DOI: https://doi.org/10.33216/2222-3428-2021-22-12

УДК 629.463.65

Фомін О. В., Ловська А. О.

ВИЗНАЧЕННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ УДОСКОНАЛЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ РАМИ НАПІВВАГОНА ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ РЕЖИМАХ

Для зменшення навантаженості рами напіввагона при маневровому співударянні запропоновано встановлення в найбільш навантажених зонах хребтової балки кутових гофр. При цьому гофри розміщуються з кожного боку хребтової балки в зонах взаємодії зі шворневими під кутом 450 з внутрішнього та зовнішнього її боків.

Для обґрунтування запропонованого рішення проведено моделювання навантаженості рами напіввагона при найбільш несприятливому режимі навантаження – маневрове співударяння. З метою визначення динамічних навантажень, які діють на раму напіввагона проведено математичне моделювання. Дослідження здійснені в плоскій системі координат. В якості прототипу обрано напіввагон моделі 12-757 на візках 18-100. Враховано, що на задній упор автозчепу діє сила удару у 3,5 МН. Розв'язок диференціальних рівнянь здійснений за методом Рунге-Кутта в програмному комплексі MathCad при початкових умовах, рівних нулю. Результати розрахунку показали, що прискорення, які діють на несучу конструкцію напіввагона складають 37,8 м/с2 (0,37g). Отримана величина прискорення врахована при розрахунках на міцність рами напіввагона. При цьому використано метод скінчених елементів, який реалізовано в програмному комплексі SolidWorks Simulation. Графічні роботи щодо побудови просторової моделі рами здійснені в програмному комплексі SolidWorks. При складанні скінченоелементної моделі рами використані десяти вузлові ізопараметричні тетраедри.

Проведені розрахунки показали, що максимальні еквівалентні напруження зосереджені в зоні взаємодії хребтової балки зі шворневою та дорівнюють 328 МПа, що не перевищує допустимих значень та на 5% нижче ніж у типовій конструкції. Максимальні переміщення рами виникають у її середній частині та складають близько 14 мм.

Проведені дослідження сприятимуть забезпеченню міцності несучих конструкцій напіввагонів в експлуатації та скороченню витрат на їх утримання. Також результати проведених досліджень сприятимуть створенню напрацювань щодо проектування інноваційних конструкцій рухомого складу.

Ключові слова: *транспортна механіка, напіввагон, несуча конструкція, динамічна навантаженість, міцність.*

Актуальність дослідження. Перспективи розвитку залізничної галузі та утримання її першості в сегменті перевізних послуг обумовлюють необхідність створення та впровадження інноваційних конструкцій рухомого складу. Такий рухомий склад повинен мати покращені техніко-економічні, експлуатаційні та екологічні показники. Досягти цього можливо шляхом врахування конструкційних рішень, спрямованих на забезпечення його міцності та експлуатаційної надійності, а як наслідок скорочення витрат на утримання. Тому питання удосконалення несучих конструкцій вагонів є досить актуальними.

Постановка проблеми. Найбільш поширеним типом вагону, який використовується для перевезення вантажів, що не потребують захисту від атмосферних опадів є напіввагон. В умовах експлуатації його несуча конструкція зазнає дії значних за величиною навантажень, які зумовлюють її пошкодження.

Найбільш навантаженим вузлом несучої конструкції напіввагона є рама. Основне повздовжнє навантаження, яке діє на раму при експлуатаційних режимах сприймає хребтова балка. Внаслідок циклічності дії повздовжніх навантажень на хребтову балку можуть мати місце поява тріщин, деформацій та інших її пошкоджень. Така обставина викликає необхідність здійснення позапланових видів ремонту вагона. Крім того пошкодження несучої конструкції напіввагона на шляху прямування може сприяти екологічній небезпеці перевезень вантажів. У зв'язку з цим важливим є створення заходів, спрямованих на покращення міцності складових несучої конструкції напіввагона при експлуатаційних режимах.

Теоретичний аналіз дослідження. Дослідження міцності несучої конструкції напіввагона проводиться у роботі [1]. Наведені результати визначення втомної довговічності зварної конструкції кузова. Запропоновані заходи щодо підвищення ефективності експлуатації напіввагонів.

Визначення міцності несучої конструкції вагона типу Zans проводиться у роботах [2, 3]. Вагон має удосконалену конструкцію та покращені техніко-економічні характеристики. Розрахунок на міцність реалізований за методом скінчених елементів. Результати розрахунку підтвердили доцільність прийнятих при проектуванні рішень.

Важливо сказати, що при проектуванні даних конструкцій вагонів не передбачено можливості зменшення їх навантаженості при експлуатаційних режимах.

Висвітлення особливостей оптимізації та удосконалення несучих конструкцій вагонів проводиться у роботі [4]. При цьому дані удосконалення орієнтовані на подовження строку експлуатації вагона. Авторами також запропонована нова система технічної діагностики вагона.

Комплекс теоретичних досліджень щодо оптимізації несучої конструкції вантажного вагона проводиться у роботі [5]. Розрахунок проведений за методом скінчених елементів. В якості вагона-прототипу використаний напіввагон типу “BOXN25”.

Однак дані заходи не забезпечують можливості покращення міцності рами при експлуатаційних режимах навантаження.

Удосконалення несучих конструкцій вагонів для підвищення ефективності їх експлуатації у міжнародному сполученні висвітлюються у роботах [6, 7]. Наведені результати моделювання динамічної навантаженості та міцності несучих конструкцій вагонів, які підтверджують доцільність запропонованих технічних рішень.

Разом з цим в даних публікаціях не приділено уваги питанням зменшення навантаженості несучих конструкцій вагонів при маневрових співударяннях.

Мета статті. Метою статті є висвітлення результатів визначення навантаженості удосконаленої конструкції рами напіввагона при експлуатаційних режимах.

Задачі дослідження. Для досягнення зазначеної мети поставлені такі задачі:

- запропонувати заходи щодо удосконалення рами напіввагона;
- провести математичне моделювання динамічної навантаженості напіввагона;
- провести визначення основних показників міцності рами напіввагона.

Викладення основного матеріалу дослідження. Для покращення міцності рами напіввагона при експлуатаційних режимах навантаження, зокрема – маневровому співударянні, пропонується постановку в найбільш навантажених зонах кутових гофр (рис. 1).

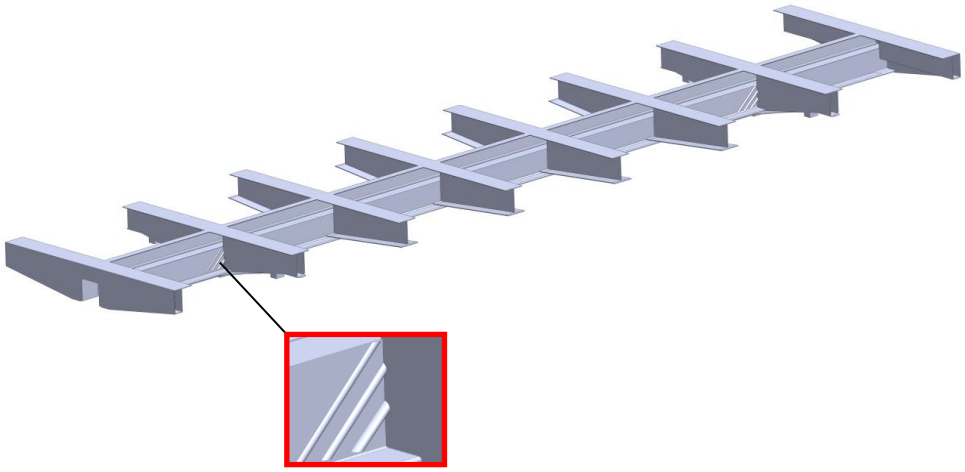

Рисунок 1 – Рама напіввагона

Гофри розміщуються з кожного боку хребтової балки в зонах взаємодії зі шворневими під кутом 45^0 з внутрішнього та зовнішнього її боків. Для обґрунтування запропонованого рішення проведено моделювання навантаженості рами напіввагона. Для цього використано математичну модель, наведену у [8] з урахуванням її адаптації до визначення навантаженості несучої конструкції напіввагона. Модель враховує дію повздовжньої сили на автозчеп. Дослідження проведені у плоскій системі координат. В якості прототипу обрано напіввагон моделі 12-757 на візках 18-100. Враховано, що на задній упор автозчепу діє сила удару у 3,5 МН.

$$M_{бр} \cdot \ddot{x} + \left(M_B \cdot h\right) \cdot \ddot{\varphi} = P_n, \tag{1}$$

$$I_B \cdot \ddot{\varphi} + \left(M_B \cdot h\right) \cdot \ddot{x} - g \cdot \varphi \cdot \left(M_B \cdot h\right) = F_{TP}\left(sign\dot{\Delta}_1 - sign\dot{\Delta}_2\right) + l\left(k_1 \cdot \Delta_1 - k_2 \cdot \Delta_2\right), \tag{2}$$

$$M_B \cdot \ddot{z} = k_1 \cdot \Delta_1 + k_2 \cdot \Delta_2 - F_{TP}\left(sign\dot{\Delta}_1 - sign\dot{\Delta}_2\right), \tag{3}$$

при цьому

$$\Delta_1 = z - l \cdot \varphi; \quad \Delta_2 = z + l \cdot \varphi,$$

де $M_{бр}$ – маса брутто вагона;
M_B – маса несучої конструкції вагона;
I_B – момент інерції вагона;
P_n – величина повздовжньої сили на задній упор автозчепу;
l – половина бази вагона;
F_{TP} – значення сили сухого тертя у ресорному комплекті;
k_1, k_2 – жорсткість пружин ресорного підвішування візків вагона;

x, φ, z – координати, що відповідають, відповідно, повздовжньому, кутовому навколо поперечної осі та вертикальному переміщенню вагона.

Розв'язок диференціальних рівнянь (1) – (3) здійснений за методом Рунге-Кутта в програмному комплексі MathCad [9, 10]. Початкові умови прийняті рівними нулю [11, 12]. Результати розрахунку показали, що прискорення, які діють на несучу конструкцію вагона складають 37,8 м/с^2 (0,37g). Отримана величина прискорення врахована при розрахунках на міцність рами напіввагона. При цьому використано метод скінчених елементів, який реалізовано в програмному комплексі SolidWorks Simulation [13, 14]. Графічні роботи щодо побудови просторової моделі рами здійснені в програмному комплексі SolidWorks.

При складанні скінчено-елементної моделі використані десятивузлові ізопараметричні тетраедри (рис. 2). Оптимальна кількість тетраедрів визначена за графоаналітичним методом [15, 16]. Кількість елементів сітки склала 200409, вузлів – 66528. Максимальний розмір елементу сітки дорівнює 100 мм, мінімальний – 20 мм, максимальне співвідношення боків елементів – 5694,8, відсоток елементів з співвідношенням боків менше трьох – 27,8, більше десяти – 16,6. Мінімальна кількість елементів в колі – 12, співвідношення збільшення розміру елементу – 1,8. Матеріал конструкції – сталь марки 09Г2С зі значенням межі міцності 490 МПа та межі плинності 345 МПа.

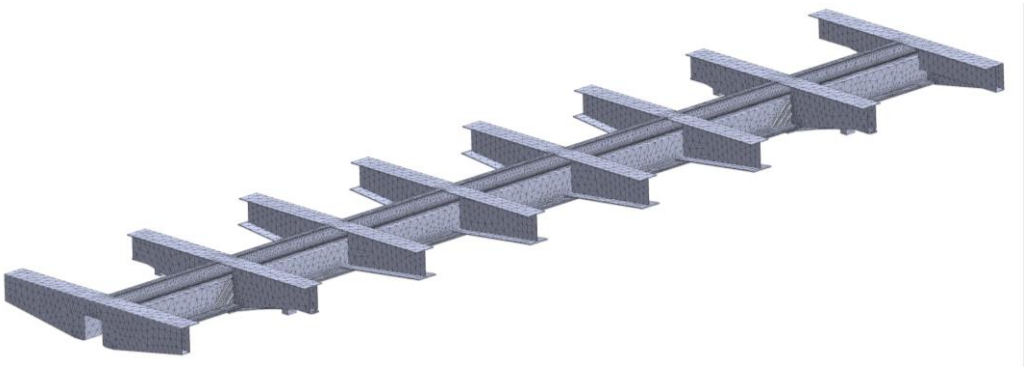

Рисунок 2 – Скінчено-елементна модель рами

При складанні розрахункової схеми рами враховано, що на неї діє вертикальне навантаження $P_в$ з використанням повної вантажопідйомності вагона, повздовжня сила $P_п$ на задній упор автозчепу, а також горизонтальні реакції в п'ятниках $P'_п$.

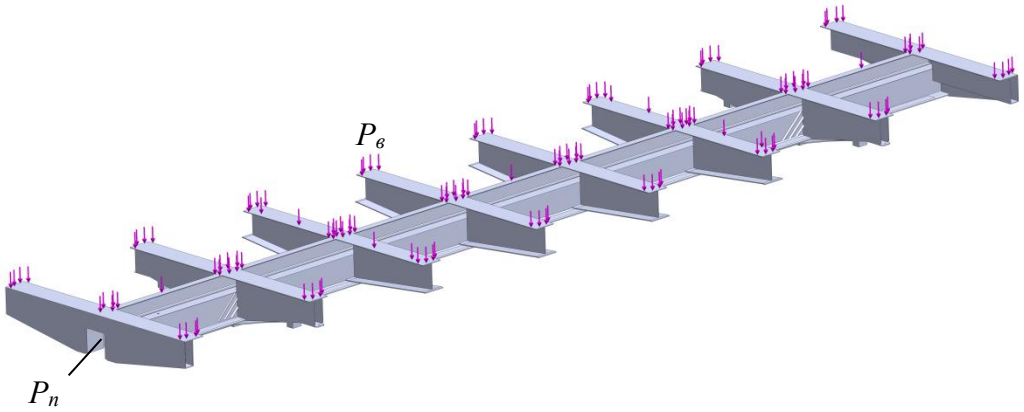

Рисунок 3 – Розрахункова схема рами

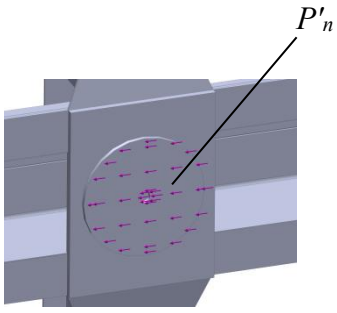

Рисунок 4 – Реакції в п'ятнику рами

Результати розрахунку наведені на рис. 5, 6.

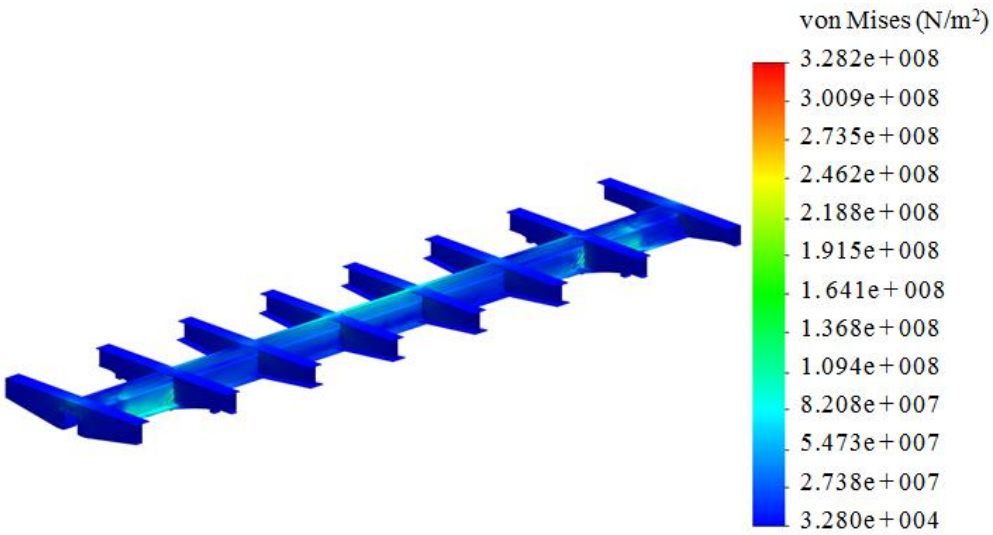

Рисунок 5 – Напружений стан рами

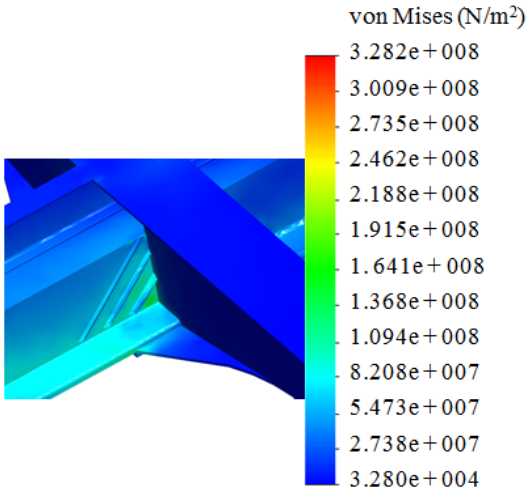

Рисунок 6 – Напружений стан рами в зоні розміщення гофр

Проведені розрахунки показали, що максимальні еквівалентні напруження зосереджені в зоні взаємодії хребтової балки зі шворневою та дорівнюють 328 МПа, що не перевищує допустимих значень [17, 18] та на 5% нижче ніж у типовій конструкції. Максимальні переміщення рами виникають у її середній частині та складають близько 14 мм.

Висновки:

1. Запропоновано заходи щодо удосконалення рами напіввагона. Для покращення міцності рами напіввагона при експлуатаційних режимах навантаження, зокрема – маневровому співударянні, пропонується постановку в найбільш навантажених зонах кутових гофр. Гофри розміщуються з кожного боку хребтової балки в зонах взаємодії зі шворневими під кутом 45^0 з внутрішнього та зовнішнього її боків.

2. Проведено математичне моделювання динамічної навантаженості напіввагона з удосконаленою конструкцією рами. Результати розрахунку показали, що прискорення, які діють на несучу конструкцію вагона складають 37,8 м/с^2 (0,37g). Отримана величина прискорення врахована при розрахунках на міцність рами напіввагона.

3. Проведено визначення основних показників міцності рами напіввагона. Максимальні еквівалентні напруження зосереджені в зоні взаємодії хребтової балки зі шкворневою та дорівнюють 328 МПа, що не перевищує допустимих значень та на 5% нижче ніж у типовій конструкції. Максимальні переміщення рами виникають у її середній частині та складають близько 14 мм.

Проведені дослідження сприятимуть забезпеченню міцності несучих конструкцій напіввагонів в експлуатації та скороченню витрат на їх утримання. Також результати проведених досліджень сприятимуть створенню напрацювань щодо проектування інноваційних конструкцій рухомого складу.

Література

1. D.Ya. Antipin. Justification of a Rational Design of the Pivot Center of the OpenTop Wagon Frame by means of Computer Simulation. D.Ya. Antipin, D.Yu Racin, S.G. Shorokhov. Procedia Engineering. 2016. Vol. 150. P. 150 – 154. doi: 10.1016/j.proeng.2016.06.738
2. Pavol Šťastniak. Investigation of strength conditions of the new wagon prototype type Zans. Pavol Šťastniak, Marián Moravčík, Lukáš Smetanka. MATEC Web of Conferences. 2019. Vol. 254. 02037. https://doi.org/10.1051/matecconf/201925402037
3. Svetoslav Slavchev. Static strength analysis of the body of a wagon, series Zans. Svetoslav Slavchev, Valeri Stoilov, S. Purgic. Journal of the Balkan Tribological Association, 2015, Vol. 21(1). P. 49-57.
4. M. Płaczek. A concept of technology for freight wagons modernization. M. Płaczek, A. Wróbel, A. Buchacz. IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2016, No. 161. doi:10.1088/1757-899X/161/1/012107.
5. Harak S. S. Structural Dynamic Analysis of Freight Railway Wagon Using Finite Element Method. Harak S. S., Sharma S. C., Harsha S. P. Procedia Materials Science. 2014, Vol. 6, P. 1891-1898.
6. Fomin O. Improvements in passenger car body for higher stability of train ferry. Fomin O., Lovska A. Engineering Science and Technology an International Journal. 2020, Vol. 23, Issue 6, P. 1455–1465. https://doi.org/10.1016/j.jestch.2020.08.010
7. Fomin Oleksij. The dynamic loading analysis of containers placed on a flat wagon during shunting collisions. Fomin Oleksij, Lovska Alyona, Radkevych Valentyna, Horban Anatoliy, Skliarenko Inna, Gurenkova Olga. ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. 2019, Vol. 14, No. 21, P. 3747–3752.
8. Богомаз, Г. И. Нагруженность контейнеров-цистерн, расположенных на железнодорожной платформе, при ударах в автосцепку. 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.
9. Кирьянов Д. В. Mathcad 13 / Д. В. Кирьянов. – Петербург: СПб.: БХВ, 2006. – 608 с.
10. Дьяконов В. MATHCAD 8/2000: специальный справочник / В. Дьяконов. – Питер: СПб, 2000. – 592 с.
11. Minochkin A. The improvement of method for the multi-criteria evaluation of the effectiveness of the control of the structure and parameters of interference protection of special-purpose radio communication systems. A. Minochkin, A. Shyshatskyi, V. Hasan, A. Hasan, A. Opalak, A. Hlushko, O. Demchenko, A. Lyashenko, O. Havryliuk, S. Ostapenko. Technology Audit and Production Reserves. 2021. Vol. 4. No.2(60). P. 22–27. https://doi.org/10.15587/2706-5448.2021.235465.
12. Nalapko O. Analysis of mathematical models of mobility of communication systems of special purpose radio communication systems. O. Nalapko, O. Sova, A. Shyshatskyi, A. Hasan, V. Velychko, O. Trotsko, D. Merkotan, N. Protas, R. Lazuta, O. Yakovchuk. Technology Audit and Production Reserves. 2021. Vol. 4. No.2(60). P. 39–44. https://doi.org/10.15587/2706-5448.2021.237433.
13. Fomin Oleksij. Establishing patterns in determining the dynamics and strength of a covered freight car, which exhausted its resource. Oleksij Fomin, Alyona Lovska. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2020. Vol. 6, No. 7 (108). P. 21 – 29. doi: 10.15587/1729-4061.2020.217162
14. Алямовский, А. А. SolidWorks/COSMOSWorks 2006 – 2007. Инженерный анализ методом конечных элементов / А. А. Алямовский. – Москва: ДМК, 2007. – 784 с.
15. Vatulia G. Structural Improvements in a Tank Wagon with Modern Software Packages. G. Vatulia, A. Falendysh, Y. Orel, M. Pavliuchenkov. Procedia Engineering. 2017. Vol. 187. P. 301–307.
16. Kitov Y. Design solutions for structures with optimal internal stress distribution. Y. Kitov, M. Verevicheva, G. Vatulia, Y. Orel, S. Deryzemlia. MATEC Web of Conferences. 2017. Vol. 133(1–3). 03001.
17. ДСТУ 7598:2014. Вагони вантажні. Загальні вимоги до розрахунків та проектування нових і модернізованих вагонів колії 1520 мм (несамохідних).
18. ГОСТ 33211-2014. Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам.

References

1 Antipin, D.Ya. (2016). Justification of a Rational Design of the Pivot Center of the OpenTop Wagon Frame by means of Computer Simulation / D.Ya. Antipin, D.Yu Racin, S.G. Shorokhov // Procedia Engineering. – Vol. 150. P. 150 – 154.

2 Pavol, Šťastniak. (2019). Investigation of strength conditions of the new wagon prototype type Zans / Pavol Šťastniak, Marián Moravčík, Lukáš Smetanka // MATEC Web of Conferences. – Vol. 254. 02037. https://doi.org/10.1051/matecconf/201925402037

3 Svetoslav, Slavchev. (2015). Static strength analysis of the body of a wagon, series Zans / Svetoslav Slavchev, Valeri Stoilov, S. Purgic // Journal of the Balkan Tribological Association. – Vol. 21(1). P. 49-57.

4 Płaczek, M. (2016). A concept of technology for freight wagons modernization / M. Płaczek, A. Wróbel, A. Buchacz // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. – No. 161. doi:10.1088/1757-899X/161/1/012107.

5 Harak, S. S. (2014). Structural Dynamic Analysis of Freight Railway Wagon Using Finite Element Method / Harak S. S., Sharma S. C., Harsha S. P. // Procedia Materials Science. – Vol. 6. P. 1891-1898.

6 Fomin, O. (2020). Improvements in passenger car body for higher stability of train ferry / Fomin O., Lovska A. // Engineering Science and Technology an International Journal. – Vol. 23. Issue 6. P. 1455–1465. https://doi.org/10.1016/j.jestch.2020.08.010
7 Fomin, Oleksij. (2019). The dynamic loading analysis of containers placed on a flat wagon during shunting collisions / Fomin Oleksij, Lovska Alyona, Radkevych Valentyna, Horban Anatoliy, Skliarenko Inna, Gurenkova Olga // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. – Vol. 14. No. 21. P. 3747–3752.
8 Bogomaz, G. I., Mehov, D. D., Pilipchenko, O. P., Chernomashentseva, Yu. G. (1992). Nagruzhennost konteynerovtsistern, raspolozhennyih na zheleznodorozhnoy platforme, pri udarah v avtostsepku. Zb. nauk. prats "Dinamika ta keruvannya ruhom mehanichnih sistem". P. 87 – 95.
9 Kiryanov D. V. Mathcad 13. – Peterburg: SPb.: BHV, 2006. – 608 c.
10 Dyakonov V. MATHCAD 8/2000: specialnyj spravochnik. – Piter: SPb., 2000. – 592 c.
11 Minochkin, A. (2021). The improvement of method for the multi-criteria evaluation of the effectiveness of the control of the structure and parameters of interference protection of special-purpose radio communication systems / A. Minochkin, A. Shyshatskyi, V. Hasan, A. Hasan, A. Opalak, A. Hlushko, O. Demchenko, A. Lyashenko, O. Havryliuk, S. Ostapenko // Technology Audit and Production Reserves. – Vol. 4. No.2(60). P. 22–27. https://doi.org/10.15587/2706-5448.2021.235465.
12 Nalapko, O. (2021). Analysis of mathematical models of mobility of communication systems of special purpose radio communication systems / O. Nalapko, O. Sova, A. Shyshatskyi, A. Hasan, V. Velychko, O. Trotsko, D. Merkotan, N. Protas, R. Lazuta, O. Yakovchuk // Technology Audit and Production Reserves. – Vol. 4. No.2(60). P. 39–44. https://doi.org/10.15587/2706-5448.2021.237433.
13 Fomin, Oleksij. (2020). Establishing patterns in determining the dynamics and strength of a covered freight car, which exhausted its resource / Oleksij Fomin, Alyona Lovska. // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – Vol. 6, No. 7 (108). P. 21 – 29. DOI: 10.15587/1729-4061.2020.217162
14 Alyamovskij A. A. SolidWorks/COSMOSWorks 2006 – 2007. Inzhenernyj analiz metodom konechnyh elementov. – Moskva: DMK, 2007. – 784 s.
15 Vatulia G. (2017). Structural Improvements in a Tank Wagon with Modern Software Packages / G. Vatulia, A. Falendysh, Y. Orel, M. Pavliuchenkov // Procedia Engineering. – Vol. 187. P. 301–307.
16 Kitov Y. (2017). Design solutions for structures with optimal internal stress distribution / Y. Kitov, M. Verevicheva, G. Vatulia, Y. Orel, S. Deryzemlia // MATEC Web of Conferences. – Vol. 133(1–3). 03001.
17 DSTU 7598:2014. Vagoni vantazhni. Zagal'ni vimogi do rozrahunkiv ta proektuvannya novih i modernizovanih vagoniv kolii 1520 mm (nesamohidnih).
18 GOST 33211-2014. Vagony gruzovye. Trebovaniya k prochnosti i dinamicheskim kachestvam.

To reduce the load on the frame of the gondola car during shunting collision, it is proposed to install angular corrugations in the most loaded areas of the spine beam. The corrugations are placed on each side of the spine beam in the areas of interaction with the pivot at an angle of 450 on the inner and outer sides.

To substantiate the proposed solution, modeling of the load of the gondola frame at the most unfavorable load mode - shunting collision. In order to determine the dynamic loads acting on the frame of the gondola, mathematical modeling was performed. The research was carried out in a flat coordinate system. The gondola model 12-757 on carts 18-100 was chosen as a prototype. It is taken into account that an impact force of 3.5 MN acts on the rear stop of the autocoupling. The solution of differential equations is carried out by the Runge-Kutta method in the MathCad software package under initial conditions equal to zero. The calculation results showed that the accelerations acting on the supporting structure of the gondola are 37.8 m / s2 (0.37g). The obtained value of acceleration is taken into account when calculating the strength of the frame of the gondola. The finite element method is used, which is implemented in the SolidWorks Simulation software package. Graphic work on the construction of a spatial model of the frame was carried out in the software package SolidWorks. Ten nodal isoparametric tetrahedra were used in compiling the finite element model of the frame.

The calculations showed that the maximum equivalent stresses are concentrated in the area of interaction of the spine beam with the pivot and is equal to 328 MPa, which does not exceed the allowable values and is 5% lower than in the typical design. The maximum displacements of the frame occur in its middle part and are about 14 mm.

The conducted researches will promote maintenance of durability of bearing designs of gondola cars in operation and reduction of expenses for their maintenance. Also, the results of the research will contribute to the creation of developments in the design of innovative structures of rolling stock.

Key words: *transport mechanics, gondola car, load - bearing structure, dynamic loading, strength.*

Фомін О. В. – д.т.н., професор кафедри "Вагони та вагонне господарство" Державного університету інфраструктури та технологій.

Ловська А. О. – д.т.н., доцент кафедри інженерії вагонів та якості продукції Українського державного університету залізничного транспорту.