
ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ (273)

УДК 629.463.65:621.863

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ПІВВАГОНА ПРИ РОЗВАНТАЖЕННІ РОТОРНИМ ВАГОНОПЕРЕКИДАЧЕМ

Канд. техн. наук Р. І. Візняк

DETERMINATION THE PARAMETERS OF STRESSED AND DEFORMED STATE A GONDOLA CAR AT DURING INTERACTION BY A ROTARY CAR DUMPER

PhD (Tech.), Associate Professor R. Viznyak

DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-852.204.2023.283882>



Анотація. У статті опрацьовано специфіку силових факторів, а саме експлуатаційних навантажень, що впливають на міцність кузовів піввагонів при їх вивантаженні на стаціонарних роторних вагоноперекидачах, проаналізовано можливі характерні пошкодження і несправності при цьому. Побудовано скінчено-елементні моделі конструкції і виконано оцінювання параметрів напружено-деформованого стану. Надано рекомендації щодо модернізації шляхом проектування та зміцнення тих конструкційних зон кузова, що схильні до екстремального впливу експлуатаційних навантажень за розрахунковим режимом, обумовленим використанням розвантаження на вагоноперекидачах.

Ключові слова: піввагон, вивантаження, насипний (навалювальний) вантаж, специфіка експлуатаційних навантажень, збереження, пошкодження несучої конструкції, напружено-деформований стан, міцність, удосконалення конструкції кузова.

Abstract. In the article the specifics of force factors namely operating loads influencing durability of bodies of gondola cars at their unloading on stationary rotary car tippers are processed, possible characteristic damages and malfunctions at the same time are analyzed. Finite-element models of the structure are constructed and the stress-strain state is estimated. Recommendations for modernization by designing and strengthening those structural areas of the body that are subject to extreme exposure to operating loads, according to the design regime, which is due to the use of unloading on a car dumpers. Unloading of gondola cars in the method of overturning was introduced at industrial enterprises in the last century and is now successfully carried out with the help of stationary rotary wagon tippers. The task of the study of the stress-strain state of the body of the wagon, based on the features of the mutual operation of the mechanical system was solved by numerical integration of differential equations of distribution of full potential of potential energy on structural elements – applied variation methods of elasticity theory, theoretical and structural mechanics of machine-building constructions, and also resistance of materials whose basic laws are integrated into the most exact method for strength analysis. The maximum values of stresses in the structural zones of the side wall at the full cycle of overturning the body PV reach more than 800 MPa, which significantly exceeds the allowable for steel grades used in car building, and will inevitably lead to other deformations. This is especially observed at an angle of rotation of the system by 90 °, the maximum displacement is more than 60-70 mm. After careful research of technologies and technical means of unloading by the method of overturning the analysis concerning force influence of working bodies of car tippers on the basic elements of a bearing design of a body was carried out. The obtained results allowed to conclude that strengthening and adaptation of the body

structure to the real conditions of unloading will directly reduce the number of damages and operational malfunctions, so these measures should primarily be taken in the design, development and construction of new generation gondola bodies unloading by rotary car dumpers or wagon tippers.

Keywords: gondola car, unloading, bulk cargo, specifics of operational loads, storage, damage to the load-bearing structure, stressed and deformed state strength, improvement of the body structure.

Вступ. Як відомо, розвантаження вагонів-гондол, тобто сучасних піввагонів (ПВ), перекиданням було введено на промислових підприємствах ще в минулому столітті і на сьогодні вкрай успішно здійснюється за допомогою сучасних стаціонарних роторних вагоноперекидачів (СРВП). Однак слід зазначити, що під час вивантаження насипних і навалювальних вантажів основні вузли та конструкційні елементи ПВ майже завжди зазнають надмірних навантажень, що у фінальній фазі призводить до перевищення межі пружності матеріалів виготовлення і, як наслідок, їхніх залишкових деформацій, пошкоджень [1, 2, 5]. Тому при здійсненні відповідних досліджень необхідно саме зосередити увагу на оцінюванні динамічної навантаженості ПВ і обов'язковому уточненні та своєчасному перенормуванні припустимих величин силового впливу на конструкцію з боку робочих органів СРВП. У зв'язку з цим сформульовано завдання дослідження напружено-деформованого стану (НДС) кузова ПВ і уточнення параметрів його міцності, а отже, збереження виходячи з особливостей сумісно-технічної системної роботи ПВ і СРВП, що має вирішуватися за допомогою чисельного інтегрування диференціальних рівнянь розподілення повного функціонала потенційної енергії за елементами конструкції – прикладними варіаційними методами теорії пружності, класичної і будівельної механіки машинобудівних конструкцій, а також опору матеріалів. Основні закони цих методів інтегровані в сучасний і найбільш точний метод для аналізу міцності – метод скінченних елементів (МСЕ), прикладне застосування

якого дало змогу отримати уточнені теоретичні результати.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Як відомо, усі типи СРВП працюють за принципом обертання вагона навколо горизонтальної осі свого центра тяжіння, тому навантаження, що діють на кузови ПВ, прогнозують і визначають його НДС, можуть ураховуватися за деякими наближеннями як ідентичні типові. За досить тривалий час сумісної роботи цих технічних засобів можуть бути згадані види експлуатаційних навантажень [3, 4, 6]. З метою проведення досліджень з уточненого аналізу НДС та оцінювання міцності елементів несучої конструкції кузовів суцільнометалевих ПВ класично здійснюється їхній натурний огляд у встановленій вибірці, фіксуються локальні місця розповсюдження остатніх деформацій і систематизуються статистичні дані щодо характерних пошкоджень саме за ознаками при здійсненні розвантажувальних операцій на СРВП. Переважно приділяється увага характерним несправностям і пошкодженням при виконанні вивантаження існуючими вагоноперекидачами роторного типу за опрацьованою класифікацією. При цьому обов'язково уточнюється співвідношення найбільш поширених причин появи пошкоджень і рецидивів наслідків у вигляді остатніх деформацій різного характеру їхніх конструкційних елементів, що раптом сигналізує про технологічне недотримання (порушення) умов затверджених і чинних ДСТУ і ГОСТів [5-7], що регламентують силові нормативи для якісного використання засобів механізації відносно вагона. Найбільшу увагу питанню аналізу НДС відкритих

вагонів, тобто без надбудови у вигляді даху, і подальшого оцінювання міцності при перекиданні за останній час приділено в роботах [10, 13-15].

Визначення мети та завдання дослідження. Головною метою досліджень при вивантаженні ПВ на СРВП після попереднього уточнення величин діючих на нього силових факторів є подальший аналіз НДС та оцінювання міцності під час фізичного процесу ударного контакту елементів несучої конструкції ПВ з привалочною плитою СРВП. При цьому були поставлені такі завдання дослідження:

- практичне вивчення особливостей процесу взаємодії ПВ з робочими органами СРВП;

- побудова скінчено-елементної моделі (СЕМ) кузова ПВ, що має «глуходонну» конструкцію, призначеного для розвантаження на СРВП, на відміну від універсальних, що устатковані стандартними кришками розвантажувальних люків у підлозі та розвантажуються у гравітаційний спосіб, тобто під дією власної ваги насипних і навалювальних вантажів (НВ);

- остаточне визначення несприятливих сполучень груп навантажень, що діють на кузови ПВ при розвантаженні, і реальних зон їх прикладення під час взаємодії з СРВП на промислових об'єктах;

- аналіз НДС та оцінювання міцності кузова ПВ.

Основна частина дослідження. СЕМ кузова ПВ створювалася з набору окремих підконструкцій, поєднаних у єдиний ансамбль (рис. 1). Модель була складена з 16677 вузлів і 28412 скінченних елементів (СЕ), оптимальна кількість яких урахувалась і обиралась вбудованими можливостями програмного комплексу. При побудові СЕМ кузова ПВ були використані об'ємні (тетрадральної форми) СЕ і елементи типу «оболонка», що адекватно описують геометрію конструкції складових ПВ, чого було достатньо для вибору аналітичних функцій для апроксимації геометрії і описання

складових кузова при дослідженні експлуатаційних динамічних умов [11-14]. Такий підхід дає змогу проводити незалежну підготовку і налаштування вихідних даних для кожної підконструкції за блочно-модульним принципом, а вже потім здійснювати складання загальної системи кузова і вирішувати завдання завантаженості. Використаний при цьому програмний комплекс **ProENGINEER** є відомим і розповсюдженим комплексом САПР компанії PARAMETRIC TECHNOLOGY CORPORATION (PTC, USA), а саме його додаток Pro/MECHANICA Structure. Він дає змогу точно визначити масу кузова досліджуваного ПВ, що автоматично враховувалося при розрахунку машинобудівної конструкції на міцність і визначенні відповідних критеріїв для аналізу НДС і оцінювання міцності. Сформульовані розрахункові завдання були реалізовані сумісно зі спеціалістами відділу розрахунків на міцність ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод».

При розрахунках кузова ПВ були прийняті такі припущення, або обмеження (граничні умови при побудові розрахункової моделі):

- матеріал конструкції (низьколегована сталь марок 09Г2Д, 10ХСНД) працює у стадії пружних деформацій і має постійні характеристики: модуль Юнга (пружності) $E = 2,1 \times 10^5$ МПа і коефіцієнт Пуассона $\mu = 0,3$;

- привалочна плита СРВП є абсолютножорсткою;

- швидкість прилягання враховується коефіцієнтом динамічності K_d як для раптового прикладення сили;

- прилягання бокової стіни ПВ відбувається миттєво за всім периметром обпирання відносно привалочної плити;

- під час прилягання бокової стіни до привалочної плити не враховувалися вертикальні і горизонтальні зміщення кузова відносно СРВОП (нехтували прогинами ресорного підвішування ходових

частин (візків), тобто пружини ресорного комплексу приймалися як жорсткі опори);
 - зазори і прогини армувальної гуми привалочної плити вважалися рівними

нулю, тобто приймався випадок миттєвого прикладення сили, що враховується коефіцієнтом динамічності K_d .

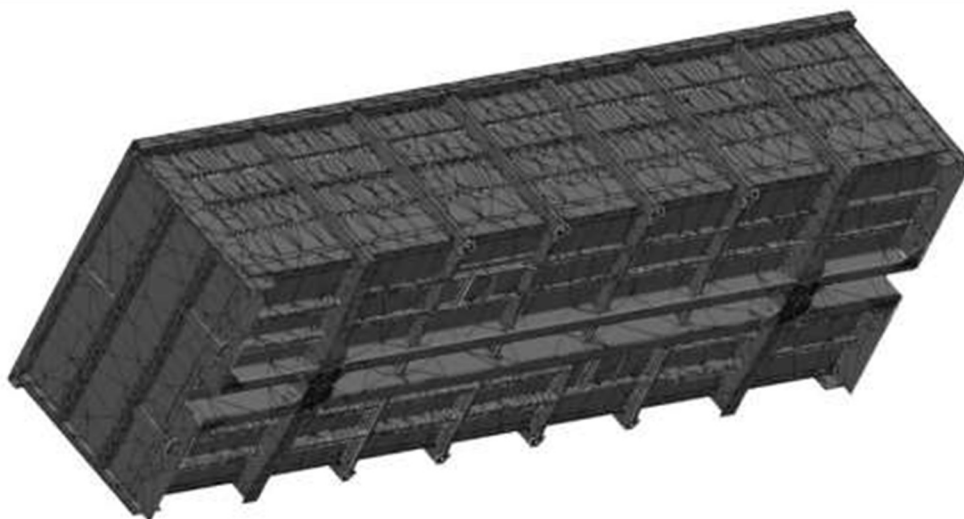


Рис. 1. Скінчено-елементна модель кузова ПВ

Положення повороту ПВ на $12,5^\circ$ наведено на рис. 2. При перекиданні платформа СРВП зміщується під дією власної ваги в напрямку прилягання бокової стіни ПВ до привалочної плити. Для запобігання сходу ПВ з рейок при повертанні платформи перекидача її конструкція передбачає наявність відбійного бруса. Приймається, що процес привалки бокової стіни ПВ здійснюється одночасно з приляганням візків до відбійного бруса (зазор між боковою стіною і привалочною плитою дорівнює зазору між візком і відбійним брусом). Тому при приляганні ПВ до привалочної плити складові загальної ваги кузова ПВ G_k і візків G_v розподіляються так:

- вага завантаженого кузова G_k і половина ваги візків G_v сприймається привалочною плитою;
- друга половина ваги візків G_v сприймається відбійним брусом.

Для визначення сили нормального тиску вантажу $N_{дин}$ на бокову стіну ПВ при

повороті платформи на кут $\alpha = 12,5^\circ$ було отримано таку залежність:

$$N_{дин} = K_d \cdot Q_{в.куз} \cdot \sin \alpha, \quad (1)$$

де K_d – коефіцієнт динаміки ударного контакту кузова ПВ з СРВП;

$Q_{в.куз}$ – зусилля, що діє на кузов ПВ, кН,

$$Q_{в.куз} = Q_v + Q_{віз}, \quad (2)$$

де Q_v – вага вантажу в кузові, кН;

$Q_{віз}$ – вага одного візка ПВ модельного ряду 18-..., кН.

Коефіцієнт динаміки визначався за формулою згідно з теорією удару і фізичних властивостей тіл, що співударяються,

$$K_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{2H}{\delta_{ст}}}, \quad (3)$$

де H – відстань до поверхні співударяння, м;

$\delta_{ст}$ – прогин конструкції кузова у вільному положенні, м.

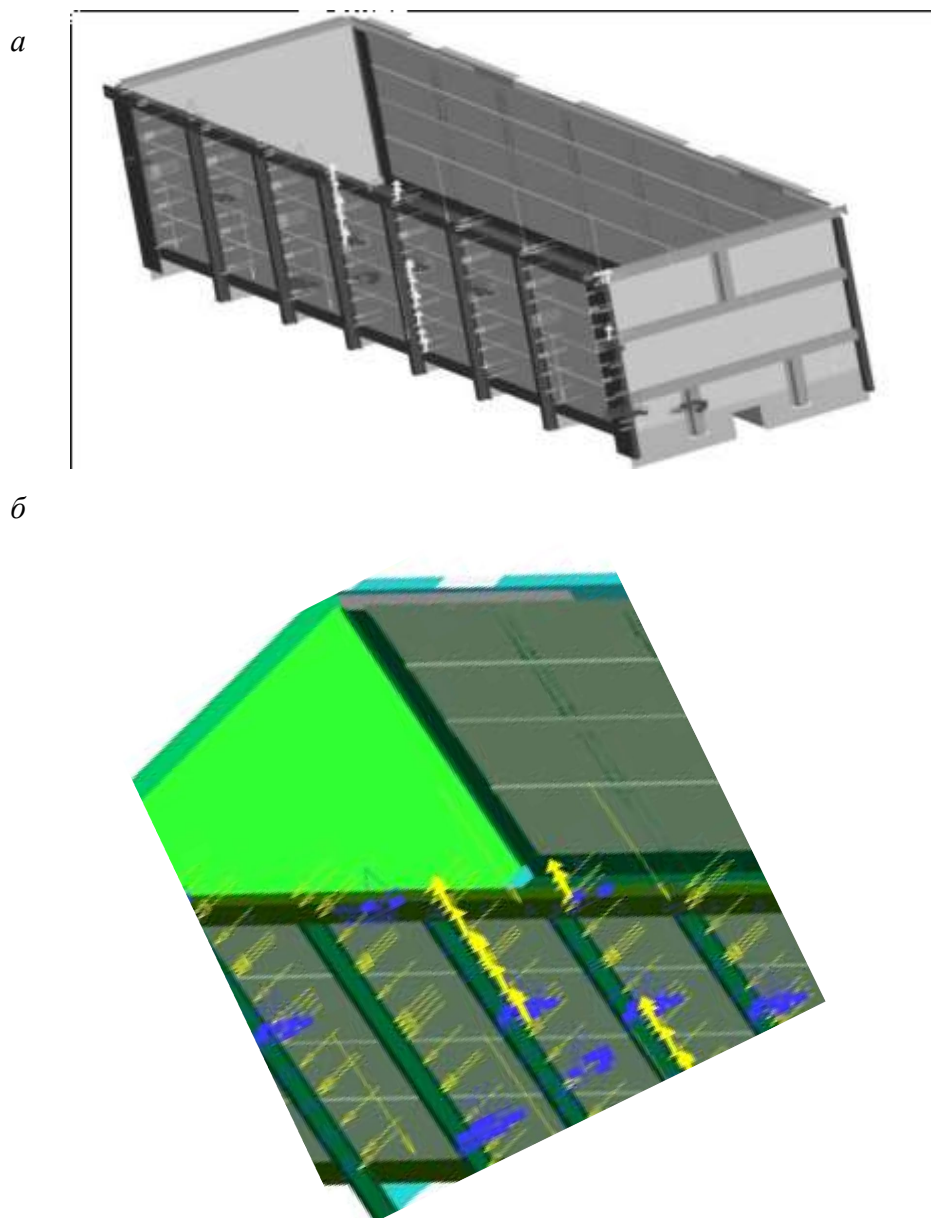


Рис. 2. Розрахункова схема кузова ПВ при повороті платформи СРВП на $12,5^\circ$ з позначенням зовнішніх сил і місць обпирання відносно конструкції СРВП: а – загальний вигляд; б – фрагмент частини кузова, вигляд зверху в масштабі 1:2

Для випадку миттєвого удару бокової стіни кузова ПВ об привалочну плиту в зоні верхнього обв'язувального пояса приймаємо $H = 0$, тоді $K_d = 2$.

Для визначення вертикальної складової P_v від ваги вантажу, що діє на підлогу ПВ при повороті платформи СРВП на кут $12,5^\circ$, використовуємо вираз

$$P_v = Q_v \cdot \cos \alpha. \quad (4)$$

Вага металоконструкції кузова $Q_{\text{куз}} = 127,53 \text{ кН}$ (13 т) урахувалась автоматично програмним засобом з моделюванням повороту кузова на $12,5^\circ$. На рис. 2 наведена розрахункова схема кузова ПВ при повороті платформи СРВП на $12,5^\circ$ з розподіленням експлуатаційних навантажень поміж його конструкційними елементами.

Обпирання кузова ПВ на візок подано в розрахунковій схемі введенням відносно п'ятника і ковзунів відповідних кінематичних закріплень. Обпирання бокової стіни на привалочну плиту СРВП моделюється також встановленням жорстких закріплень.

Такі самі розрахункові схеми було складено для основних силових положень процесу перекидання з розвантаженням: поворот кузова на 56° , 90° і 180° . Для моделювання розрахункової схеми обпирання кузова ПВ на візки були введені обмеження на переміщення відносно п'ятників і ковзунів шворневої балки рами відповідними кінематичними

закріпленнями. Обпирання бокової стіни на привалочну плиту СРВП теж моделювалось відповідними жорсткими закріпленнями.

Після процедури введення вихідної інформації складалась система лінійних рівнянь, невідомими якої є сукупність переміщень і кутів повороту вузлових точок СЕМ кузова ПВ. Матриці жорсткості кожного СЕ складались у локальній системі координат (ЛСК), що потім об'єднувались у глобальну матрицю жорсткості (ГМЖ) конструкції кузова ПВ.

Результати розрахунку глухонного кузова ПВ на міцність при повороті в СРВП на кут $12,5^\circ$ під час вивантаження наведено на рис. 3 та 4.

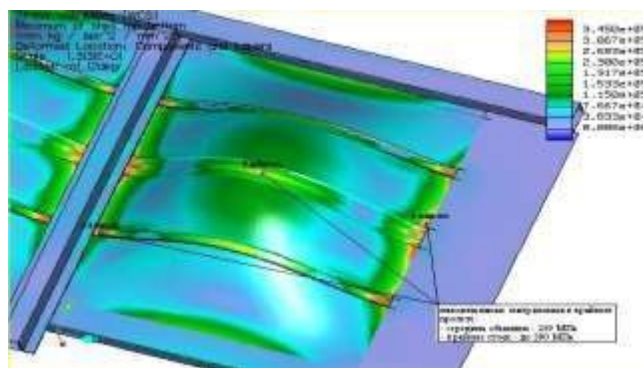
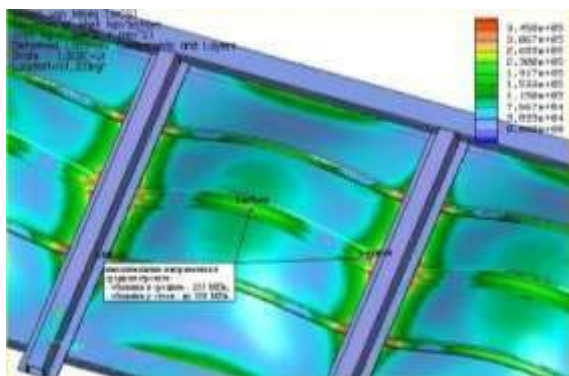


Рис. 3. Максимальні еквівалентні напруження (кПа), що виникають у середньому і кінцевому прогонах бокової стіни ПВ при повороті кузова на кут $12,5^\circ$

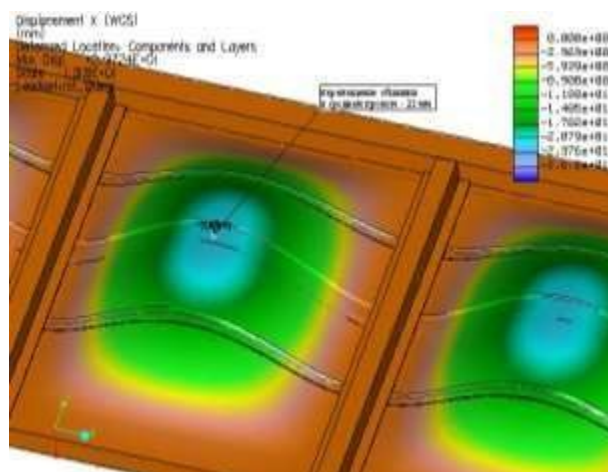
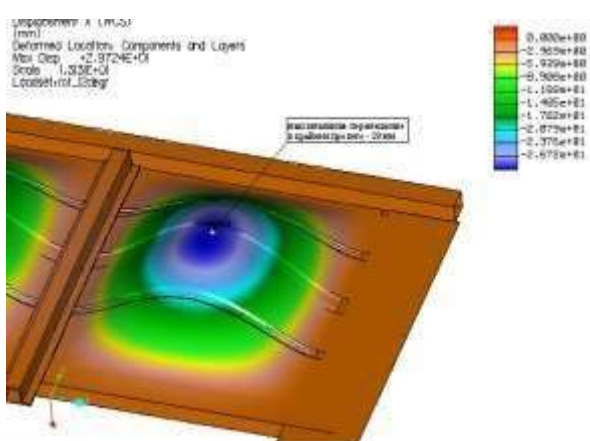


Рис. 4. Максимальні переміщення (мм), що виникають у середньому і кінцевому прогонах бокової стіни ПВ при повороті кузова на кут $12,5^\circ$

Як видно з результатів досліджень НДС кузова ПВ, що відтворені протоколами багаторазових розрахунків на рис. 3 та 4, величини максимальних еквівалентних напружень (за теорією енергії формозміни *von Mises*-Hencky, або за четвертою теорією міцності) спостерігаються в місцях з'єднання обшивки бокової стіни зі

стійками, а також у середній частині листів обшивки кузова, відповідно кінцевих і середніх секцій кузова ПВ. Для аналізу отриманих результатів були опрацьовані графічні залежності, зображені на рис. 5, 6, тобто відображено залежність величин напружень і переміщень від кута повороту системи СРВП-ПВ-НВ.

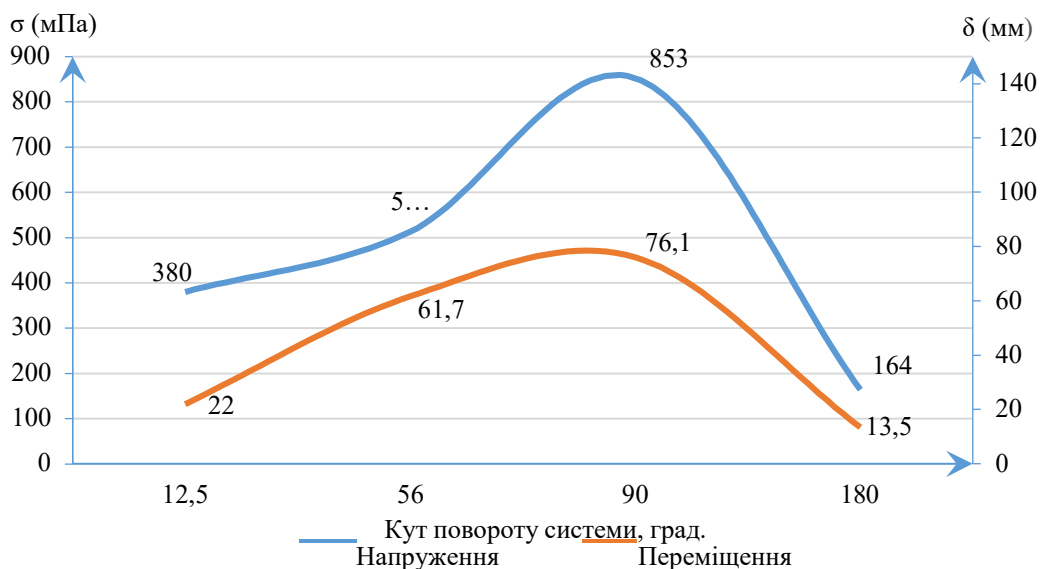


Рис. 5. Максимальні еквівалентні напруження і переміщення в середньому прогоні бокової стіни кузова ПВ

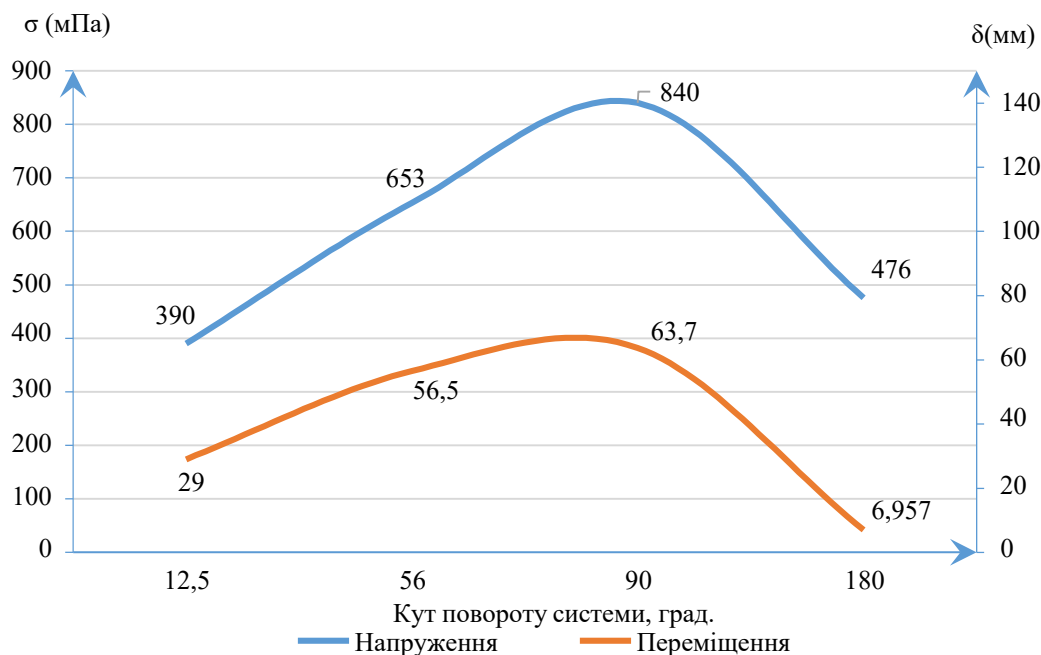


Рис. 6. Максимальні еквівалентні напруження і переміщення в кінцевому прогоні бокової стіни кузова ПВ

Висновки. При дослідженнях були реалізовані поставлені завдання і отримані такі результати:

- уточнено особливості фізичної взаємодії конструкційних зон ПВ при контакті з робочими органами СРВП, визначено основні кути завантаженості при перекиданні, тобто 12,5°, 57°, 90°, 180°. Опрацьовано відповідні розрахункові схеми;

- побудовано скінчено-елементну модель (СЕМ) кузова ПВ, що має «глухонну» конструкцію і призначений для розвантаження на СРВП, з метою проведення розрахунків його міцності;

- визначено несприятливі сполучення груп навантажень, що водночас діють на кузов ПВ при розвантаженні, і реальних зон їх прикладення при взаємодії з СРВП;

- проведено аналіз НДС кузова ПВ і визначено його головні параметри. Як видно, максимальні величини еквівалентних напружень у конструкційних зонах бокової стіни при повному циклі перекидання кузова ПВ складають більше 800 МПа, що

значно перевищує припустимі 275-295 МПа для марок сталей, застосовуваних у вагонобудуванні [1, 2], і неминуче призводить до виникнення остатніх деформацій у конструкції. Це особливо спостерігається при куті повороту системи на 90°, максимальні величини переміщень при цьому складають більше 60-70 мм;

- для підтвердження вірогідності отриманих теоретичних розрахунків слід проводити обов'язкову процедуру з *верифікації та валідації під час запланованих натурних випробувань.*

Отримані рекомендації зі зміцнення і адаптації конструкції кузова ПВ до реальних умов розвантаження на СРВП безпосередньо впливатимуть на зменшення кількості пошкоджень і експлуатаційних несправностей, тому ці заходи першочергово мають бути покладені в основу на стадії проектування, розроблення і побудови конструкцій кузовів ПВ нових поколінь, призначених для продуктивного вивантаження на вагоноперекидачах [8, 9, 16].

Список використаних джерел

1. ГОСТ 33211: 2014. Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам. Чинний від 2011-05-01. URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200121493> (дата звернення: 20.05.2021).
2. ДСТУ 7598: 2014. Вагоны вантажні. Загальні вимоги до розрахунків та проектування нових і модернізованих вагонів колії 1520 мм (несамохідних). Чинний від 2014-12-02. URL: <http://uas.org.ua> (дата звернення: 21.05.2021).
3. Сохранность вагонов при разгрузке на вагоноопрокидывателях / Г. К. Сендеров, П. Р. Лосев, Р. В. Мартынов, Ю. О. Файерштейн. *Ж.-д. трансп. Сер. Вагоны и вагонное хозяйство*. Москва: ОИ / ЦНИИТЭИ МПС. 1978. Вып. 3. С. 1–8.
4. Носырев Д. Я., Коркина С. В. Уточнение динамических составляющих в расчетных схемах при разгрузке кузова полувагона на вагоноопрокидывателе. *Наука и образование транспорта*. Самара: Самарский ун-т путей сообщения, 2018. Вып. 1. С. 53-58. URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=37072667> (дата звернення: 21.05.2021).
5. ДСТУ/ГОСТ:22235-76/2010. Вагоны грузовые магистральных железных дорог колеи 1520 мм. Общие требования по обеспечению сохранности при производстве погрузочно-разгрузочных и маневровых работ. Чинний від 2010-11-12. URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200082560> (дата звернення: 21.05.2021).
6. Изменения и дополнения к межгосударственному стандарту (ГОСТ: 22235-76) по сохранности грузовых вагонов / Г. К. Сендеров, А. П. Ступин, С. А. Другаль, Е. А. Поздина. *Ж.-д. трансп. Сер. Вагоны и вагонное хозяйство*. Москва: ЭИ/ ЦНИИТЭИ МПС, 1999. Вып. 3. С. 1–32.
7. Чепурченко И. В. Совершенствование конструкции кузова полувагона путем выбора рациональных параметров нагруженных элементов: автореф. дис. ... канд. тех наук. Омск:

ОМГУПС, 2019. 20 с. URL: https://www.omgups.ru/science/diss/soiskateli/cherpurchenko-ilya-vadimovich/ref_cherpurchenko.pdf (дата звернення: 21.05.2021).

8. Вагоноперекидач: пат. 38112 Україна, МПК⁷ В65G67 / 48 / Головки В. Ф., Венцель Є. С., Деркач І. А., Візник Р. І. (Україна); УкрДАЗТ. № 1771-III. Заявл. 30.05.2000, Опубл. 16.12.2002, Бюл. № 12. 8 с. URL: <https://uapatents.com/patents/viznyak-ruslan-ivanovich> (last access: 28.10.2021).

9. Візник Р. І. Уточненная модель прочності кузова полувагона нового покоління при разгрузке на вагоноопрокидывателе. *Безопасность движения поездов. Тезисы докл. науч.-практ. конф. РУТ (МИИТ)*. Москва, 2015. С. 25. URL: <https://www.dissercat.com/content/sovershenstvovanie-konstruktsii-kuzova-poluvagona-putem-vybora-ratsionalnykh-parametrov-nagr> (last access: 28.10.2021).

10. Petrov G. I., Panachev I. Adaptation of mathematical model to the conditions of unloading of the gondola car body by means of tipping. *Transport business of Russia*. 2017. № 1 (128). P. 138–143. URL: https://mnv.irgups.ru/sites/default/files/articles_pdf_files (last access: 21.05.2021).

11. Ansari M., Esmailzadeh E., Younesian D. Longitudinal dynamics of freight trains. *International journal of heavy vehicle systems*. 2009. № 16 (1-2). P. 102–131. URL: <https://trid.trb.org/view/889648> (last access: 21.05.2021).

12. Huang Z., Tong H., Fan Y. The longitudinal dynamics of heavy-haul trains in the asynchronous brake control system. *Electrical and Electronics Engineers*. 2010. № 3. P. 900-903. URL: <https://journals.vgtu.lt/index.php/Transport/article/view/11509> (last access: 21.05.2021).

13. Dodonov A. V., Hilov I. A., Bityuk A. A. Improvement of the method of calculating the strength of the gondola body structure of the gondola during unloading on the wagon breaker. *Engineering center of car building*. St. Petersburg. 11 (2012). URL: https://www.researchgate.net/publication/336582140_Investigation_of_possibility_of_hopper_cars_unloading_on_the_car_dumper_VRS-134M (last access: 26.10.2021).

14. Investigation of possibility of hopper cars unloading on the car dumper VRS–134M / Stepan Dovhaniuk, Volodymyr Kalashnyk, Alexei Reidemeister and Oleksandr Shykunov; Dnipro National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, 49000 Dnipro, Ukraine MATEC Web of Conferences 294, 06003 (2019). URL: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201929406003> (last access: 26.10.2021).

15. Lindsay James Dobson. Dumper derailment investigation and development of custom check rail University of Southern Queensland. Faculty of Health, Engineering and Sciences. A dissertation submitted by in fulfilment of the requirements of ENG4111 and 4112 Research Project towards the degree of Bachelor of Engineering (Honors) (Mechanical). October, 2016. P. 49. URL: https://eprints.usq.edu.au/31395/1/Dobson_L-Goh%20.pdf; <https://www.semanticscholar.org/paper/Dumper-derailment-investigation-and-development-of-Dobson/a5e6553b64d69fa231c194608068a991c908ed05> (last access: 26.10.2021).

16. Візник Р. І. Дослідження особливостей взаємодії рухомого складу з технічними засобами вантажно-розвантажувальних робіт у залізнично-водному сполученні: Грант Президента України для підтримки наукових досліджень молодих учених / Дог. № JP/F11/0070 від 21.01.06 р.; № держ. р. 0106U004123. Харків: УкрДАЗТ, 2006. 144 с. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1279/2005> (дата звернення: 29.10.2021).

Візник Руслан Іванович, кандидат технічних наук, доцент кафедри інженерії вагонів та якості продукції, Український державний університет залізничного транспорту. ORCID iD: 0000-0001-6179-4981. Тел.: (057)7301035, +380502308245. E-mail: viznyakruslan@kart.edu.ua.

Viznyak Ruslan PhD (Tech). Associate Professor, department of wagon engineering and product quality, Ukrainian State University of Railway Transport. ORCID iD: 0000-0001-6179-4981. Тел.: (057)7301035, +380502308245. E-mail: viznyakruslan@kart.edu.ua.

Статтю прийнято 17.05.2023 р.