

**Ловська А.О.**

Український державний університет залізничного транспорту

**Мурад'ян А.О.**

Одеський національний морський університет

**Очеретна В.В.**

Одеський національний морський університет

## ДОСЛІДЖЕННЯ МІЦНОСТІ КУЗОВА НАПІВВАГОНА ІЗ ПОСИЛЮЮЧИМИ ПОЯСАМИ В БОКОВИХ СТІНАХ

*У матеріалах статті наведено результати досліджень міцності кузова універсального напіввагона. Для покращення міцності бокових стін кузова напіввагона пропонується його посилення додатковими поясами. При цьому за трьома секціями кузова з боку консолей він посилений діагональними поясами, а в середній секції за висотою 1/3 від нижнього обв'язування – горизонтальним поясом. Для обґрунтування запропонованого рішення проведено розрахунок навантаженості кузова напіввагона. У якості прототипу обрано напіввагон моделі 12-295. Визначення профілів виконання посилюючих поясів здійснено за їх моментом опору з урахуванням відомих значень згинальних моментів. Для визначення згинальних моментів, які діють на посилюючі пояси, кузов напіввагона розглянуто як стрижневу систему. Розрахунок здійснено у програмному комплексі «Ліра – САПР». За результати проведених розрахунків у якості профілів виконання посилюючих поясів обрано прямокутні труби.*

*Для обґрунтування запропонованого рішення здійснено розрахунок на міцність кузова напіввагона при основних режимах його навантажень в експлуатації. При цьому застосовано метод скінчених елементів, який реалізовано в SolidWorks Simulation. При цьому застосовано критерій Мізеса. Встановлено, що міцність кузова напіввагона забезпечується, а максимальні напруження в бокових стінах майже на 10 % нижчі за ті, що мають місце в типовій конструкції кузова. В умовах циклічності дії експлуатаційних навантажень це сприятиме покращенню втомної міцності кузова та зменшенню його пошкоджень в експлуатації.*

*Результати проведеного дослідження сприятимуть покращенню міцності кузовів напіввагонів в експлуатації, а відповідно скороченню витрат на позапланові види їх ремонтів.*

**Ключові слова:** транспортна механіка, напіввагон, бокова стіна кузова, навантаженість напіввагона, міцність кузова.

**Постановка проблеми.** Залізничний транспорт є провідною складовою економіки багатьох європейських держав, яка забезпечує потреби народного господарства не тільки у внутрішньому, але і в зовнішньому сполученнях. Наразі парк вантажних вагонів, як одна із найважливіших складових залізничного транспорту, налічує велику кількість за конструкційними особливостями типів вагонів. Однак одним із найпоширеніших при цьому є напіввагони. Здебільшого в напіввагонах перевозяться насипні та навалювальні вантажі. Але за рахунок відповідних модернізацій можливим є їх залучення до перевезень і інших типів вантажів, в тому числі тих, що потребують захисту від атмосферних опадів.

Аналіз сучасного стану існуючого парку напіввагонів дозволяє зробити висновок, що одним із найбільш пошкоджуваних елементів їх несучої

конструкції є бокові стіни, в тому числі обшивка. Така ситуація обумовлена значною динамічною навантаженістю їх конструкцій в умовах експлуатації. Найбільш поширеними видами пошкоджень бокових стін є тріщини в складових конструкції, деформації, розрив обшивки тощо. Наявність подібних пошкоджень на шляху прямування зумовлює загрозу безпеки руху вагона у складі поїзда. У зв'язку з цим, питання удосконалення бокових стін кузовів напіввагонів в експлуатації є досить актуальним та важливим.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Аналіз існуючої науково-періодичної літератури, присвяченої питанням удосконалення кузовів напіввагонів довів, що дана тематика є доволі поширеною. Наприклад, в роботі [1] для покращення міцності бокових стін кузова вагона запропоновано використання ламінованих композитних

панелей. Однак дане впровадження сприяє збільшенню собівартості виготовлення вагона. Це стримує серійність впровадження даного рішення в експлуатацію.

Питання покращення міцності обшивки кузова напіввагона використанням гофр висвітлено в роботі [2]. За рахунок збільшення моменту опору обшивки в поперечній площині симетрії покращується її міцність при сприйнятті експлуатаційних навантажень. Така реалізація сприяє покращенню міцності обшивки, а не бокової стіни загалом.

Для покращення міцності бокових стін вантажного вагона в роботі [3] запропоновано їх виготовлення у вигляді сендвіч-панелей. Покращення міцності бокових стін досягається за рахунок зменшення динамічних навантажень, що діють на кузов під час експлуатаційних режимів. Разом з цим, використання таких панелей на практиці ускладнює процес технічного обслуговування та ремонту вагонів і сприяє збільшенню собівартості його виготовлення.

В публікації [4] покращення міцності бокових стін напіввагона реалізується використанням композитного матеріалу. При цьому досягається також зменшення власної маси кузова, покращення корозійної стійкості тощо. Обґрунтування даного впровадження здійснено на прикладі торцевої стіни кузова.

Подібні дослідження висвітлюються і в публікації [5], де для покращення міцності кузова пропонується впровадження у якості його складових полімерних композитних матеріалів.

Недоліком цих досліджень є те, що дана реалізація не сприяє покращенню міцності каркасу кузова, а також збільшує собівартість виготовлення вагона.

В роботі [6] запропоновано нову конструкцію напіввагона, особливістю якого є те, що він має понижений центр ваги у порівнянні з наявними аналогами. Для покращення міцності вертикальних стійок кузова, вони мають змінний за висотою переріз з максимальною шириною у основи. Разом з цим, в даній конструкції напіввагона не передбачено рішень, спрямованих на покращення міцності бокових стін кузова.

Проведений аналіз наукових публікацій доводить, що удосконалення кузовів напіввагонів є досить актуальною задачею. Разом з цим для підвищення ефективності експлуатації напіввагонів питання удосконалень їх кузовів потребують подальших досліджень.

**Постановка завдання.** Метою статті є висвітлення результатів визначення основних показників міцності кузова універсального напіввагона з посилюючими поясами в конструкції бокових стін. Для досягнення зазначеної мети поставлені такі завдання:

- визначити профіль виконання посилюючих поясів каркаса кузова напіввагона;
- розрахувати на міцність кузов напіввагона.

**Викладення основного матеріалу.** Для покращення міцності бокових стін кузова напіввагона пропонується його посилення додатковими поясами (рис. 1). При цьому за трьома секціями кузова з боку консолей він посилений діагональними поясами, а в середній секції за висотою  $1/3$  від нижнього об'язування – горизонтальним поясом.

Для обґрунтування запропонованого рішення проведено розрахунок навантаженості кузова напіввагона. У якості прототипу обрано напіввагон моделі 12-295.

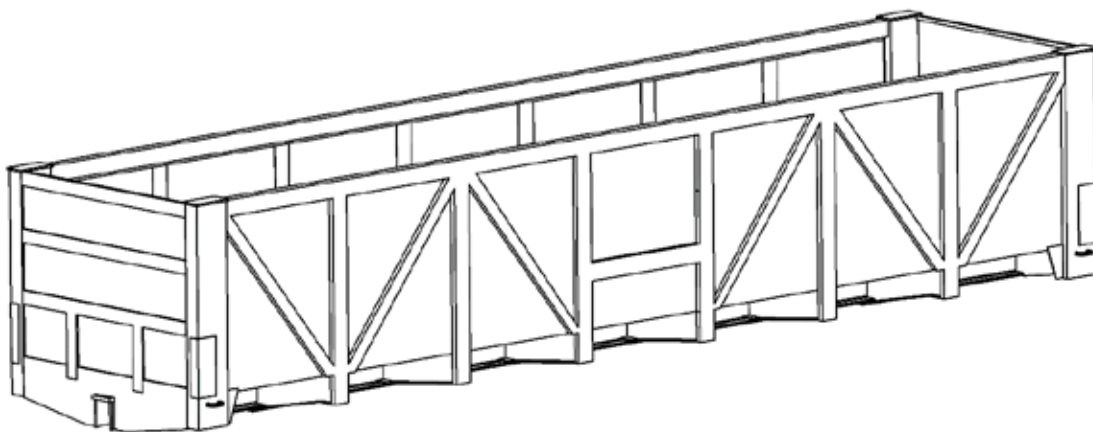


Рис. 1. Кузов напіввагона з посилюючими поясами в конструкції бокових стін

Визначення профілів виконання посилюючих поясів здійснено за їх моментом опору. При цьому момент опору  $W$  розраховувався за формулою [7]:

$$W = \frac{M}{[\sigma]}, \quad (1)$$

де  $M$  – згинальний момент, що діє на посилюючі пояси;  $[\sigma]$  – допустимі напруження матеріалу конструкції.

Для визначення згинальних моментів, які діють на посилюючі пояси, кузов напіввагона розглянуто як стрижневу систему. Розрахунок здійснено у програмному комплексі «Ліра – САПР». При складанні розрахункової схеми кузова враховано сприйняття ним таких навантажень: вертикальне навантаження  $P_v$ , а також тиск розпору насипного вантажу  $P_p$  (рис. 2).

Вертикальне навантаження визначалося як сума вертикального статичного та динамічного навантажень. Вертикальне статичне навантаження розраховувалося із врахуванням повної вантажопідйомності кузова напіввагона. А вертикальне динамічне навантаження – за формулою [8]:

$$P_v^d = P_v^{cm} \cdot \left( \frac{\bar{k}_{dv}}{\beta} \cdot \sqrt{\frac{4}{\pi} \cdot \ln \left( \frac{1}{1 - P(k_{dv})} \right)} \right), \quad (2)$$

де  $P_v^{cm}$  – вертикальне статичне навантаження;  $\bar{k}_{dv}$  – середнє ймовірне значення коефіцієнта вертикальної динаміки;  $\beta$  – параметр розподілу;  $P(k_{dv})$  – ймовірність коефіцієнта вертикальної динаміки.

Тиск насипного вантажу (кам'яне вугілля) на бокові стіни визначено за формулою Кулона з корегуванням Синельникова [9]:

$$P_p = \gamma' \cdot h' \cdot \frac{\cos^2(\rho' + \alpha')}{\left[ 1 + \sqrt{\frac{\sin \rho' \cdot \sin(\rho' \pm \alpha')}{\cos \alpha'}} \right]^2 \cos \alpha'} \cdot g \pm \frac{F}{L_k \cdot h_k}, \quad (3)$$

де  $\gamma'$  – об'ємна маса вантажу;  $h'$  – висота кузова напіввагона;  $\rho'$  – кут внутрішнього тертя;  $\alpha'$  – кут нахилу напіввагона відносно повздовжньої осі;  $g$  – прискорення вільного падіння;  $F$  – сила інерції, яка діє на вантаж;  $L_k$  – довжина бокової стіни кузова напіввагона;  $h_k$  – висота бокової стіни кузова напіввагона.

Закріплення моделі здійснено за п'ятники. На підставі проведених розрахунків отримано епюру згинальних моментів, які діють на кузов напіввагона (рис. 3).

З рис. 3 видно, що максимальне значення згинального моменту складає 41,61 кН · м і зосереджене в зоні взаємодії шворневої стійки із посилюючим поясом. З урахуванням того, що кузов виготовлений із сталі марки 09Г2С, момент опору поперечного перерізу посилюючого поясу склав 189,1 см<sup>3</sup>.

За цим моментом опору підібрано профіль виконання посилюючих поясів – прямокутна труба (рис. 4). Даний профіль обрано у зв'язку з технологічністю його монтажу в каркас кузова.

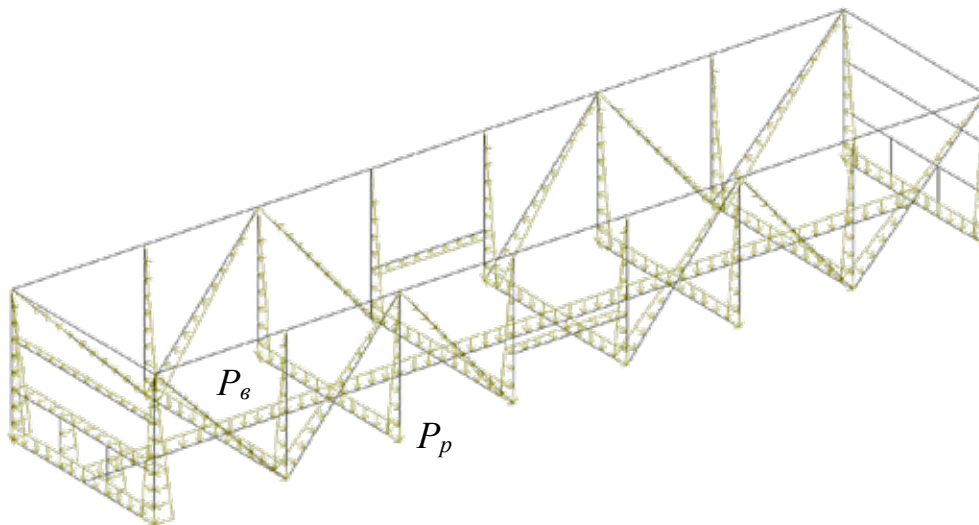
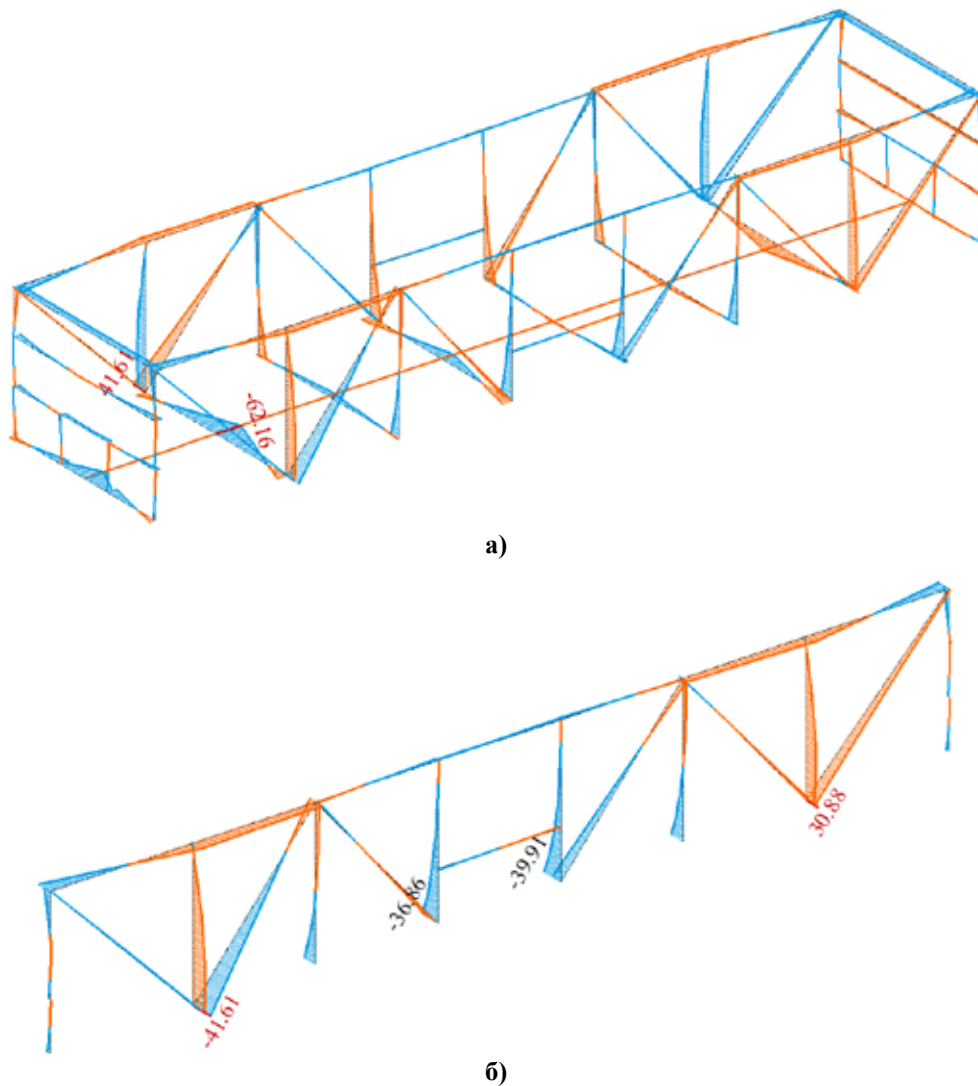
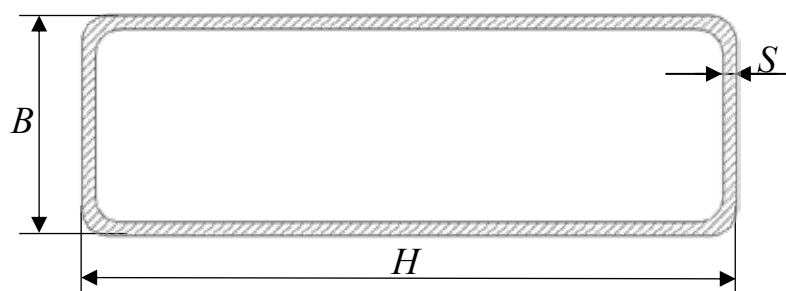


Рис. 2. Розрахункова схема кузова



**Рис. 3. Епюра згинальних моментів (кН · м)**  
а) кузов в цілому; б) бокова стіна



**Рис. 4. Профіль прямокутної труби:**  
 $S$  – товщина стінки;  $H$  – висота;  $B$  – ширина

З урахуванням обраного профілю виконання посилюючого пояса побудовано просторову модель кузова напіввагона та проведено його розрахунок на міцність за методом скінчених елементів в SolidWorks Simulation [10]. При цьому застосовано критерій Мізеса.

Просторова модель кузова напіввагона створена у SolidWorks та включає елементи, які жорстко взаємодіють між собою. При цьому модель не враховує зварювальні шви.

Створення скінчено-елементної моделі здійснено із використанням тетраедрів, чисельність

яких розраховано графоаналітичним способом, і налічує 479 839 елементів з максимальний розміром 85 мм і 155 043 вузли.

Розрахункова схема кузова напіввагона враховує ті ж самі навантаження, що розглядалися в схемі, наведеній на рис. 2, а також повздовжні сили, що прикладалися до упорів автозчепів.

Чисельні значення цих сил прийнято рівними у відповідності до [8]. Обпирання кузова на візки моделювалося постановкою на його п'ятники жорстких зв'язків.

У якості прикладу на рис. 5 наведено результати розрахунку кузова напіввагона на міцність при I розрахунковому режимі – «удар» [8].

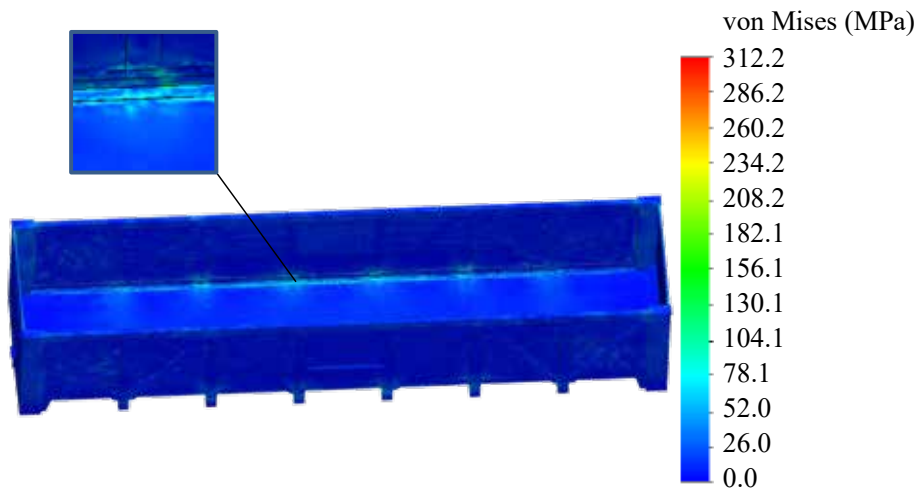


Рис. 5. Напружений стан кузова напіввагона

Максимальні напруження в боковій стіні склали близько 154 МПа. Вони виникають в зонах взаємодії вертикальних стійок з нижнім обв'язуванням. Отримані напруження майже на 10 % нижчі за ті, що мають місце в типовій конструкції кузова напіввагона. В умовах циклічності

дії експлуатаційних навантажень це сприятиме покращенню втомної міцності кузова та зменшенню його пошкоджень в експлуатації. Максимальні переміщення в боковій стіні виникають в її верхньому обв'язуванні і складають 5,66 мм (рис. 6).

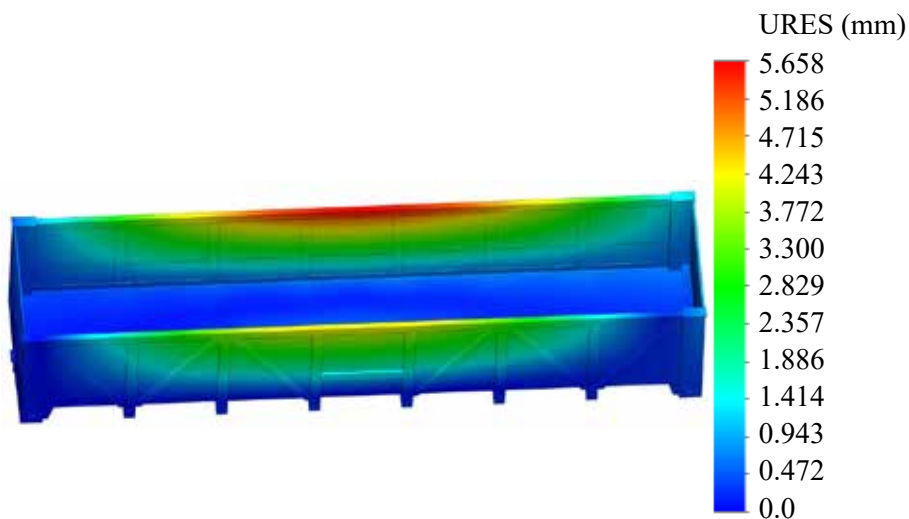


Рис. 6. Переміщення в кузові напіввагона

Розрахунок реалізовано і стосовно інших схем навантажень кузова напіввагона у відповідності до [8]. При цьому міцність його несучої конструкції при всіх схемах забезпечується.

Результати проведеного дослідження сприятимуть покращенню міцності кузовів напіввагонів в експлуатації, а відповідно скороченню витрат на позапланові види їх ремонтів.

#### Висновки.

1. Визначено профіль виконання посилюючих поясів каркаса кузова напіввагона. Для цього кузов розглянуто як стрижневу систему і побудовано епюри від зовнішніх сил, що діють на нього.

За отриманими значеннями моментів опору складових кузова визначено профіль виконання посилюючих поясів – прямокутна труба.

2. Розраховано на міцність кузов напіввагона. Встановлено, що максимальні напруження в боковій стіні дорівнюють близько 154 МПа. Ці напруження зафіксовано в зонах взаємодії вертикальних стійок з нижнім обв'язуванням. Слід зазначити, що дані напруження майже на 10 % нижчі за ті, що мають місце в типовій конструкції кузова напіввагона.

Максимальні переміщення в боковій стіні виникають в її верхньому обв'язуванні і складають 5,66 мм.

#### Список літератури:

1. Alexandru Ionut Patrascu, Anton Hadar, Stefan Dan Pastrama. Structural Analysis of a Freight Wagon with Composite Walls. *Materiale plastice*. 2020. Vol. 57 (2). P. 140–151. <https://doi.org/10.37358/MP.20.2.5360>
2. Glib Vatulia, Alyona Lovska, Sergiy Myamlin, Andriy Rybin, Volodymyr Nerubatskyi, Denys Hordiienko. Determining patterns in loading the body of a gondola with side wall cladding made from corrugated sheets under operating modes. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2023. № 2/7 (122). P. 9–14. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.275547>
3. Sergii Panchenko, Juraj Gerlici, Alyona Lovska, Glib Vatulia, Andriy Rybin. Determination of the transverse load of the box wagon body with sandwich panel walls. *AIP Conf. Proc.* 2024. № 3129. P. 060002. <https://doi.org/10.1063/5.0201453>
4. A. Baier, M. Majzner. Application of feature based method in constructing innovative sheathing of railway wagons. *Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering*. 2012. Vol. 52. Issue 2. P. 91–98. <https://delibra.bg.polsl.pl/dlibra/publication/36277>
5. Zaynitdinov Olmos Irikovich, Ruzmetov Yadgor Ozodovich, Rustam Rahimov, Waail Mahmod Lafta. Development of new polymer composite materials for the flooring of rail carriage. *International Journal of Engineering and Technology*. 2020. Vol. 9 (2). P. 378–381. <https://www.sciencepubco.com/index.php/ijet/article/view/30519>
6. Wenfei Liu, Liang Zhang, Cheng Bi, Yanling Huo, Ren Zhang, Zhengchu Wang. The Anti-Fatigue Design of 80 t Depressed-Center Gondola Car Body. *Processes*. 2022. Vol. 10. P. 1618. <https://doi.org/10.3390/pr10081618>
7. Довбуш Т. А., Хомик Н. І., Бабій А. В., Цьонь Г. Б., Довбуш А. Д. Опір матеріалів : навчальний посібник до виконання розрахунково-графічних робіт і самостійної роботи. Тернопіль : ФОП Паляниця В.А., 2022. 220 с.
8. ДСТУ ISO 8323:2015. Вантажні контейнери. Контейнери універсальні (інтермодальні) для повітряних і наземних перевезень. Технічні умови та методи випробувань. Київ, 2015.
9. Ловська А. О. Визначення зусиль розпору насипного вантажу на стіни кузова напіввагону при перевезенні залізничним поромом. *Збірник наукових праць УкрДАЗТ*. 2014. Вип. 143. С. 54–57.
10. Пустюльга С. І., Самостян В. Р., Клак Ю. В. Інженерна графіка в SolidWorks : навчальний посібник. Луцьк : Вежа. 2018. 172 с.

#### Lovska A.O., Muradian A.O., Ocheretna V.V. RESEARCH OF STRENGTH OF AN OPEN WAGON BODY WITH REINFORCING BELTS IN THE SIDE WALLS

*In the materials of the article, the results of studies of the strength of the body of a universal open wagon are given. To improve the strength of the side walls of an open wagon body, it is proposed to strengthen it with additional belts. At the same time, it is reinforced with diagonal belts in three sections of the body on the side of the consoles, and in the middle section, 1/3 of the height from the lower strapping, with a horizontal belt. To justify the proposed decision, the load of an open wagon body was calculated. The open wagon model 12-295 was chosen as the prototype. The performance profiles of the reinforcing belts were determined by their moment of resistance, taking into account the known values of the bending moments. To determine the bending moments acting on the reinforcing belts, the open wagon body is considered as a rod system. The calculation was made in the "Lira – CAD" software complex. Based on the results of the calculations, rectangular pipes were chosen as the profiles for the reinforcing belts.*

*To substantiate the proposed decision, the strength of the open wagon body was calculated under the main modes of its loads in operation. At the same time, the finite element method, which is implemented in SolidWorks Simulation, is used. At the same time, the Mises criterion was applied. It is found that the strength of the open wagon body is ensured, and the maximum stresses in the side walls are almost 10 % lower than those occurring in a typical body design. In conditions of cyclic action of operating loads, this will contribute to improving the fatigue strength of the body and reducing its damage during operation.*

*The results of the conducted research will contribute to improving the durability of open wagon bodies in operation, and, accordingly, to reducing costs for unplanned types of repairs.*

**Key words:** *transport mechanics, open wagon, body side wall, open wagon load, body strength.*