

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

УДК 629.463.65-047.37

А. О. ЛОВСЬКА^{1*}, О. В. ФОМІН², А. В. РИБІН³

^{1*}Каф. «Інженерія вагонів та якість продукції», Український державний університет залізничного транспорту, пл. Фейербаха, 7, Харків, Україна, 61050, тел. +38 (057) 730 10 35, ел. пошта alyonalovskaya.vagons@gmail.com, ORCID 0000-0002-8604-1764

²Каф. «Вагони та вагонне господарство», Державний університет інфраструктури та технологій, вул. Кирилівська, 9, Київ, Україна, 04071, тел. +380 (67) 813 97 88, ел. пошта fomin1985@ukr.net, ORCID 0000-0003-2387-9946

³Каф. «Інженерія вагонів та якість продукції», Український державний університет залізничного транспорту, пл. Фейербаха, 7, Харків, Україна, 61050, тел. +38 (057) 730 10 35, ел. пошта rybinandrey2006@gmail.com, ORCID 0000-0003-4430-8018

Дослідження динамічної навантаженості несучої конструкції піввагона з пружно-в'язким наповнювачем у хребтовій балці

Мета. У роботі передбачено дослідити динамічну навантаженість несучої конструкції піввагона з пружно-в'язким наповнювачем у хребтовій балці шляхом математичного моделювання. **Методика.** Здійснено математичне моделювання динамічної навантаженості несучої конструкції піввагона із замкненою хребтовою балкою, заповненою наповнювачем із пружно-в'язкими властивостями. До уваги взято випадок найбільшого навантаження несучої конструкції піввагона в експлуатації – маневрове співударяння з урахуванням дії на задній упор автотягача навантаження у 3,5 МН. Для визначення динамічної навантаженості піввагона використано математичну модель, сформовану проф. Г. І. Богомазом. У рамках цього дослідження модель доопрацьовано шляхом адаптації її до визначення динамічної навантаженості піввагона. У ній враховано сили тертя, які виникають між п'ятниками кузова та підп'ятниками візків, а також властивості енергопоглинального матеріалу. Розв'язок математичної моделі здійснено в програмному комплексі MathCad. При цьому диференціальні рівняння руху зведено до нормальної форми Коші, а потім інтегровано за методом Рунге–Кутта. Початкові переміщення та швидкості враховано рівними нулю. Розрахунок здійснено на прикладі універсального піввагона моделі 12–757 виробництва ПАТ «Крюківський вагонобудівний завод» (м. Кременчук) на типових візках 18–100. **Результати.** Отримано прискорення як складові динамічного навантаження, які діють на піввагон із замкненою конструкцією хребтової балки, заповненої наповнювачем із пружно-в'язкими властивостями. Встановлено, що за жорсткості матеріалу, яким заповнена хребтова балка, 82 кН/м, а також коефіцієнта в'язкого опору 120 кН·с/м максимальні прискорення несучої конструкції піввагона складають близько 37 м/с² (0,37 g). **Наукова новизна.** Запропоновано математичну модель для визначення динамічної навантаженості піввагона із замкненою конструкцією хребтової балки, заповненої наповнювачем із пружно-в'язкими властивостями. Модель дозволяє отримати прискорення як складові динамічного навантаження, які діють на несучу конструкцію піввагона, з урахуванням заходів щодо вдосконалення за маневрового співударяння. **Практична значимість.** Результати проведених досліджень сприятимуть зменшенню пошкоджень несучих конструкцій піввагонів в експлуатації, скороченню витрат на їх утримання, створенню напрацювань щодо проектування інноваційних конструкцій рухомого складу, а також підвищенню ефективності його експлуатації.

Ключові слова: піввагон; несуча конструкція; хребтова балка; динамічна навантаженість; маневрове співударяння

Вступ

В умовах сучасного розвитку транспортної галузі утримання лідерських позицій вимагає від залізниці введення в експлуатацію рухомого складу нового покоління. На стадії конструювання такого рухомого складу важливим є використання методів оптимального проектування, обґрунтування та впровадження нових прогресивних матеріалів, інноваційних рішень тощо.

Уже тривалий час найбільш затребуваним типом вантажного вагона в експлуатації є піввагон. Несуча конструкція цього вагона складається з рами та кузова. Причому основні поздовжні навантаження в експлуатації сприймає хребтова балка вагона. Найбільш навантаженим режимом її експлуатації є маневрове співударяння вагонів. Варто сказати, що внаслідок періодичної дії повздовжніх навантажень на раму піввагона, підвищених швидкостей співударянь в умовах маневрових робіт та інших експлуатаційних режимів можуть мати місце такі пошкодження, як тріщини, деформації, обриви зварювальних швів тощо (рис. 1).

Така обставина викликає необхідність вилучення вагонів з інвентарного парку або здійснення позапланових видів ремонту, а отже, і додаткових витрат на їх утримання. У зв'язку з цим важливим є вдосконалення несучих конструкцій піввагонів із метою зменшення їх динамічної навантаженості за експлуатаційних режимів.

Автори статті провели аналітичний огляд публікацій із питань забезпечення міцності несучих конструкцій вагонів за експлуатаційних режимів навантажень.

У публікації [8] обґрунтовано застосування універсального профілю для хребтової балки вагона. Цей профіль має С-подібну конфігурацію. Наведено результати розрахунку на міцність, які підтвердили доцільність запропонованих рішень. Слід зазначити, що заходів щодо зменшення динамічної навантаженості рами піввагона при цьому не запропоновано.

Визначенню міцності рами швидкісного вагона-платформи присвячена робота [1]. З'ясовано поля дислокації максимальних еквівалентних напружень та основні показники міцності рами.

a a



б – б



Рис. 1. Пошкодження рами піввагона:
a – тріщина в хребтовій балці;
б – відрив шворневої балки

Fig. 1. Damage to the gondola car frame:
a – center sill crack; *b* – body bolster break

Проведено порівняльний аналіз межі витривалості рами за результатами теоретичного розрахунку та стендових випробувань. Разом із цим питанням зменшення навантаженості рами вагона-платформи уваги не приділено.

Аналіз теоретичних та експериментальних досліджень міцнісних якостей елементів рухомого складу на прикладі хребтової балки вантажних вагонів висвітлено в роботі [7]. Наведений приклад використання запропонованого

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

підходу засвідчив його працездатність та ефективність, а також правильність спрямування відповідних науково-дослідних робіт.

У публікації [2] подано розрахунок на міцність кузова піввагона за найбільш несприятливих експлуатаційних режимів навантажень та запропоновано заходи щодо вдосконалення його несучої конструкції.

Однак такі заходи спрямовані на посилення складових несучих конструкцій вагонів, а не зменшення їх динамічної навантаженості в експлуатації.

Обґрунтування вдосконалення несучої конструкції піввагона для забезпечення міцності та надійності його експлуатації висвітлено в роботі [9]. Із метою визначення міцності та втомної довговічності кузова піввагона використано методи математичного моделювання. Результати моделювання підтвердили доцільність запропонованого вдосконалення. Зазначимо, що запропоновані заходи не сприятимуть зменшенню динамічної навантаженості несучої конструкції піввагона в експлуатації.

У роботах [10, 11] наведено результати визначення динамічної навантаженості піввагона з наповнювачем у несучій конструкції. Особливістю піввагона є те, що складові несучої конструкції виготовлені з труб круглого перерізу. При цьому як наповнювач розглянуто піноалюміній. Однак така несуча конструкція вагона характеризується складністю з технологічної точки зору виготовлення та експлуатації.

Мета

Основною метою статті є дослідження динамічної навантаженості несучої конструкції піввагона з пружно-в'язким наповнювачем у хребтовій балці шляхом математичного моделювання. Для досягнення зазначеної мети визначено такі задачі:

- скласти розрахункову схему несучої конструкції піввагона з пружно-в'язким наповнювачем у хребтовій балці за маневрового співударяння;
- визначити динамічну навантаженість несучої конструкції піввагона.

Методика

Типова хребтова балка піввагона складається з двох Z-подібних профілів, перекритих двотавром (рис. 2, *a*). Для поліпшення міцності хребтової балки та зменшення витрат на позапланові види ремонтів піввагонів запропоновано використання профілів, які утворюють замкнений переріз хребтової балки, заповнений енергопоглинальним матеріалом у пружно-в'язкими властивостями. Зверху на хребтовій балці розміщується двотавр (рис. 2, *b*).

Для обґрунтування використання хребтової балки запропонованої конструкції проведено математичне моделювання динамічної навантаженості піввагона. До уваги взято випадок поздовжньої навантаженості несучої конструкції піввагона за маневрового співударяння. Розрахункова схема піввагона наведена на рис. 3.

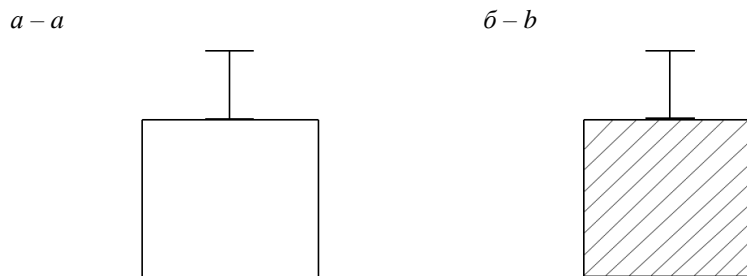


Рис. 2. Переріз хребтової балки піввагона:
a – типова конструкція; *b* – удосконалена конструкція

Fig. 2. Cross section of the center sill of the gondola car:
a – typical design; *b* – improved design

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

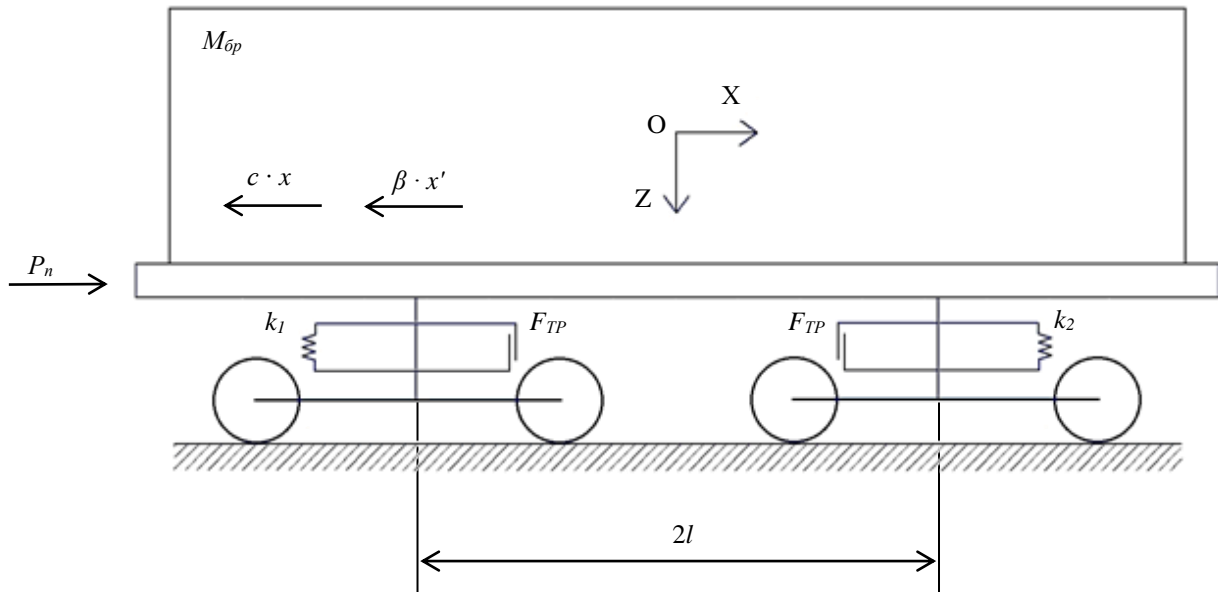


Рис. 3. Розрахункова схема піввагона

Fig. 3. Gondola car calculation scheme

Для визначення динамічної навантаженості піввагона використано математичну модель, сформовану проф. Г. І. Богомазом. У рамках цього дослідження модель доопрацьовано шляхом адаптації її до визначення динамічної на-

вантаженості піввагона. У ній враховано сили тертя, які виникають між п'ятниками кузова та підп'ятниками візків, а також властивості енергопоглинального матеріалу.

$$M_{бр} \cdot \ddot{x} + (M_B \cdot h) \cdot \ddot{\phi} = P_n - 2P_{тр} - \beta \cdot \dot{x} - c \cdot x; \quad (1)$$

$$I_B \cdot \ddot{\phi} + (M_B \cdot h) \cdot \dot{x} - g \cdot \phi \cdot (M_B \cdot h) = l \cdot F_{тр} (\text{sign} \dot{\Delta}_1 - \text{sign} \dot{\Delta}_2) + l(k_1 \cdot \Delta_1 - k_2 \cdot \Delta_2); \quad (2)$$

$$M_B \cdot \ddot{z} = k_1 \cdot \Delta_1 + k_2 \cdot \Delta_2 - F_{тр} (\text{sign} \dot{\Delta}_1 - \text{sign} \dot{\Delta}_2), \quad (3)$$

де $\Delta_1 = z - l \cdot \phi$; $\Delta_2 = z + l \cdot \phi$, $M_{бр}$ – маса бруто вагона; M_B – маса несучої конструкції вагона; I_B – момент інерції вагона; P_n – величина поздовжньої сили на задній упор автозчепу; $P_{тр}$ – сили тертя, які виникають між п'ятниками рами та підп'ятниками візків; c – жорсткість матеріалу, яким заповнена хребтова балка; β – коефіцієнт в'язкого опору матеріалу, яким заповнена хребтова балка; l – половина бази вагона; $F_{тр}$ – абсолютне значення сили сухого тертя у ресорному комплекті; k_1, k_2 – жорсткість пружин ресорного підвішування візків вагона; x, ϕ, z – координати, що відповідають, відповідно, поздовжньому, кутовому навколо поперечної осі та вертикальному переміщенню вагона.

Результати

Розрахунок проведено для піввагона моделі 12–757 на візках 18–100. Значення поздовжньої сили, яка діє на задні упори автозчепу, узятю рівною 3,5 МН [3, 4]. Вхідними параметрами математичної моделі є технічні характеристики піввагона, візків, сила удару в автозчеп, а також властивості енергопоглинального матеріалу. Враховано, що жорсткість матеріалу, яким заповнена хребтова балка, складає 82 кН/м, а коефіцієнт в'язкого опору – 120 кН · с/м.

Розв'язок диференціальних рівнянь (1) – (3) здійснено за методом Рунге–Кутта в програмному комплексі MathCad [5, 6] у вигляді:

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

$$F(t, y) = \begin{bmatrix} y_2 \\ y_4 \\ y_6 \\ \frac{P_{\text{п}} - (P_{\text{п}} - 2P_{\text{тр}} - \beta \cdot y_2 - c \cdot y_1) - (M_{\text{в}} \cdot h) \cdot \dot{y}_4}{M_{\text{бп}}} \\ \frac{l \cdot F_{\text{тр}} (\text{sign} \dot{\Delta}_1 - \text{sign} \dot{\Delta}_2) + l(k_1 \cdot \Delta_1 - k_2 \cdot \Delta_2) - (M_{\text{в}} \cdot h) \cdot \dot{y}_2 + g \cdot y_3 \cdot (M_{\text{в}} \cdot h)}{I_{\text{в}}} \\ \frac{k_1 \cdot \Delta_1 + k_2 \cdot \Delta_2 - F_{\text{тр}} (\text{sign} \dot{\Delta}_1 - \text{sign} \dot{\Delta}_2)}{M_{\text{в}}} \end{bmatrix}, \quad (4)$$

$$Z = \text{rkfixed}(Y0, tn, tk, n, F).$$

При цьому $y_1 = x$; $y_3 = \varphi$; $y_5 = z$; $y_2 = y'_1$;
 $y_4 = y'_3$; $y_6 = y'_5$.

Початкові умови взято рівними нулю:

$$Y0 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}.$$

Узагальнені прискорення обчислено в масиві $ddq_{j,i}$:

$$ddq_{j,1} = \frac{P_{\text{п}} - (P_{\text{п}} - 2P_{\text{тр}} - \beta \cdot y_2 - c \cdot y_1) - (M_{\text{в}} \cdot h) \cdot \dot{y}_4}{M_{\text{бп}}}, \quad (5)$$

$$ddq_{j,2} = \frac{l \cdot F_{\text{тр}} (\text{sign} \dot{\Delta}_1 - \text{sign} \dot{\Delta}_2) + l(k_1 \cdot \Delta_1 - k_2 \cdot \Delta_2) - (M_{\text{в}} \cdot h) \cdot \dot{y}_2 + g \cdot y_3 \cdot (M_{\text{в}} \cdot h)}{I_{\text{в}}}, \quad (6)$$

$$ddq_{j,3} = \frac{k_1 \cdot \Delta_1 + k_2 \cdot \Delta_2 - F_{\text{тр}} (\text{sign} \dot{\Delta}_1 - \text{sign} \dot{\Delta}_2)}{M_{\text{в}}}. \quad (7)$$

Результати розрахунку дозволили отримати прискорення, які діють на раму піввагона із замкненою конструкцією хребтової балки (рис. 4).

При цьому максимальна величина прискорення складала близько 37 м/с^2 . Отримана величина прискорення на 4 % нижча за прискорення, яке діє на піввагон із типовою конструкцією хребтової балки.

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

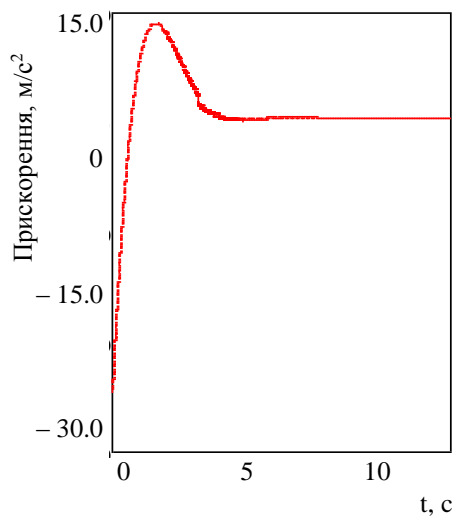


Рис. 4. Прискорення, які діють у центрі мас несучої конструкції піввагона

Fig. 4. Accelerations acting in the mass center of the supporting structure of the gondola car

Наукова новизна та практична значимість

Запропоновано математичну модель для визначення динамічної навантаженості піввагона із замкненою конструкцією хребтової балки, заповненої наповнювачем із пружно-в'язкими властивостями. Модель дозволяє отримати прискорення як складові динамічного навантаження, які діють на несучу конструкцію півва-

гона, з урахуванням заходів щодо вдосконалення за маневрового співударяння.

Результати проведених досліджень сприятимуть зменшенню пошкоджень несучих конструкцій піввагонів в експлуатації, скороченню витрат на їх утримання, створенню напрацювань щодо проєктування інноваційних конструкцій рухомого складу, а також підвищенню ефективності його експлуатації.

Висновки

1. Складено розрахункову схему несучої конструкції піввагона з пружно-в'язким наповнювачем у хребтовій балці за маневрового співударяння. До уваги взято плоску систему координат. Враховано, що піввагон має три ступені вільності. Під час складання розрахункової схеми також враховано сили тертя, які виникають між п'ятниками кузова та підп'ятниками візків, і властивості енергопоглинального матеріалу.

2. Визначено динамічну навантаженість несучої конструкції піввагона. Враховано, що жорсткість матеріалу, яким заповнена хребтова балка, складає 82 кН/м, а коефіцієнт в'язкого опору – 120 кН · с/м.

Максимальна величина прискорення, яке діє на несучу конструкцію піввагона, склала близько 37 м/с². Отримана величина прискорення на 4 % нижча за прискорення, яке діє на піввагон із типовою конструкцією хребтової балки.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Бондаренко К. В. Оценка прочности рамы скоростного вагона-платформы. *Транспорт Российской Федерации*. 2014. № 3 (52). С. 49–51.
2. Візник Р. І., Чепурченко І. В., Яценко А. О. Особливості визначення експлуатаційних навантажень кузова напіввагона та шляхи удосконалення його конструкції з метою забезпечення міцності і збереження. *Збірник наукових праць УкрДУЗТ*. 2016. Вип. 159. С. 91–97.
DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.159.2016.67018>
3. *ГОСТ 33211-2014. Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам*. [Действителен от 2016-07-01]. Москва, 2016. 54 с.
4. *ДСТУ 7598:2014. Вагони вантажні. Загальні вимоги до розрахунків та проєктування нових і модернізованих вагонів колії 1520 мм (несамохідних)*. [Чинний від 2015-07-01]. Київ, 2015. 250 с.
5. Дьяконов В. *MATHCAD 8/2000 : спец. справ.* Санкт-Петербург : Питер, 2000. 592 с.
6. Кирьянов Д. В. *Mathcad 13*. Санкт-Петербург : БХВ-Петербург, 2006. 608 с.
7. Недужа Л. О., Швець А. О. Теоретичні та експериментальні дослідження міцнісних якостей хребтової балки вантажного вагона. *Наука та прогрес транспорту*. 2018. № 1 (73). С. 131–147.
DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2018/123457>
8. Соколов А. М., Савушкина Ю. В., Новоселов А. Ю., Коротков Д. С. Универсальный профиль для хребтовой балки вагонов. *Транспорт Российской Федерации*. 2019. № 1 (80). С. 50–55.

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

9. Antipin D. Ya., Racin D. Yu., Shorokhov S. G. Justification of a Rational Design of the Pivot Center of the OpenTop Wagon Frame by means of Computer Simulation. *Procedia Engineering*. 2016. Vol. 150. P. 150–154. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.06.738>
10. Fomin O., Gerlici J., Gorbunov M., Vatulia G., Lovska A., Kravchenko K. Research into the Strength of an OpenWagon with Double Sidewalls Filled with Aluminium Foam. *Materials*. 2021. Vol. 14 (12). P. 1–10. DOI: <https://doi.org/10.3390/ma14123420>
11. Fomin O., Gorbunov M., Lovska A., Gerlici J., Kravchenko K. Dynamics and Strength of Circular Tube Open Wagons with Aluminum Foam Filled Center Sills. *Materials*. 2021. Vol. 14 (8). P. 1–12. DOI: <https://doi.org/10.3390/ma14081915>

A. O. LOVSKA^{1*}, O. V. FOMIN², A. V. RYBIN³

^{1*}Dep. «Wagon Engineering and Product Quality», Ukrainian State University of Railway Transport, Feuerbach Sq., 7, Kharkiv, Ukraine, 61500, tel. +38 (057) 730 10 35, e-mail alyonalovskaya.vagons@gmail.com, ORCID 0000-0002-8604-1764

²Dep. «Cars and Carriage Facilities», State University of Infrastructure and Technologies, Kyrylivska St., 9, Kyiv, Ukraine, 03049, tel. +38 (067) 813 97 88, e-mail fomin1985@ukr.net, ORCID 0000-0003-2387-9946

³Dep. «Wagon Engineering and Product Quality», Ukrainian State University of Railway Transport, Feuerbach Sq., 7, Kharkiv, Ukraine, 61500, tel. +38 (057) 730 10 35, e-mail rybinandrey2006@gmail.com, ORCID 0000-0003-4430-8018

Dynamic Loading Research of the Gondola Car Supporting Structure with an Elastic-Viscous Filler in a Center Sill

Purpose. The work aims to investigate dynamic loading of the supporting structure of a gondola car with an elastic-viscous filler in the center sill by means of mathematical modeling. **Methodology.** Mathematical modeling of the dynamic loading of the supporting structure of a gondola car with a closed center sill filled with a filler with elastic-viscous properties has been carried out. The case of the highest load on the supporting structure of the gondola car in operation is taken into account – a shunting collision, taking into account the action of a load of 3.5 MN on the rear stop of the automatic coupler. To determine the dynamic loading of a gondola car, a mathematical model formed by prof. G. I. Bohomaz was used. However, within the framework of this study, the model was refined by adapting it to the determination of the dynamic loading of a gondola car. It also takes into account the friction forces arising between the center plates of the body and the center pivots of the bogies, as well as the properties of the energy-absorbing material. The solution of the mathematical model was carried out in the MathCad software package. In this case, the differential equations of motion were reduced to the Cauchy normal form, and then integrated using the Runge-Kutta method. Initial displacements and speeds are taken equal to zero. The calculation was carried out on the example of a universal gondola car model 12-757 built by Kriukivskiyi Carriage Works PJSC (Kremenchug) on standard bogies 18-100. **Findings.** Accelerations are obtained as components of a dynamic load acting on a gondola car with a closed center sill structure filled with an elastic-viscous filler. It was found that with the stiffness of the center sill filler of 82 kN/m, as well as the viscous resistance coefficient of -120 kN·s/m, the maximum accelerations of the gondola car supporting structure is about 37 m/s² (0.37g). **Originality.** A mathematical model is proposed for determining the dynamic loading of a gondola car with a closed structure of a center sill filled with an elastic-viscous filler. The model makes it possible to obtain accelerations as the components of the dynamic loading acting on the supporting structure of the gondola car, taking into account the improvement measures during a shunting collision. **Practical value.** The results of the research will help to reduce the damage to the supporting structures of gondola cars in operation, reduce the cost of their maintenance, create developments in the design of innovative structures of rolling stock, as well as increase the efficiency of its operation.

Keywords: gondola car; supporting structure; center sill; dynamic loading; shunting impact

REFERENCES

1. Bondarenko, K. V. (2014). Strength evaluation for high-speed platform wagon frame. *Transport Rossiyskoy Federatsii*, 3(52), 49-51. (in Russian)
2. Viznyak, R. I., Chepurchenko, I. V., Yatsenko, A. O. (2016). Features of identifying operational loads the body of open-top car and ways of improving its design to ensure durability and preservation. *Collection of Scien-*

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

- tific Works of the Ukrainian State University of Railway Transport*, 159, 91-97.
DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.159.2016.67018> (in Ukrainian)
3. *Vagony gruzovye. Trebovaniya k prochnosti i dinamicheskim kachestvam*, 54 GOST 33211-2014 (2016). (in Russian)
 4. *Vagoni vantazhni. Zagalni vimogi do rozrahunkiv ta proektuvannya novih i modernizovanih vagoniv koliyi 1520mm (nasamohidnih)*, 250 DSTU 7598:2014 (2015). (in Ukrainian)
 5. Dyakonov, V. (2000). *MATHCAD 8/2000: spetsialnyy spravochnik*. Saint Petersburg: Piter. (in Russian)
 6. Kiryanov, D. V. (2006). *Mathcad 13*. Saint Petersburg: BHV-Peterburg. (in Russian)
 7. Neduzha, L. O., & Shvets, A. O. (2018). Theoretical and experimental research of strength properties of spine beam of freight cars. *Science and Transport Progress*, 1(73), 131-147.
DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2018/123457> (in Ukrainian)
 8. Sokolov, A. M., Savushkina, I. V., Novoselov, A. Iu., & Korotkov, D. S. (2019). Multifunctional configuration for wagon longitudinal tie rod. *Transport Rossiyskoy Federatsii*, 1(80), 50-55. (in Russian)
 9. Antipin, D. Y., Racin, D. Y., & Shorokhov, S. G. (2016). Justification of a Rational Design of the Pivot Center of the Open-top Wagon Frame by means of Computer Simulation. *Procedia Engineering*, 150, 150-154.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.06.738> (in English)
 10. Fomin, O., Gorbunov, M., Gerlici, J., Vatulia, G., Lovska, A., & Kravchenko, K. (2021). Research into the Strength of an Open Wagon with Double Sidewalls Filled with Aluminium Foam. *Materials*, 14(12), 1-10.
DOI: <https://doi.org/10.3390/ma14123420> (in English)
 11. Fomin, O., Gorbunov, M., Lovska, A., Gerlici, J., & Kravchenko, K. (2021). Dynamics and Strength of Circular Tube Open Wagons with Aluminum Foam Filled Center Sills. *Materials*, 14(8), 1-12,
DOI: <https://doi.org/10.3390/ma14081915> (in English)

Надійшла до редколегії: 08.02.2021

Прийнята до друку: 07.06.2021