та з урахуванням місць найбільш навантажених частин котла вагон-цистерни і наслідків дії корозійного зносу. Розрахунки напружено-деформованого стану конструкції котла при статичному навантаженні та ударній взаємодії з сусідніми вагонами змодельовані в програмному комплексі САПР SolidWorks. Отримані в процесі дослідження результати розрахунків свідчать про можливість експлуатації вагон-цистерни для перевезення хімічних вантажів з вичерпаним терміном служби на строк до 36 років (полуторний термін служби вагона) за умов дотримання змін: товщини листів оболонки циліндричної частини котла не більш ніж на 15%; товщини днища котла – не більше 10%.

Ключові слова: вагон-цистерна, котел, продовження терміну служби, ресурс роботи, втомна міцність, напружено-деформований стан, методика розрахунку.

Актуальність дослідження. Багаторічна практика експлуатації вагонів вантажного парку, які вже відпрацювали призначений термін служби, свідчить про те, що більш ніж 60% з них відповідають задовільному рівню технічного стану і мають певний резерв до моменту настання граничного стану. Це перш за все пов'язано з проектуванням вантажних рухомих одиниць та умовами їх експлуатації. Слід зауважити, що в теперішній час широке розповсюдження отримала процедура продовження терміну служби вантажних вагонів до віку, який дорівнює полуторному терміну залежно від призначеного [2]. Разом з технічним діагностуванням та процедурою розрахунку об'єму ремонту на його відновлення підставою для продовження терміну служби є проведення ресурсних випробувань вагона-аналога. Окрім того, ресурсні випробування повинні в повній мірі відповідати умовам експлуатації окремого виду вагона. В теперішній час результати ресурсних випробувань більш нових вагонів (наприклад вагонів-цистерн з 2005 року побудови і пізніше), які мають інші технічні параметри та техніко-економічні показники, порівняно з випуском вагонів минулих років, взагалі відсутні, або такі дослідження виконуються дуже повільними темпами. Не менш важливим фактором ризику експлуатації вагонів залишається поява корозійних пошкоджень несучих елементів вагона і його відповідальних частин. Саме тому розвиток методів розрахункової оцінки ресурсу з врахуванням появи дефектів, які безпосередньо впливають на втомну міцність конструкції та поєднанням методів експериментальних досліджень є важливим кроком в подальшому визначенні можливості експлуатації вантажних вагонів, термін служби яких є на сьогоднішній день вичерпаним.

Постановка проблеми. Дефіцит виробництва вагонів-цистерн в Україні в умовах складної економічної та геополітичної ситуації не дозволяє задовольнити потреби перевізників вантажів. Зношеність та застарілість вантажного рухомого складу становить понад 80%, що потребує вирішення окремих питань, пов'язаних з можливістю продовження терміну служби вагонів, строк служби яких вже вичерпано. Визначення подальшого строку експлуатації таких вагонів залежить від їх технічного стану, у зв'язку з чим проводиться технічне діагностування та контрольні випробування дослідних зразків. Результати технічного діагностування вагонів-цистерн для перевезення хімічних вантажів з понаднормованим терміном служби свідчать про те, що вони мають значні корозійні пошкодження несучих елементів та кузова, що безпосередньо впливає на безпеку експлуатації і є актуальною проблемою, яка потребує всебічного розгляду та вирішення.

Теоретичний аналіз дослідження. Захист рухомого складу від корозії та вплив корозійних пошкоджень на напружено-деформований стан вантажних вагонів почали інтенсивно досліджувати починаючи ще з початку 1950-х років минулого сторіччя. Серед робітників вагонобудівної галузі, інженерів, фахівців та науковців радянських часів слід відзначити Соколова М.М., Деркача Б.А., Кузьмича Л.Д.,

Кудрявцева М.М., Орлова М.В., Шадура Л.А., Когаєва В.П., Шевченко П.В. та багатьох інших, які внесли значний вклад у розвиток і удосконалення методів дослідження технічного стану, засобів виявлення та діагностики вагонів, прогнозування остаточного ресурсу вагонів. Проведенню досліджень з обґрунтування можливості подальшої безпечної експлуатації вагонів-цистерн з вичерпаним терміном служби присвячені роботи вітчизняних українських вчених: Кельріха М.Б., Богомаза Г.І., Бубнова В.М., Воропай В.С. та інших. Роботами, пов'язаними з оцінкою технічного стану з метою визначення можливості продовження експлуатації цистерн, займалися наукові колективи країн СНД та України. Вони проводились у науково-виробничому підприємстві дослідного центру «Азовмаштест» (м. Маріуполь, Україна), державному підприємстві «Український науково-дослідний інститут вагонобудування» (м. Кременчук, Україна), науково-дослідному інституті рухомого складу, колії і транспортних споруд Дніпропетровського інституту інженерів транспорту імені академіка В. Лазаряна (м. Дніпро, Україна), науково-дослідному та конструкторсько-технологічному інституті залізничного транспорту ПАТ «Укрзалізниця» (м. Київ, Україна), Білоруському державному університеті транспорту (м. Гомель, Білорусь) та інших науково-дослідних закладах та установах.

Відповідно до змісту статті [3] авторами проводиться аналіз технічного стану вагонів-цистерн для перевезення особливо небезпечних вантажів експлуатаційного парку вантажних вагонів після проведення планових видів ремонту, який свідчить, що їх більшість знаходиться у задовільному стані. Автори статті [4] проводять аналіз теоретичних досліджень продовження термінів служби вантажних вагонів для перевезення небезпечних вантажів, в роботі приведено визначення залишкового ресурсу несучих частин за критеріями оцінки відповідно до вимог [1]. У статті [5] розглянуті питання оцінки напружено-деформованого стану елементів конструкцій вантажних вагонів, а саме – напіввагонів, які мають корозійні пошкодження, та можливості конструкції витримувати навантаження з урахуванням зменшення товщини металу несучих елементів.

Виконуючи огляд наукових публікацій з проведених досліджень можна стверджувати наступне: враховуючи застарілість вантажного рухомого складу та неможливість швидкого його оновлення існує потреба у розробці та використанні методик оцінки залишкового ресурсу; вагон-цистерни, що призначені для перевезення хімічних вантажів, які знаходяться в експлуатації з понаднормованим терміном служби, мають проходити регламентовані технічні обстеження з визначенням фактичних геометричних параметрів елементів та оцінкою корозійного стану несучих конструкцій і котла відповідно до розроблених карт огляду, з вказівкою ряду даних для опрацювання і розрахунку подальшого орієнтовного терміну служби вагона.

Мета статті. Метою написання цієї статті є оцінка ресурсу котла вагон-цистерни для перевезення хімічних речовин на базі моделі 15-1443-14 за критерієм втомної міцності, який знаходився в експлуатації до моменту настання закінчення нормативного терміну служби (24 роки) та визначення можливості продовження терміну служби за умови виникнення корозії металу у різних його частинах.

Задачі дослідження. Відповідно до мети статті були поставлені наступні задачі: 1) провести розрахунок ресурсу котла вагон-цистерни за методикою дослідження втомної міцності; 2) оцінити можливість продовження терміну служби котла вагон-цистерни з вичерпаним терміном служби з урахуванням змін товщини основного металу.

Викладення основного матеріалу дослідження. Методика дослідження втомної міцності котла вагон-цистерни заснована на принципі розрахунку з використанням узагальнених підходів, що стосуються вузлів та деталей вагонів, які працюють в умовах тривалої та інтенсивної дії динамічних навантажень. Під час проведення розрахунків в даній роботі прийняті наступні припущення:

- параметром, який визначає циклічну міцність є коефіцієнт запасу опору втомі;
- накопичення втомних руйнувань здійснюється за лінійною гіпотезою підсумовування втомних пошкоджень;
- корозійний знос металу котла вагон-цистерни є рівномірно розподіленим по його поверхнях;
- втомні пошкодження матеріалу котла вагона відбуваються в умовах пружного деформування.

У відповідності з методикою дослідження втомної міцності котла вагон-цистерни розрахунок опору втомі виконувався з визначенням коефіцієнта запасу опору за виразом:

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

де $\sigma_{a,N}$ – межа витривалості для контрольної зони при базовій кількості циклів $N_0 = 10^7$ для корпусних елементів вагонів;

$\sigma_{a,e}$ – розрахункова величина амплітуди динамічного напруження умовного симетричного циклу, приведена до базової кількості циклів, яка еквівалентна за дією пошкодження дійсного режиму експлуатаційних навантажень за розрахунковий термін служби;

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

Розрахункове значення межі витривалості для контрольної зони $\sigma_{a,N}$ визначалось за наступною формулою:

$$\sigma_{a,N} = \bar{\sigma}_{a,N} \cdot (1 - z_p \cdot v_{\sigma_{a,N}}), \quad (2)$$

де $\bar{\sigma}_{a,N}$ – медіанне значення меж витривалості контрольної зони;
 z_p – квантіль розподілу, що відповідає односторонній імовірності $p = 0,95$, $z_p = 1,645$;
 $v_{\sigma_{a,N}}$ – коефіцієнт варіації меж витривалості, $v_{\sigma_{a,N}} = 0,07$.

Середнє значення меж витривалості контрольної зони $\bar{\sigma}_{a,N}$ визначалось за формулою:

$$\bar{\sigma}_{a,Ni} = \frac{\bar{\sigma}_{-1}}{(k_{\sigma})_k}, \quad (3)$$

де $\bar{\sigma}_{-1}$ – медіанне значення меж витривалості гладкого стандартного зразка з матеріалу котла вагон-цистерни при симетричному циклі згину на базі N_0 ;

$(\bar{k}_{\sigma})_k$ – середнє значення загального коефіцієнта зниження меж витривалості у обраній контрольній зоні по відношенню до меж витривалості гладкого стандартного зразка.

Для листів котла вагон-цистерни, виготовленої зі сталі 09Г2С $\bar{\sigma}_{-1} = 210$ МПа, для металу швів $\bar{\sigma}_{-1} = 245$ МПа.

Середні значення коефіцієнтів $(\bar{k}_{\sigma})_k$ прийняті відповідно до [1]. Для елементів з низьколегованих сталей коефіцієнти приведені в таблиці 1.

Таблиця 1

Коефіцієнти зниження меж витривалості	
Контрольна зона	Нормоване значення
Люк	4,5
Фасонні лапи	5,2
Лежневі опори	1,5
Днища	2,0

Розрахункові значення меж витривалості для прийнятих у розрахунок контрольних зон котла представлені в таблиці 2.

Таблиця 2

Межі витривалості	
Контрольна зона	Розрахункове значення, МПа
Люк	48,2
Фасонні лапи	41,7
Лежневі опори	123,9
Днища	92,9

Величина амплітуди динамічного напруження умовного симетричного циклу $\sigma_{a,e}$ розрахована за формулою:

$$\sigma_{a,e} = m \sqrt{\frac{N_c^I}{N_0} \sum_{i=1}^n \sigma_{a,i}^m \cdot p_i}, \quad (4)$$

де N_c – сумарна кількість циклів динамічних напружень за розрахунковий термін служби котла вагон-цистерни;

$\sigma_{a,i}$ – рівень амплітуд напружень в і-му інтервалі;

m – показник ступеня у рівнянні кривої втоми;

p_i – імовірність появи амплітуд з рівнем амплітуд напружень в і-му інтервалі;

n – число інтервалів напружень.

Сумарна кількість циклів динамічних напружень за розрахунковий термін служби котла вагон-цистерни визначається по формулі:

$$N_c^I = f_e \cdot 365 \cdot \frac{Z_c \cdot 10^3}{v_T} \cdot T_K, \quad (5)$$

де f_e – центральна (ефективна) частота процесу зміни динамічних напружень, Гц;

Z_c – середньодобовий пробіг вагона, $Z_c = 192$ км/добу;

v_T – середня технічна швидкість руху вагона, $v_T = 22,4$ м/с;

T_K – розрахунковий календарний термін служби, $T_K = 36$ років.

Ефективна частота процесу зміни динамічних напружень розраховується за формулою:

$$f_e = \frac{a}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{f_{cm}}}, \quad (6)$$

де a – коефіцієнт, який приймається для кузова вантажного вагона $a = 1,4$;

Імовірність появи амплітуд p_i^I з рівнем амплітуд напружень в i -му інтервалі швидкостей представлено у вигляді гістограми на рис. 1.

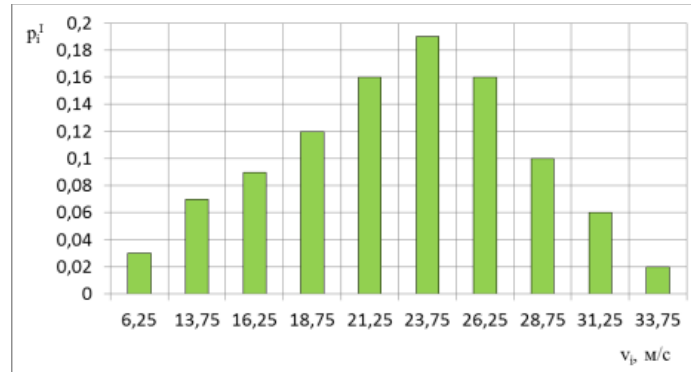


Рисунок 1 – Гістограма імовірності виникнення амплітуд залежно від інтервалу швидкостей руху вагона

Рівень амплітуд напружень має враховувати дію вертикальних динамічних навантажень при експлуатації та дію поздовжніх ударних сил, тому він визначається окремо для різних блоків навантажень.

При дії вертикальних динамічних сил рівень амплітуд напружень розраховується за формулою:

$$\sigma_{ai}^I = \sigma_{cm} \cdot k_{dei}, \quad (7)$$

де σ_{cm} – статичне напруження від сили тяжіння бруто котла, МПа;

k_{dei} – коефіцієнт вертикальної динаміки в i -му інтервалі.

Розрахунок статичного навантаження від сили тяжіння бруто котла вагон-цистерни виконувалось в програмному комплексі SolidWorks [8] з розробкою комп'ютерної моделі його оболонкової частини за чотирма розрахунковими варіантами: 1) при відсутності корозії; 2) при появі корозії металу глибиною до 1 мм; 3) при появі корозії металу глибиною до 2 мм; 4) при появі корозії металу глибиною до 3 мм.

Товщини елементів оболонки котла для розрахункових варіантів представлені в таблиці 3.

Таблиця 3

Конструктивний елемент котла	Товщини металевих елементів котла вагон-цистерни			
	Величина товщини елемента, мм			
	варіант 1	варіант 2	варіант 3	варіант 4
Нижній лист	12	11	10	9
Бічний лист	9	8	7	6
Верхній лист	9	8	7	6
Днище	10	9	8	7

При проведенні статичного розрахунку були враховані: геометричні розміри об'єкту дослідження, масово-інерційні характеристики котла в завантаженому стані (при регламентованій конструкторською документацією вантажопідйомності вагона $P = 66$ т.), фізико-механічні властивості матеріалу, товщини окремих складових елементів котла, в залежності від величин корозійних пошкоджень.

Розрахунок міцності котла вагон-цистерни виконано з використанням просторових твердотілих скінченних елементів у вигляді тетраедрів з шістьма ступенями вільності у кожному з вузлів [9]. Грані скінченних елементів описані програмно у вигляді параболічної функції. В моделі на детальному рівні враховані геометричні особливості створення та з'єднання листів конструкції обичайки котла між собою і їх поєднання з денціями. Фасонні лапи та лежневі опори на які спирається котел вагон-цистерни представлені в розрахунковій моделі у вигляді спрощених елементів, що виконують функцію обмеження переміщень котла у просторі по поздовжньому, поперечному і вертикальному напрямках. Побудована сітка моделі оболонки котла складається з 540440 елементів, 1015310 вузлів, максимальним розміром елемента 48 мм, мінімальним розміром елемента 8 мм, співвідношенням збільшення розмірів елемента – 1,4.

На рис. 2 приведена розрахункова схема прикладених сил від дії статичних навантажень.

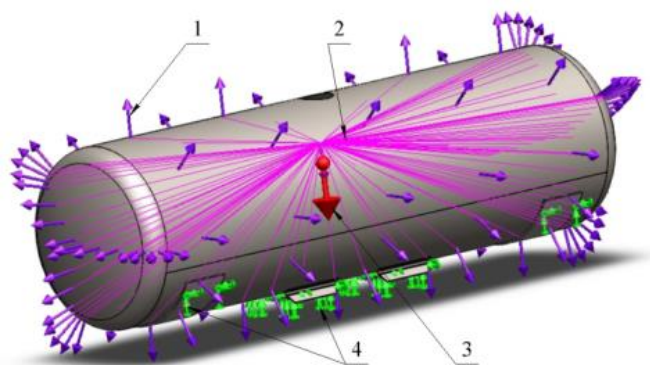
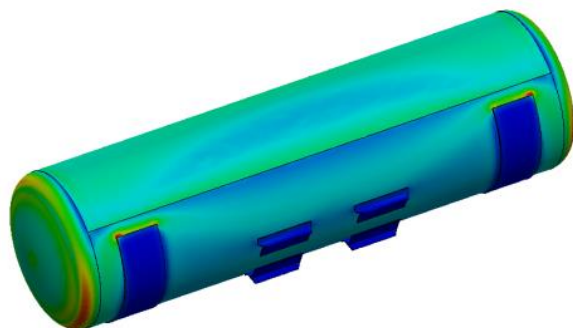
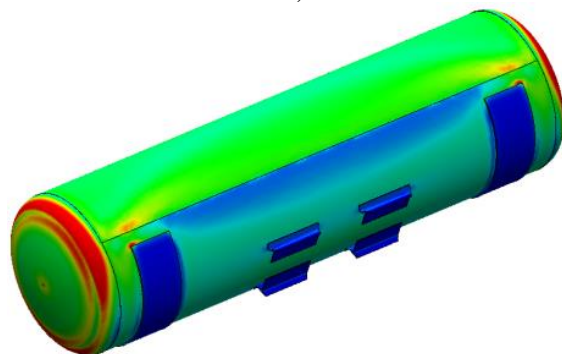


Рисунок 2 – Розрахункова схема спірання та прикладення сил вії дії статичних навантажень: 1 – робочий тиск в котлі; 2 – маса вантажу; 3 – прискорення вільного падіння; 4 – фіксація котла на елементах спірання.

На рис. 3 показано фрагменти напружено-деформованого стану котла при відсутній корозії (варіант 1) та при корозії металу глибиною 3 мм (варіант 4).



а)



б)

Рисунок 3 – Фрагменти напружено-деформованого стану котла: а) при відсутності корозії; б) при корозії металу глибиною 3 мм.

В ході проведення досліджень моделі котла вагон-цистерни отримані значення напружень у найбільш навантажених зонах від дії статичних сил, які представлені в таблиці 4. За допомогою методу зондування розраховані середньоарифметичні значення серед найбільших напружень для 5-8 ділянок навколо напружених зон.

Таблиця 4

Розрахункові напруження елементів котла вагон-цистерни, отримані від дії статичного навантаження				
Контрольна зона вимірювання	Величина еквівалентних напружень σ_{cm} , МПа			
	варіант 1	варіант 2	варіант 3	варіант 4
Люк	25,7	28,9	32,9	36,4
Фасонні лапи	16,9	18,4	26,1	29,5
Лежневі опори	71,4	80,1	89,2	97,2

Днища	73,8	82	93,2	114
-------	------	----	------	-----

Коефіцієнт вертикальної динаміки в i -му інтервалі визначається за формулою:

$$k_{\partial vi} = \frac{\bar{k}_{\partial vi}}{\beta} \sqrt{\frac{4}{\pi} \ln \frac{1}{1 - P(k_{\partial v})}}, \quad (8)$$

де $\bar{k}_{\partial vi}$ – середнє імовірне значення коефіцієнта вертикальної динаміки;
 β – параметр розподілу, $\beta = 1,13$;
 $P(k_{\partial v})$ – випадкова функція з імовірнісним розподілом, $P(k_{\partial v}) = 0,97$.

При виконанні умови $v < 15$ м/с

$$\bar{k}_{\partial vi} = a \frac{v_i}{15}, \quad (9)$$

де a – коефіцієнт, для елементів кузова $a = 0,05$;
 v_i – швидкість в i -м інтервалі, м/с.

У якості v_i в розрахунок прийняті середні швидкості в інтервалі розподілу згідно [1].

При виконанні умови $v > 15$ м/с

$$\bar{k}_{\partial vi} = a + 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{v_i - 15}{f_{cm}}, \quad (10)$$

де f_{cm} – статичний прогин ресорного підвішування, $f_{cm} = 0,05$ м.

Для зони лежневих опор середнє імовірне значення коефіцієнта вертикальної динаміки визначається з урахуванням перевалки котла вагон-цистерни за формулою:

$$\bar{k}_{\partial vi}^P = \bar{k}_{\partial vi} (1 + \gamma), \quad (11)$$

де γ – коефіцієнт, згідно [1] $\gamma = 0,2$.

При дії поздовжніх ударних сил вагона-цистерни, внаслідок його взаємодії з суміжними вагонами виникають коливальні процеси, рівні амплітуд яких можна визначити за наступною формулою:

$$\sigma_{a,i}^H = \frac{\sigma_{GY}}{N} F_{ai}^y, \quad (12)$$

де σ_{GY} – розрахункові еквівалентні напруження, які виникають при ударній взаємодії вагона-цистерни з суміжними вагонами, МПа;

N – поздовжня ударна сила, яка діє на вагон та відповідає розрахунковим напруженням σ_{GY} , МН;

F_{ai}^y – рівень амплітуди ударної поздовжньої сили, що передається на автозцеп в i -му інтервалі, МН.

Розрахунок еквівалентних напружень від дії поздовжньої ударної сили величиною 3,8 МН як і у випадку розрахунку статичного навантаження від дії сили тяжіння брутто котла вагона-цистерни було виконано за чотирма розрахунковими варіантами.

Схема розрахунку котла вагон-цистерни від дії поздовжньої ударної сили показана на рис. 4.

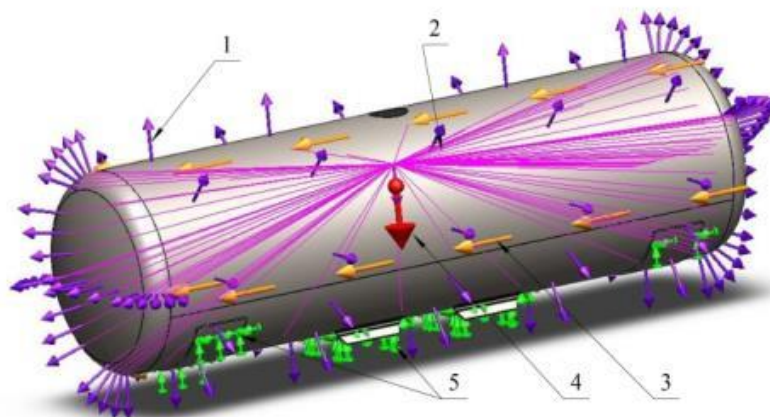


Рисунок 4 – Розрахункова схема котла вагон-цистерни для оцінки напружено-деформованого стану від дії поздовжньої ударної сили: 1 – робочий тиск в котлі; 2 – маса вантажу; 3 – поздовжня ударна сила; 4 – прискорення вільного падіння; 5 – фіксація котла на елементах спирання.

Величини еквівалентних напружень від дії поздовжньої ударної сили для досліджуваних зон вимірювання приведені в таблиці 5.

Таблиця 5

Розрахункові напруження елементів котла вагон-цистерни, отримані від дії поздовжньої ударної сили $N = 3,8$ МН

Контрольна зона вимірювання	Величина еквівалентних напружень $\sigma_{ГУ}$, МПа			
	варіант 1	варіант 2	варіант 3	варіант 4
Люк	121	126	144	156
Фасонні лапи	85,8	93,2	97,6	119
Лежневі опори	123	135	149	167
Днища	152	170	186	210

Сумарна кількість циклів поздовжніх сил, що передаються на автозчеп за розрахунковий термін служби визначається за формулою:

$$N_c'' = N_p \cdot T_K, \quad (13)$$

де N_p – кількість ударних сил, які передаються на автозчеп за рік, $N_p = 20197$ згідно [1].

Частотність амплітуд p_i'' у i -му інтервалі сил представлено у вигляді гістограми на рис. 5.

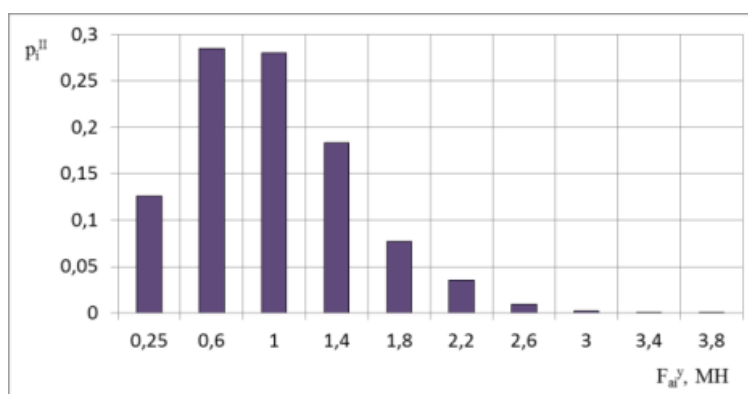


Рисунок 5 – Гістограма залежності частотності амплітуд ударних сил від їх інтервалу

На рис. 6 показано фрагменти напружено-деформованого стану котла від дії прикладеної поздовжньої ударної сили при відсутній корозії (варіант 1) та при корозії металу глибиною 3 мм (варіант 4).

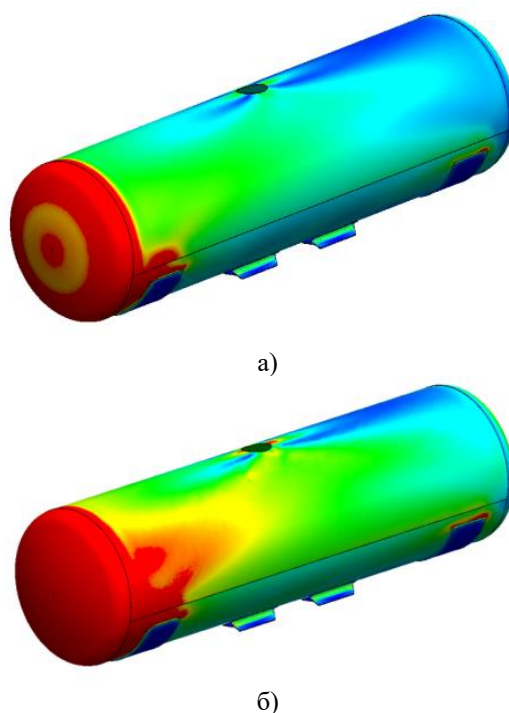


Рисунок 6 – Фрагменти напружено-деформованого стану котла від дії поздовжньої ударної сили $N = 3,8$ МН: а) при відсутності корозії; б) при корозії металу глибиною 3 мм.

Розрахунок сумарних еквівалентних амплітуд напружень виконується за наступною формулою:

$$\sum \sigma_{a,e} = \sqrt[n]{\frac{N_c^I}{N_0} \sum_{i=1}^n (\sigma_{a,i}^I)^m \cdot p_i^I + \frac{N_c^{II}}{N_0} \sum_{i=1}^n (\sigma_{a,i}^{II})^m \cdot p_i^{II}}, \quad (14)$$

В ході розрахунку отримані значення коефіцієнтів запасу втомної міцності для котла вагон-цистерни, який має корозійні пошкодження, в діапазоні полуторного терміну служби – від 24 до 36 років. Результати проведеного розрахунку для варіантів 1 - 4 представлені на рис. 7 - 10.

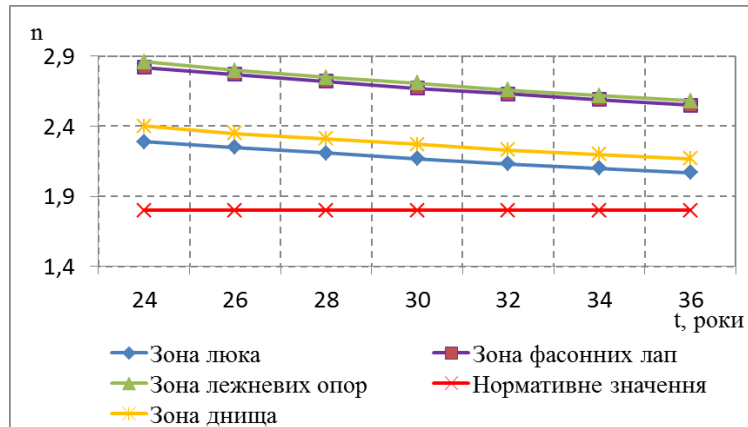


Рисунок 7 – Графік залежності коефіцієнтів запасу втомної міцності від терміну експлуатації котла вагон-цистерни при відсутності корозії металу (варіант 1)

Аналізуючи результати дослідження розрахункового варіанта 1 встановлено, що коефіцієнти запасу втомної міцності знаходяться в допустимих межах за розглянутий термін експлуатації для прийнятих контрольних зон.

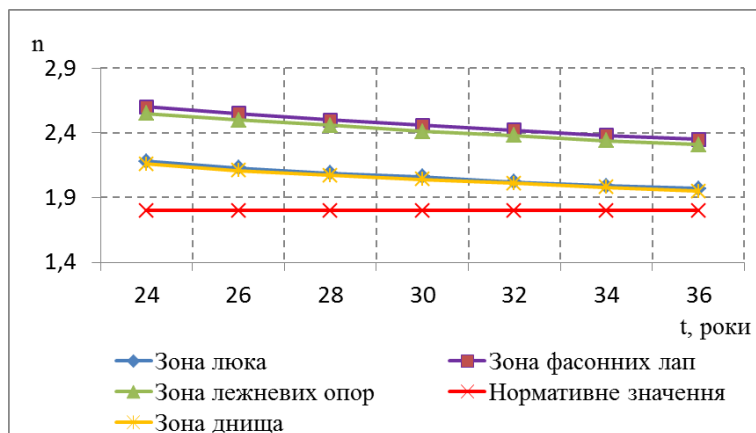


Рисунок 8 – Графік залежності коефіцієнтів запасу втомної міцності від терміну експлуатації котла вагон-цистерни при появі корозії металу глибиною до 1 мм (варіант 2)

Як свідчать результати дослідження розрахункового варіанта 2 в порівнянні з варіантом 1 коефіцієнти запасу опору втомі знижуються приблизно на 8 - 11 % для усіх контрольних зон, але не перетинають межу мінімально допустимого значення у всьому діапазоні полуторного терміну експлуатації.

Характер зміни досліджуваного показника оцінки втомної міцності для варіанта 3 (рис. 9) надає підстави стверджувати про перевищення рівня допустимого значення в зоні люка котла та зоні днища при досягненні терміну експлуатації котла 30 років. При цьому значення коефіцієнтів запасу опору втомі для зони фасонних лап та зони лежневих опор відповідає умовам безпечної експлуатації.

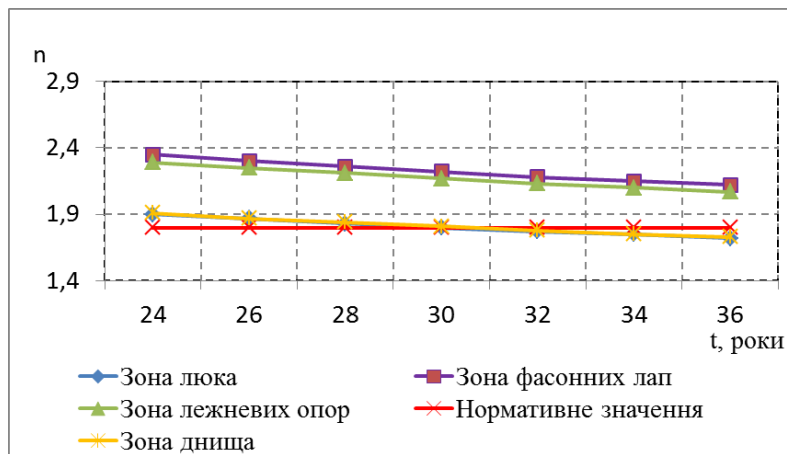


Рисунок 9 – Графік залежності коефіцієнтів запасу втомної міцності від терміну експлуатації котла вагон-цистерни при появі корозії металу глибиною до 2 мм (варіант 3)

Отримані результати досліджень для варіанта 4 вказують про недопустимо низький рівень значень коефіцієнтів запасу втомної міцності: для зони люка та зони днищ – у всьому розглянутому діапазоні терміну експлуатації; для фасонних лап – при досягненні 34 років експлуатації.

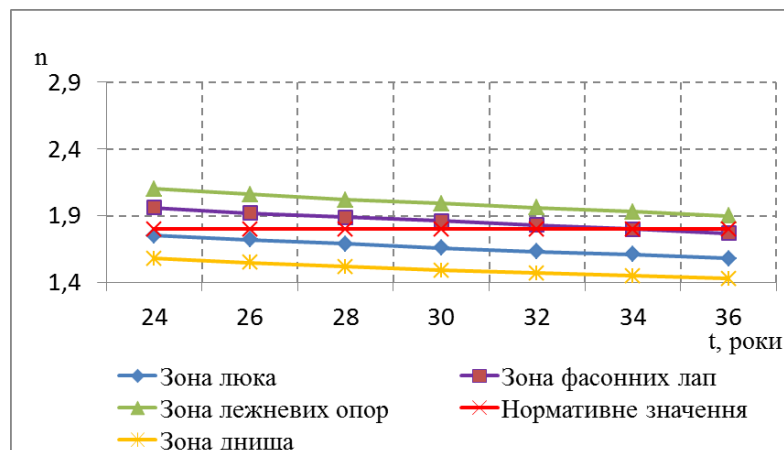


Рисунок 10 – Графік залежності коефіцієнтів запасу втомної міцності від терміну експлуатації котла вагон-цистерни при появі корозії металу глибиною до 3 мм (варіант 4)

Закономірності змін коефіцієнтів запасу втомної міцності найбільш напружених частин котла вагон-цистерни при виникненні корозійних пошкоджень відображають наскільки суттєвим є значення товщини оболонки металу, що може бути використано при проведенні моніторингу конструкцій вагон-цистерн для перевезення хімічних корозійно-активних вантажів, термін служби яких вже вичерпано, і визначенні можливості їх подальшої експлуатації з продовженням строку служби за представленою у статті методикою.

Висновки.

1. Проведене теоретичне дослідження з визначення напружено-деформованого стану котла вагон-цистерни свідчить про те, що глибина корозії металу та місце виникнення є вагомими чинниками, які треба враховувати при оцінці міцності елементів конструкції. В ході проведених розрахунків встановлено, що до найбільш небезпечних ділянок при виникненні корозії глибиною 3 мм і більше відносяться зони днищ і люка, що унеможливує продовження терміну експлуатації котла. При появі корозії глибиною до 2 мм граничний термін експлуатації котла може становити 30 років. У разі повної відсутності корозії термін експлуатації може бути збільшений на 12 років, тобто до полуторного терміну (36 років) від призначеного терміну служби.

2. Викладена у статті методика визначення втомної міцності котла вагон-цистерни дозволяє спрогнозувати подальшу можливість експлуатації конструкції поза призначеним терміном служби з урахуванням появи корозійного зносу. Такий підхід з визначення оцінки залишкового ресурсу окремих елементів вагон-цистерни може бути застосовано як по результатам даних імітаційного так і експериментального дослідження, що надасть змогу обґрунтовано конкретизувати дозволений період експлуатації.

Література

1. Вагони вантажні. Загальні вимоги до розрахунків та проектування нових і модернізованих вагонів колії 1520 мм (несамохідних) : ДСТУ 7598:2014. – [Чинний від 2015-07-01]. – ДП «УкрНДІВ», 2014. – 162 с.
2. Положення про продовження термінів служби вантажних вагонів, які курсують в міжнародному сполученні. // Протокол Ради залізничного транспорту країн СНД № 52 від 13-14 травня 2010 р., 26 с.
3. Особливості проведення випробувань вагона-цистерни для перевезення небезпечних вантажів / Кельріх М.Б., Брайковська Н.С., Фомін О.В., Прокопенко П.М. // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля: Науковий Журнал. – 2019. – №3(251) – С. 77-83.
4. Щодо питання технічного діагностування вагонів-цистерн для перевезення небезпечних вантажів / Шушмарченко В.О., Федоров В.В., Стринжа А.М., Федосов-Ніконов Д.В. // Збірник наукових праць «Рейковий рухомий склад» ДП «УкрНДІВ». – 2020. – Вип. 20. – С. 89-95.
5. Дослідження корозійних пошкоджень елементів вагонів під час технічного діагностування / Федосов-Ніконов Д.В., Стринжа А.М., Шамшей Д.О., Полулях В.М., Федоров В.В., Шушмарченко В.О. // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля: Науковий Журнал. – 2019. – №3(251) – С. 181-185.
6. Розрахункова модель корозійного пошкодження сталевих залізничних цистерн. / Макаренко В.Д., Тараборкін Л.А., Лукач В.С., Василюк В.І., Козаченко Н.В. // Проблеми тертя та зношування. – 2015. – № 4 (69). – С. 82-87.
7. Godfrey C Onwubolu. Applied Mechanics With Solidworks. Scheridan Institute of Technology & Advanced Learning. Canada, 2015. 500 p.
8. Paul Tran SOLIDWORKS 2018 Advanced Techniques, 2018, 752p.
9. Zienkiewicz, O. C., Taylor, R. L., Zhu, J. Z. The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals. Oxford: ButterworthHeinemann, 2013. 756 p.
10. L.I. Nyrkova, P.E. Lisovyi, L.V. Goncharenko, S.O. Osadchuk, V.A. Kostin, A.V. Klymenko. Regularities of Stress-Corrosion Cracking of Pipe Steel 09G2S at Cathodic Polarization in a Model Soil Environment. *Physics and chemistry of solid state*, 2021. №22(4), p. 828 – 836. <https://doi.org/10.15330/pcss.22.4.828-836>.

References

1. *Freight wagons. General requirements for calculations and design of new and modernized wagons of 1520 mm gauge (non-self-propelled)*. (2014). DSTU 7598:2014 from 01th July 2015. DP «UkrNDIV» [in Ukrainian].
2. Provisions on extending the service life of freight cars operating in international traffic (2010, May 13-14), 52, 26 [in Ukrainian].
3. Kellrich, M.B., Braykovska, N.S., Fomin, O.V., & Prokopenko, P.M. (2019). Theoretical characteristics of tank-cars ation tests for carriage of dangerous cargoes. *Visnyk Shkhydnoukrainskoho natsionalnoho universytetu imeni Volodymyra Dalia*, 3(251), 77-83 [in Ukrainian].
4. Shushmarchenko, V.O., Fedorov, V.V., Strynzha, A.M., & Fedosov-Nikonov, D.V. (2020). Regarding the issue of technical diagnosis of tank cars for the transportation of dangerous goods. *Zbirnyk naukovykh prats «Reikovy rukhomyi sklad» DP «UkrNDIV»*, (20), 89-95 [in Ukrainian].
5. Fedosov-Nikonov, D.V., Strynzha, A.M., Shamshei, D.O., Poluliakh, V.M., Fedorov, V.V., & Shushmarchenko, V.O. (2019). The study of corrosion damage to car components during technical diagnostics. *Visnyk Shkhydnoukrainskoho natsionalnoho universytetu imeni Volodymyra Dalia*, 3(251), 181-185 [in Ukrainian].
6. Makarenko, V.D., Taraborkin, L.A., Lukach, V.S., Vasyliuk, V.I., & Kozachenko, N.V. (2015). A computational model of the corrosive damage of steel rail tanks. *Problemy tertia ta znoshuvannia*, 4 (69), 82-87 [in Ukrainian].
7. Godfrey, C Onwubolu. (2015) *Applied Mechanics With Solidworks*. Scheridan Institute of Technology & Advanced Learning.
8. Tran, P. (2018) *SOLIDWORKS 2018 Advanced Techniques*.
9. Zienkiewicz, O. C., Taylor, R. L., & Zhu, J. Z. (2013) *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals*. ButterworthHeinemann.
10. Nyrkova, L. I., Lisovy, P. E., Goncharenko, L. V., Osadchuk, S. O., Kostin, V. A., & Klymenko, A. V. (2021). Regularities of Stress-Corrosion Cracking of Pipe Steel 09G2S at Cathodic Polarization in a Model Soil Environment. *Physics and Chemistry of Solid State*, 22(4), 828–836. <https://doi.org/10.15330/pcss.22.4.828-836>.

The article contains with the issue of determining the fatigue strength of the tank car boiler model 15-1443-14 with an exhausted service life, which is intended for the transportation of chemical cargoes: N-methylaniline, aniline and other substances. It is known that ensuring the possibility of extending the service life of a freight car depends on main factors, which are related to the process of creation and operation, and provide grounds for assuming that individual cars may have a final resource, or reserves that are laid down during design and those that differ in operating conditions from design conditions. However, its actual technical condition, which is determined during the technical diagnosis procedure, is generally decisive when deciding on the extension of

the service life. It is known that a significant problem of extending the service life of tank cars for the transportation of chemical cargoes is the high level of boiler wear. First of all, this is related to the phenomena arising from the interaction of the internal surface of the boiler with chemical corrosion-active loads. At the same time, the technical condition of the boiler plays an important role in the process of further service of the tank car, which depends on the scope of overhaul and operational safety. One of the most important issues for solving the problem of the possibility of operating tank cars at the end of the designated service life is the need to develop and apply a comprehensive methodology for determining the final resource of tank cars. The method of fatigue strength research presented in the article is based on the "classical" theory of calculation using the requirements of DSTU 7598:2014 and taking into account the locations of the most heavily loaded parts of the tank car boiler and the effects of corrosion wear. Calculations of the stress-strain state of the boiler structure under static load and shock interaction with neighboring cars are modeled in SolidWorks CAD software. The results of the calculations obtained during the research indicate the possibility of operating a tank car for the transportation of chemical cargoes with an exhausted service life for a period of up to 36 years (one and a half years of service life of the car) under the conditions of compliance with the following changes: the thickness of the sheets of the shell of the cylindrical part of the boiler is not more than 15%; thickness of the bottom of the boiler - no more than 10%.

Key words: tank car, boiler, service life extension, service life, fatigue strength, stress-strain state, calculation method.

Щербина Ю.В. – к.т.н., доцент, доцент кафедри «Вагони та вагонне господарство» Державного університету інфраструктури та технологій scherbuna_yv@gsuite.duit.edu.ua

Терещук А.О. – аспірантка кафедри «Вагони та вагонне господарство» Державного університету інфраструктури та технологій e-mail: tereshchuk_ao@gsuite.duit.edu.ua