

УДК 629.463.001.63

DOI: 10.15587/1729-4061.2019.166329

## Визначення динамічної навантаженості напіввагона з двотрубною хребтовою балкою

О. В. Фомін, А. О. Ловська, О. А. Дакі, В. І. Богом'я, О. М. Тимошук, В. П. Ткаченко

Для забезпечення міцності несучих конструкцій напіввагонів запропоновано впровадження концепту упряжного пристрою, який можна реалізувати на напіввагонах з несучими елементами з круглих труб. Особливістю концепту є те, що консольні частини хребтової балки заповнені в'язкою речовиною з демпфуючими та антикорозійними властивостями. Для перетворення кінетичної енергії удару в енергію дисипації в концепт входить поршень з двома дросельними клапанами (впускним та випускним).

З метою визначення динамічної навантаженості несучої конструкції напіввагону, обладнаного концептом упряжного пристрою, проведено математичне моделювання. Складено математичну модель динамічної навантаженості напіввагона при маневровому співударянні. Враховано, що на раму напіввагона діє повздовжнє навантаження у 3,5 МН. Розв'язок диференціальних рівнянь проведено за методом Рунге-Кутта в середовищі програмного забезпечення Mathcad. Встановлено, що максимальна величина прискорення, яка діє на напіввагон, з урахуванням заходів щодо удосконалення, складає близько  $30 \text{ м/с}^2$ . Запропоновані технічні рішення дозволяють знизити величину динамічної навантаженості несучої конструкції напіввагона при маневровому співударянні на 25 %.

Проведено комп'ютерне моделювання динамічної навантаженості напіввагона в програмному забезпеченні CosmosWorks. В якості розрахункового використаний метод скінчених елементів. Максимальні прискорення при цьому склали близько  $37 \text{ м/с}^2$  та зосереджені в консольних частинах хребтової балки.

Перевірка адекватності розроблених моделей динамічної навантаженості несучої конструкції напіввагона здійснена за критерієм Фішера (F-критерієм). Оптимальна кількість вимірів визначена за критерієм Горсета (Стьюдента).

Результати проведених розрахунків показали, що гіпотеза про адекватність не відхиляється.

Проведені дослідження сприятимуть зменшенню динамічної навантаженості несучих конструкцій напіввагонів у експлуатації та витрат на позапланові види ремонту. Проведені дослідження дозволять створити рекомендації щодо проектування інноваційного рухомого складу з покращеними техніко-економічними показниками

Ключові слова: напіввагон, несуча конструкція, прискорення, динамічна навантаженість, упряжний пристрій, маневрове співударяння

## 1. Вступ

Розвиток економічної діяльності між євразійськими державами вимагає забезпечення транспортної галузі інноваційним рухомим складом з покращеними техніко-економічними показниками. Відомо, що одним з найбільш затребуваних типів рухомого складу в експлуатації є універсальні напіввагони. Разом з цим, напіввагони є одним з найбільш пошкоджуваних типів вагонів у експлуатації.

Значна кількість пошкоджень напіввагонів приходить на їх несучі конструкції при маневрових операціях, що обумовлено підвищеними швидкостями співударень, які перевищують нормативні (рис. 1).



*a*



*б*

Рис. 1. Пошкодження кузова напіввагона при підвищених швидкостях співударення: *a* – вузол взаємодії хребтової балки зі шворневою; *б* – вузол взаємодії вертикальної стійки зі шворневою балкою

На гірках сортувальних станцій щодобово переробляється велика кількість вагонів. При цьому темпи роботи гіркових пристроїв безперервно підвищуються.

Маневрові операції супроводжуються збільшенням швидкостей співударянь вагонів та підвищенням силових навантажень на їх складові конструкції. У зв'язку з цим кількість пошкоджень вагонів при маневрах постійно збільшується [1].

При розпуску з гірок пошкоджень зазнають і нові напіввагони. Найбільша кількість пошкоджень при цьому припадає на елементи несучої конструкції кузовів. Значних пошкоджень зазнають шворневі балки рами, це обумовлено тим, що найбільші величини напружень при ударній взаємодії вагонів зосереджені в зоні перетину її з хребтовою балкою.

В умовах підвищених швидкостей співударяння еквівалентні напруження в елементах кузова можуть перевищувати допустимі. При значних силових навантаженнях може здійснюватися переміщення вантажу всередині кузова вагона, що спричиняє додатковий силовий вплив на несучу конструкцію. Особливо це має місце при слабкому кріпленні довгомірних вантажів в середині кузова. Наслідками такого порушення є пошкодження торцевих стін напіввагонів або дверей.

Значний вплив на пошкодження кузовів напіввагонів спричиняють маневрові технічні засоби. Підгіркові колії іноді мають ухили, що значно відрізняються не тільки на окремо взятих станціях, що працюють в однакових умовах, але навіть в межах одного парку.

Велика кількість всіх пошкоджень в процесі розпуску вагонів виникає внаслідок порушення встановленої технології сортувальної роботи. Більше половини з них відбувається за виною регулювальників швидкостей та операторів [1].

Відомо, що для поглинання кінетичної енергії удару несучою конструкцією вагона при маневрових операціях використовується упряжний пристрій з поглинальним апаратом всередині. При значних швидкостях співударянь в випадку коли використовується повна енергоємність апарату він "зачинається", тобто не поглинає енергію. При цьому на вертикальну поверхню задніх упорів передається ударне навантаження без урахування можливого поглинання, що може призвести до пошкоджень несучих конструкцій вагонів та їх складових.

Для забезпечення збереження напіввагонів при маневровому співударянні, як випадку найбільшої навантаженості конструкції у експлуатації, необхідним є удосконалення вагонів для зменшення динамічної навантаженості [2]. Одним з найбільш ефективних напрямків вирішення цього питання є впровадження у експлуатацію нового концепту упряжного пристрою для поглинання повздовжньо-динамічних навантажень. Таке технічне рішення дозволить спростити конструкцію існуючого упряжного пристрою, а відповідно, підвищити його надійність та енергоємність. Це сприятиме забезпеченню міцності несучих конструкцій кузовів напіввагонів при експлуатаційних режимах навантаження, а також скороченню витрат на позапланові види ремонту. Також запропоновані заходи дозволять підвищити ефективність експлуатації напіввагонів на сучасному етапі розвитку залізничної галузі.

## **2. Аналіз літературних джерел та постановка проблеми**

Особливості експериментальної оцінки спектру ударного відгуку рухомого складу проводиться у [3]. В роботі наведені результати обробки результатів випробувань контейнера-цистерни моделі CTL-26/0,4 типа UN T14 при різних

режимах ударного навантаження. Отримана оцінка досліджуваних властивостей контейнера-цистерни. Однак в роботі не приділяється уваги питанню удосконалення упряжного пристрою автотягачу для зменшення динамічної навантаженості вагона в експлуатації.

Заходи щодо удосконалення упряжного пристрою вагона з метою зменшення динамічної навантаженості при експлуатаційних режимах запропоновані у [4]. Наведено результати математичного та комп'ютерного моделювання динамічної навантаженості вагона. Здійснено верифікацію наведених моделей. Дослідження динамічної навантаженості напіввагона, хребтова балка якого складається з двох круглих труб у роботі не проводиться.

Обґрунтування впровадження стикованого виконання хребтової балки вагонів-окатишевозів наведено у [5]. Результати проведених теоретичних розрахунків та експериментальних досліджень на міцність підтвердили доцільність запропонованого заходу. Заходи щодо зменшення динамічної навантаженості несучої конструкції вагона при експлуатаційних режимах навантаження в роботі не запропоновані.

Особливості математичного моделювання просторових коливань системи "підрамник – трек" розглянуті у [6]. Розрахунок проведений за методом скінченних елементів, реалізованого в середовищі програмного забезпечення Ansys. Питання удосконалення конструкції рухомого складу для зменшення динамічної навантаженості в експлуатації з роботи не висвітлені.

Визначення динамічної навантаженості кузова напіввагона при перевезенні на залізничному поромі проводиться у [7]. Особливістю кузова вагона є наявність вузлів для закріплення відносно палуб. Дослідження проведені при основних видах коливань залізничного порому. При цьому в роботі не проводиться визначення динамічної навантаженості напіввагона при маневровому співударянні.

Особливості гарячого запікання матеріалів під тиском при змінному струмі наведені у [8]. Встановлено, що матеріали після даної процедури володіють підвищеною твердістю та деякою еластичністю. Перспективи використання даного наноматеріалу в вагонних конструкціях для зменшення їх динамічної навантаженості у експлуатації в роботі не висвітлюються.

Висвітлення стратегічних задач вагонобудівників в розвитку важковагового руху проводиться у [9]. Розглянуті можливі варіанти збільшення вантажопідйомності рухомого складу, погонного навантаження, зниження тари. При цьому в роботі не оговорюються можливі заходи щодо зниження динамічної навантаженості вагонів.

Конструкційні особливості інноваційного рухомого складу побудови "Уралвагонзавода" (Росія) для колії 1520 мм розглянуті у [10]. Висвітлені заходи щодо модернізації рухомого складу та його складових для підвищення ефективності роботи. В конструкціях розглянутих типів вагонів не передбачено вузлів, які сприяли би зменшенню динамічної навантаженості несучих конструкцій при найбільш несприятливих режимах експлуатації.

Заходи щодо удосконалення конструкції вагона-хопера наведені у [11]. В якості розрахункового використаний метод ОПК. Конструктивна схема кузова, що проектується, дозволила знизити масу вагона-хопера і підвищити його ван-

тажопідйомність із забезпеченням необхідної міцності і надійності конструкції. В роботі не проводиться дослідження динамічної навантаженості вагона-хопера при маневровому співударянні. Також в розробленій конструкції вагона-хопера не передбачено складових, які сприяли би зменшенню динамічної навантаженості кузова в експлуатації.

Дослідження динамічної навантаженості та міцності несучої конструкції кузова напіввагон при маневровому співударянні проводиться у [12]. В якості прототипу обраний напіввагон моделі 12-757, який вичерпав свій нормативний ресурс. Результати досліджень дозволили зробити висновок про можливість подовження строку експлуатації напіввагона. Удосконаленню упряжного пристрою вагона з метою зменшення динамічної навантаженості несучої конструкції у експлуатації в роботі уваги не приділяється.

Дослідження фактору безпеки від сходу з рейок рухомого складу проводиться у [13]. Запропоновано коефіцієнт безпеки проти сходу з рейок залізничного рухомого складу. Обґрунтовано надійність запропонованого критерію. Однак в роботі не приділяється уваги дослідженню динамічної навантаженості рухомого складу при експлуатаційних режимах, а також удосконаленню його несучої конструкції для зменшення динамічної навантаженості.

### **3. Мета і завдання дослідження**

Метою роботи є дослідження динамічної навантаженості напіввагона з двотрубною хребтовою балкою при маневровому співударянні.

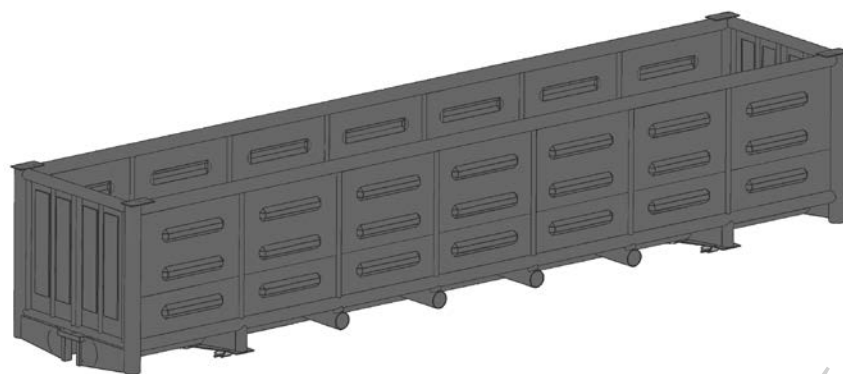
Для досягнення мети були поставлені такі завдання:

- удосконалити несучу конструкцію напіввагона для зменшення динамічної навантаженості при маневровому співударянні;
- провести математичне моделювання динамічної навантаженості удосконаленої несучої конструкції напіввагона при маневровому співударянні;
- провести комп'ютерне моделювання динамічної навантаженості удосконаленої несучої конструкції напіввагона при маневровому співударянні;
- перевірити адекватність моделей динамічної навантаженості удосконаленої несучої конструкції напіввагона.

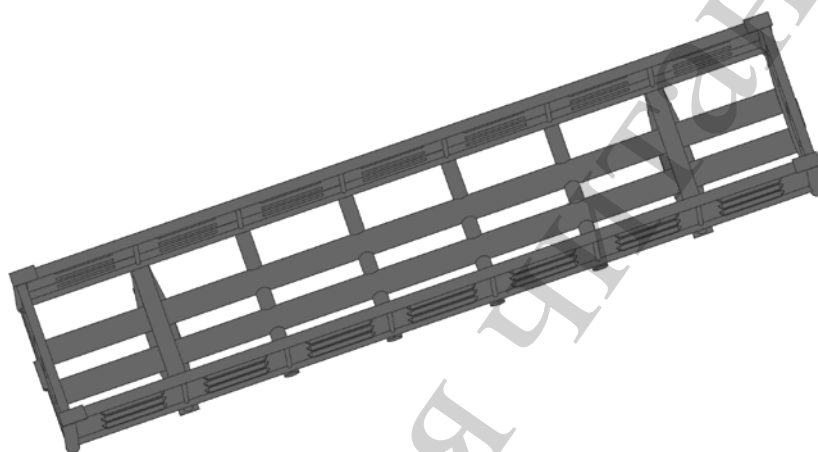
### **4. Удосконалення несучої конструкції напіввагона для зменшення динамічної навантаженості при маневровому співударянні**

Для зменшення тари напіввагонів та скорочення витрат на їх виготовлення при дотриманні експлуатаційної міцності запропоновано виготовлення несучих конструкцій з круглих труб (рис. 2). Параметри круглих труб обрані за резервами міцності типової конструкції напіввагона [5], яка взята за прототип – напіввагон моделі 12-757, побудови ПАТ “КВБЗ” (м. Кременчук, Україна).

Для зменшення динамічної навантаженості несучої конструкції напіввагона при експлуатаційних режимах навантаження запропоновано використання замість упряжного пристрою автозчепу нового концепту (рис. 3, 4).



*a*



*б*

Рис. 2. Несуча конструкція напіввагона з круглих труб: *a* – вид збоку; *б* – вид знизу

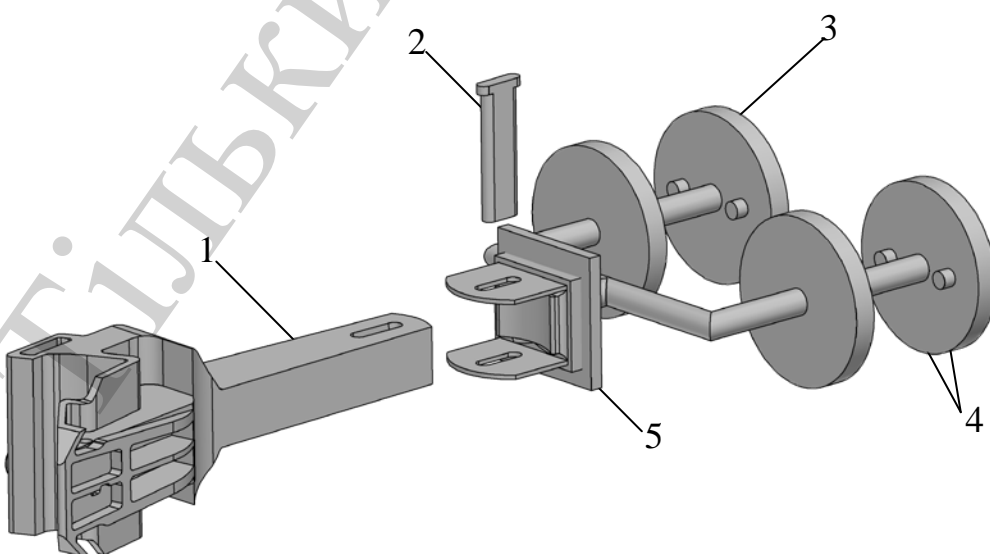


Рис. 3. Концепт упряжного пристрою автозчепу: 1 – корпус автозчепу; 2 – клин; 3 – поршень; 4 – дросельні клапани; 5 – упорна планка

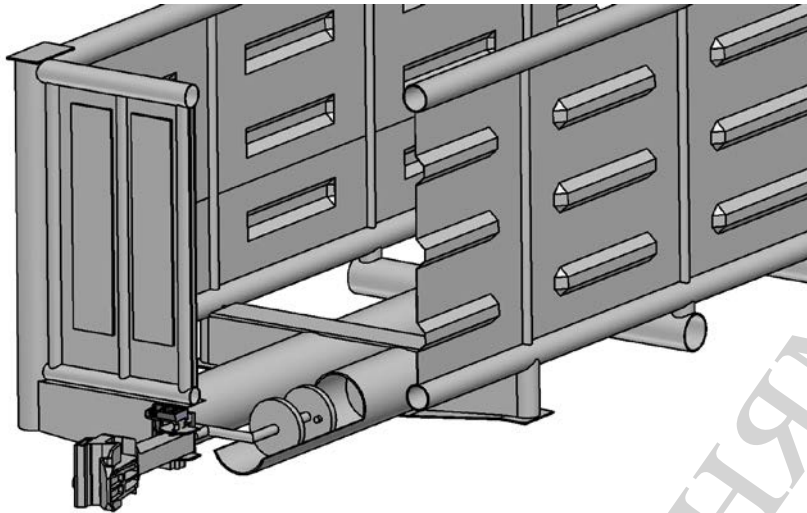


Рис. 4. Розміщення концепту упругого пристрою на напіввагоні

Особливістю концепту є те, що консольні частини хребтової балки заповнені в'язкою речовиною з демпфуючими властивостями. Для перетворення кінетичної енергії удару в енергію дисипації в концепт входить поршень з двома дросельними клапанами (впускним та випускним). Передача повздовжнього навантаження від корпусу автозчепу на концепт здійснюється через опорну планку, яка посередництвом вилки передає його на двохдискові поршні. При переміщенні поршнів в бік п'ятника вагона (порожнина А) відкривається впускні клапани, при цьому випускні клапани – закриті. При зворотньому переміщенні поршнів (ривок, стискання) відкриваються випускні клапани поршнів, впускні – закриті. Здійснюється перетікання в'язкої речовини в порожнину В з боку корпусу автозчепу. Схема роботи концепту упругого пристрою наведена на рис. 5.

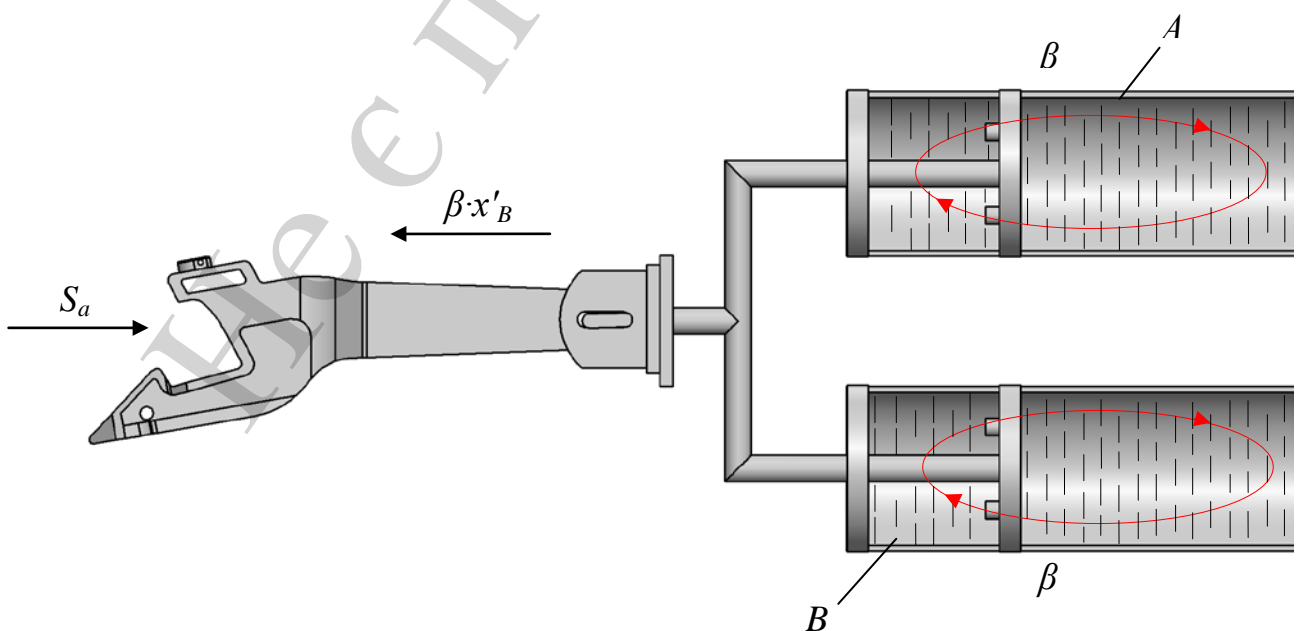


Рис. 5. Схема роботи концепту упругого пристрою напіввагона



Важливо зазначити, що наявність в'язкої речовини у консольних частинах також сприятиме антикорозійному захисту хребтової балки вагону в даних зонах.

## 5. Моделювання динамічної навантаженості удосконаленої несучої конструкції напіввагона при маневровому співударянні

### 5.1. Математичне моделювання динамічної навантаженості удосконаленої несучої конструкції напіввагона при маневровому співударянні

З метою визначення динамічної навантаженості напіввагона, оснащеного концептом упряжного пристрою, складено математичну модель (1)–(3). При цьому використано математичну модель, наведену у [14], яка складена для визначення навантаженості вагона-платформи з контейнерами. Тому дана модель була перероблена та доповнена шляхом введення в неї коефіцієнтів в'язкого опору. Розрахункова схема динамічної навантаженості напіввагона наведена на рис. 6.

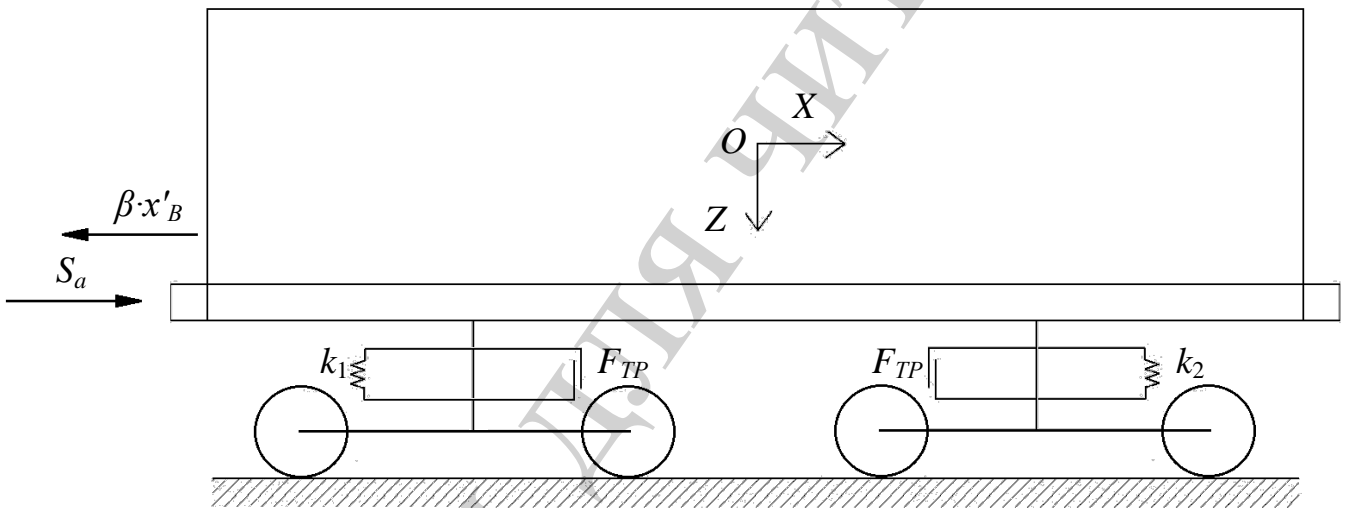


Рис. 6. Розрахункова схема напіввагона при маневровому співударянні

$$\left( M_B + 2 \cdot m_T + \frac{n \cdot I_{KII}}{r^2} \right) \cdot \ddot{x}_B + (M_B \cdot h) \cdot \ddot{\varphi}_B = S_a - \beta \cdot \dot{x}_B, \quad (1)$$

$$\begin{aligned} I_B \cdot \ddot{\varphi}_B + (M_B \cdot h) \cdot \ddot{x}_B - g \cdot \varphi_B \cdot (M_B \cdot h) = \\ = l \cdot F_{TP} \left( \text{sign}(z_B - l \cdot \varphi_B)' - \text{sign}(z_B + l \cdot \varphi_B)' \right) + \\ + l \left( k_1 \cdot (z_B - l \cdot \varphi_B) + k_2 \cdot (z_B + l \cdot \varphi_B) \right), \end{aligned} \quad (2)$$



$$M_B \cdot \ddot{z}_B = k_1 \cdot (z_B - l \cdot \varphi_B) + k_2 \cdot (z_B + l \cdot \varphi_B) - F_{TP} \left( \text{sign}(z_B - l \cdot \varphi_B)' - \text{sign}(z_B + l \cdot \varphi_B)' \right), \quad (3)$$

де  $M_B$  – маса несучої конструкції вагона;  $I_B$  – момент інерції вагона відносно повздожньої вісі;  $S_a$  – величина повздожньої сили удару в автозчеп;  $m_T$  – маса візка;  $I_{KP}$  – момент інерції колісної пари;  $r$  – радіус середнезношеного колеса;  $n$  – кількість осей візка;  $l$  – половина бази вагона;  $F_{mp}$  – абсолютне значення сили сухого тертя у ресорному комплекті;  $k_1, k_2$  – жорсткість пружин ресорного підвішування візків вагона;  $x_B, \varphi_B, z_B$  – координати, що відповідають, відповідно, повздожньому, кутовому навколо поперечної вісі та вертикальному переміщенню вагона.

Розв'язання диференціальних рівнянь (1)–(3) здійснено в програмному комплексі MathCad. При цьому рівняння зводилися до нормальної форми Коші з послідовним рішенням за методом Рунге–Кутта з фіксованим кроком. Даний метод обраний у зв'язку з тим, що він є одним з найбільш поширених при розв'язку задачі Коші та має достатню точність у порівнянні з іншими методами.

Для вирішення рівнянь (1)–(3) використано стандартну функцію  $rkfixed(Y0, tn, tk, n, Q)$ , вбудовану в MathCad. Вектор  $Y0$  містить початкові умови. Величини  $tn$  і  $tk$  визначають початкову та кінцеву змінну інтегрування,  $n$  – фіксоване число кроків,  $Q$  – символічний вектор [15].

Перехід від диференціальних рівнянь другого порядку (1)–(3) до системи диференціальних рівнянь першого порядку (6) проведений для застосування стандартних алгоритмів вирішення системи в Mathcad.

Позначимо

$$F_\varphi(t) = l \cdot F_{TP} \left( \text{sign}(y_3 - l \cdot y_2)' - \text{sign}(y_3 + l \cdot y_2)' \right) + l \left( k_1 \cdot (y_3 - l \cdot y_2) + k_2 \cdot (y_3 + l \cdot y_2) \right), \quad (4)$$

$$F_z(t) = k_1 \cdot (y_3 - l \cdot y_2) + k_2 \cdot (y_3 + l \cdot y_2) - F_{TP} \left( \text{sign}(y_3 - l \cdot y_2)' - \text{sign}(y_3 + l \cdot y_2)' \right), \quad (5)$$

тоді

$$Q(t, y) = \begin{bmatrix} y_4 \\ y_5 \\ y_6 \\ \frac{S_a - \beta \cdot y_4 - (M_B \cdot h) \cdot \dot{y}_5}{M_B + 2 \cdot m_T + \frac{n \cdot I_{КП}}{r^2}} \\ \frac{F_\varphi(t) - (M_B \cdot h) \cdot \dot{y}_4 + g \cdot y_2 \cdot (M_B \cdot h)}{I_B} \\ \frac{F_z(t)}{M_B} \end{bmatrix}, \quad (6)$$

$$Z = rkfixed(Y0, tn, tk, n, Q).$$

На підставі проведених розрахунків встановлено, що максимальна величина прискорення, яка діє на напіввагон, з урахуванням заходів щодо удосконалення, складає близько  $30 \text{ м/с}^2$ . При цьому коефіцієнт в'язкості прийнятий рівним  $120 \text{ кН} \cdot \text{с/м}$ . Тобто запропоновані заходи дозволяють знизити величину динамічної навантаженості несучої конструкції напіввагона при маневровому співударянні на 25 %.

## 5. 2. Комп'ютерне моделювання динамічної навантаженості удосконаленої несучої конструкції напіввагона при маневровому співударянні

Для комп'ютерного моделювання динамічної навантаженості напіввагона удосконаленої конструкції при маневровому співударянні використаний програмний комплекс CosmosWorks. Розрахунок проведений за методом скінчених елементів.

Модель міцності напіввагона наведена на рис. 7. В моделі враховано такі навантаження: вертикальне статичне  $P_B^{ст}$ , обумовлене вагою бруто, розпору насипного вантажу –  $P_p$ , ударне  $P_{уд}$ .

В якості насипного вантажу прийняте кам'яне вугілля. Зусилля розпору насипного вантажу на бокові стіни та торцеві двері кузова напіввагону визначені за методикою, наведеною в [16]. Згідно цієї методики приймається, що навантаження розпору насипного вантажу на бокові стіни кузова вагону розподілене за законом трикутника з максимумом у його основи, а на торцеву – за законом трапеції.

Максимальні навантаження біля основ стійок бокової стіни визначаються:

$$q_1 = 0,5 \cdot p_a \cdot l_1, \quad (7)$$

$$q_2 = 0,5 \cdot p_a \cdot (l_1 + l_2), \quad (8)$$

$$q_3 = 0,5 \cdot p_a \cdot (l_2 + l_3), \quad (9)$$

$$q_4 = 0,5 \cdot p_a \cdot (l_3 + l_4), \quad (10)$$

де  $p_a$  – активний (статичний) тиск розпору насипного вантажу, який приходить на одиницю площі поверхні вертикальної стіни на рівні підлоги, кПа;  $l_1$  – відстань від кінцевої балки рами до геометричної вісі п'ятника вагона, м;  $l_2$  – відстань від геометричної вісі п'ятника вагона до другої стійки кузова, м;  $l_3$  – відстань від другої стійки кузова до третьої, м;  $l_4$  – відстань від третьої стійки кузова до вертикальної геометричної вісі кузова вагона, м.

Активний тиск розпору насипного вантажу визначається за формулою

$$p_a = \gamma \cdot g \cdot H \cdot \operatorname{tg}^2 \left( \frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right), \quad (11)$$

де  $\gamma$  – щільність насипного вантажу, т/м<sup>3</sup>;  $H$  – висота бокової стіни, м;  $\varphi$  – кут природного відкосу вантажу, рад;  $g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>.

Тиск нерівномірно розподіленого навантаження, яке прикладене до стулки торцевої двері визначається за формулою:

$$p = p_a + p_n, \quad (12)$$

де  $p_n$  – пасивний тиск насипного вантажу, який визначається за формулою (11), в якій квадрат тангенса різності двох кутів замінюється квадратом тангенса їх суми та з урахуванням коефіцієнту вертикальної динаміки, а також кута природного відкосу.

Інтенсивність трапецієподібного навантаження, що приходить на кутову стійку визначається:

$$q_{T1}^H = 0,5 \cdot (p_a + p_n) \cdot b_1; \quad (13)$$

$$q_{T1}^B = 0,5 \cdot p_n \cdot b_1; \quad (14)$$

на проміжну стійку:

$$q_{T2}^H = 0,5 \cdot (p_a + p_n) \cdot (b_1 + b_2); \quad (15)$$

$$q_{T2}^B = 0,5 \cdot p_n \cdot (b_1 + b_2); \quad (16)$$

на середню стійку:

$$q_{T3}^H = 0,5 \cdot (p_a + p_n) \cdot b_2; \quad (17)$$

$$q_{T3}^B = 0,5 \cdot p_n \cdot b_2. \quad (18)$$

В якості скінчених елементів при складанні континуальної моделі враховані просторові тетраедри. Для визначення оптимальної кількості елементів використаний графоаналітичний метод. Метод заснований на графічному (геометричному) наведенні допустимих рішень та цільової функції задачі. Суть методу при розв'язку даної задачі полягає у побудові залежності максимальних еквівалентних напружень від кількості скінчених елементів. Коли ця залежність починає описуватися горизонтальною лінією, це є оптимумом кількості скінчених елементів.

Кількість вузлів моделі склала 219157, елементів – 686568. Максимальний розмір елемента склав 85 мм, а мінімальний – 17 мм. Відсоток елементів з співвідношенням боків менше трьох – 30,2, більше десяти – 11,2. Мінімальна кількість елементів в колі склала 15, співвідношення збільшення розміру елементів – 1,9.

Для моделювання в'язкого опору в консольних частинах рами напіввагона встановлювався зв'язок пружина-демпфер. При цьому значення жорсткості приймалося рівним нулю, а коефіцієнта в'язкого опору – 120 кН·с/м. Закріплення моделі здійснювалося у зонах обпирання кузова на ходові частини вагона. В якості матеріалу конструкції застосована сталь марки 09Г2С [17–19].

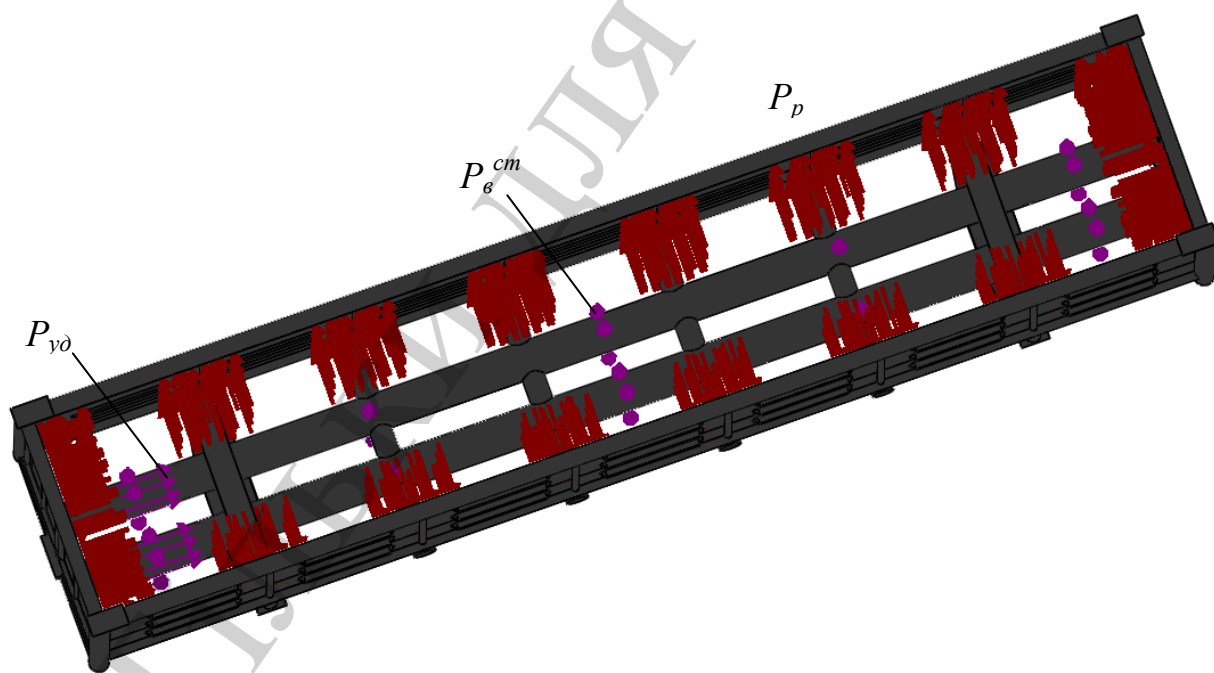
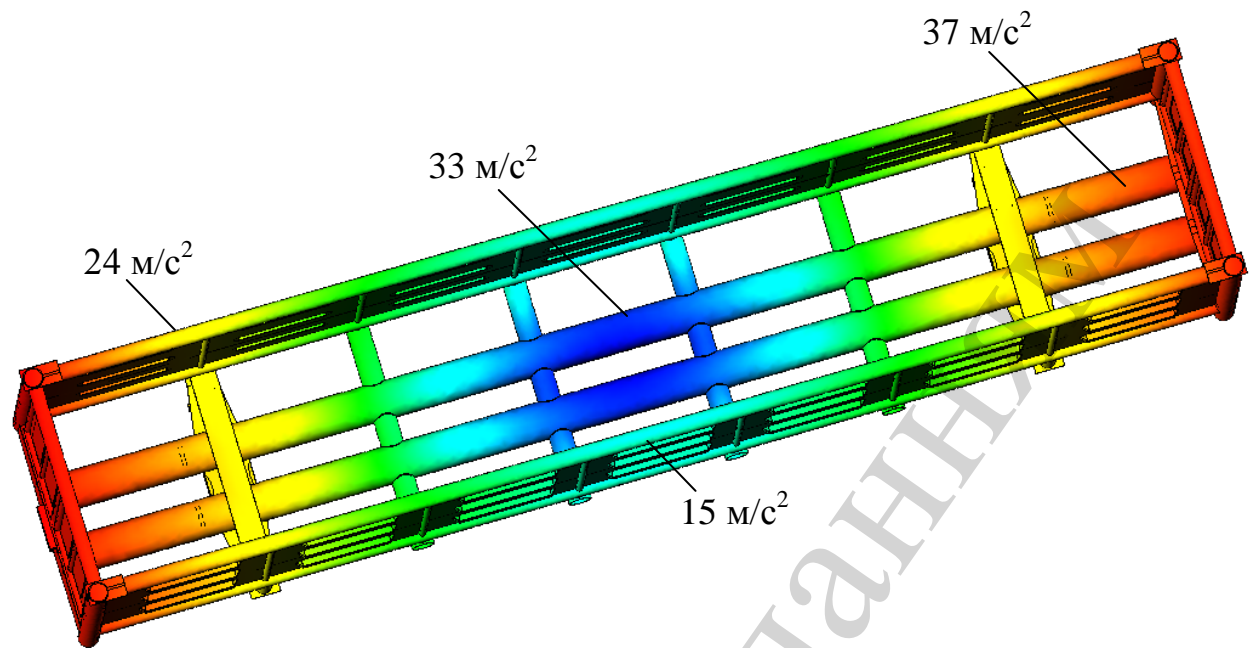


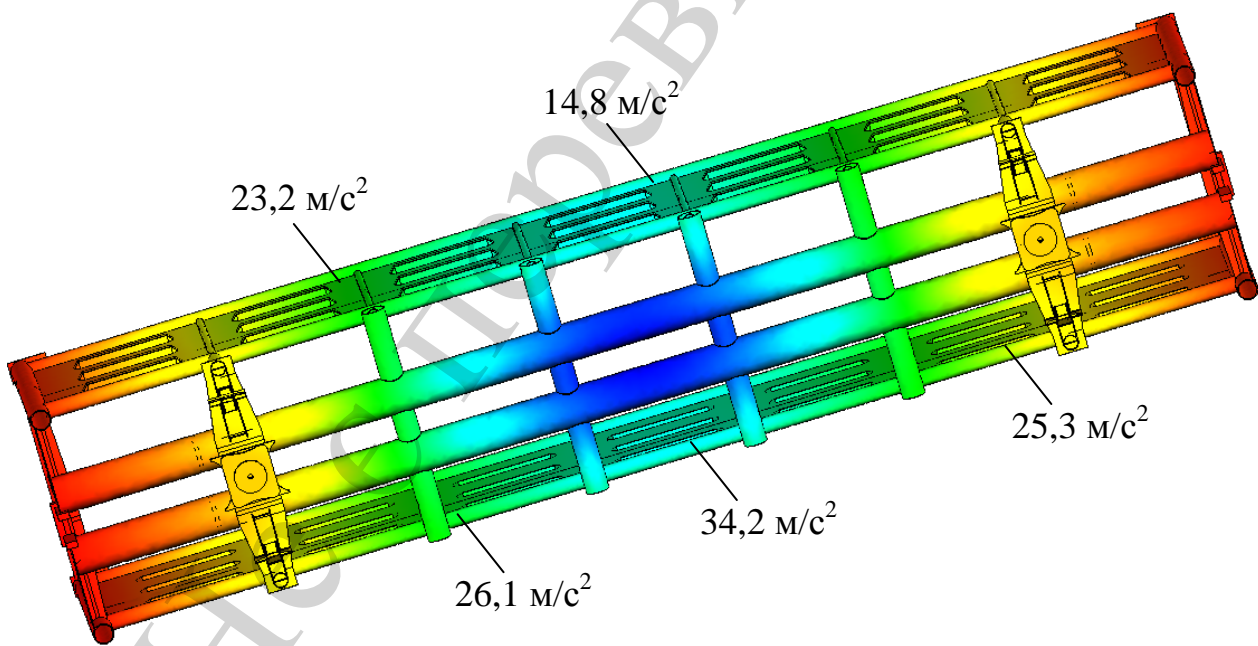
Рис. 7. Модель для визначення динамічної навантаженості вагона-платформи з контейнерами-цистернами при маневровому співударянні

Результати розрахунку наведені на рис. 8. Максимальні прискорення, які діють на несучу конструкцію кузова на піввагона, складають близько  $37 \text{ м/с}^2$  та виникають у консольних частинах хребтової балки. В середній частині рами

прискорення склали близько  $34 \text{ м/с}^2$ . В середніх частинах бокових стін прискорення склали близько  $15 \text{ м/с}^2$ .



*a*



*б*

Рис. 8. Розподілення прискорень, які діють на несучу конструкцію напіввагона при маневровому співударянні: *a* – вид зверху; *б* – вид знизу

Максимальні прискорення, які діють на несучу конструкцію напіввагона з урахуванням заходів щодо удосконалення не перевищують допустимі [17–19].

## 6. Перевірка адекватності моделей динамічної навантаженості удосконаленої несучої конструкції напіввагона

Перевірка адекватності наведених моделей здійснена за F-критерієм [20, 21]. В якості варіаційного параметру використано силу удару вагона в автозчеп (рис. 9). Оптимальна кількість вимірів визначена за критерієм Горсета (Стюдента) [22]. При значенні дисперсії 87,7, математичному очікуванні – 26,1 та середньоквадратичному відхиленні – 9,4, оптимальна кількість дослідів склала – 6. Тобто розрахункова вибірка є достатньою.

Рівняння лінії тренду математичної моделі має вигляд

$$y_M = 1,694x + 18,464. \quad (19)$$

Комп'ютерної моделі

$$y_K = 1,9107x + 21,814. \quad (20)$$

Відсоток розбіжності між результатами, отриманими шляхом математичного та комп'ютерного моделювання, наведений на рис. 10. При цьому максимальний відсоток розбіжності складає 15,2 % при силі удару в автозчеп 2,2 МН, найменший – 12,9 % при силі удару 3,3 МН.

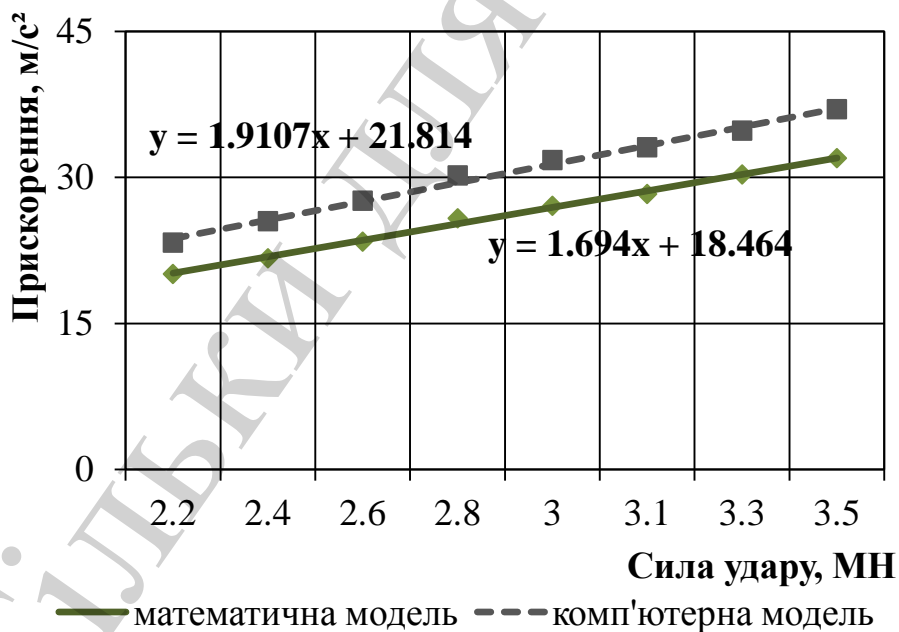


Рис. 9. Прискорення, які діють на несучу конструкцію напіввагона при маневровому співударянні

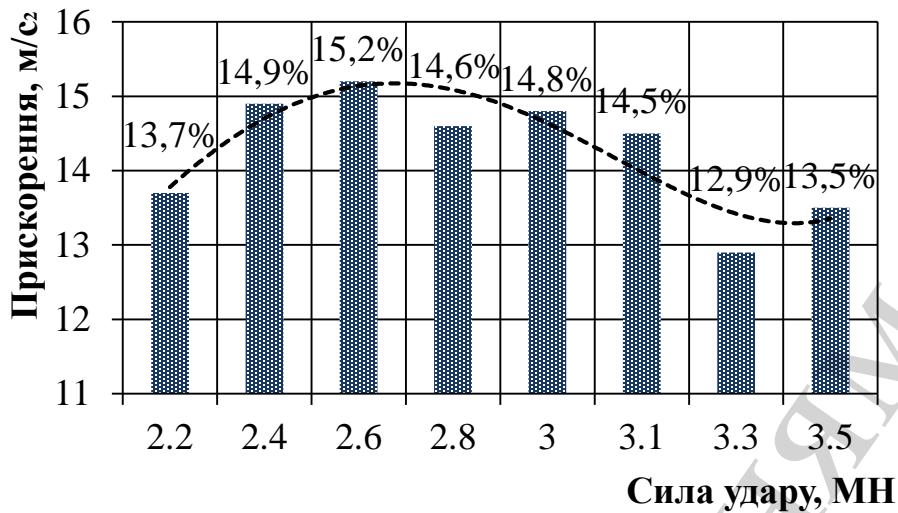


Рис. 10. Розбіжність між результатами математичного та комп'ютерного моделювання

Встановлено, що при дисперсії відтворюваності  $S_y^2 = 17,3$  та дисперсії адекватності  $S_{ад}^2 = 22,07$ , фактичне значення F-критерію  $F_p = 1,23$ , що менше табличного значення критерію ( $F_t = 3,07$ ). Тобто гіпотеза про адекватність не заперечується.

### 7. Обговорення результатів удосконалення несучої конструкції напіввагона для зменшення динамічної навантаженості при маневровому співударянні

Для зменшення динамічної навантаженості напіввагона при маневровому співударянні запропоновано використання нового концепту упрядного пристрою. Особливістю концепту є те, що консольні частини хребтової балки напіввагона, несучі елементи якого виготовлені з круглих труб, заповнені в'язкою речовиною з демпфуючими властивостями. Для перетворення кінетичної енергії удару в енергію дисипації в концепт входить поршень з двома дросельними клапанами (впускним та випускним). При сприйнятті повздовжніх навантажень здійснюється перетворення кінетичної енергії удару у енергію дисипації за рахунок сил в'язкого опору у концепті. Запропоновані технічні заходи дозволяють знизити величину динамічної навантаженості несучої конструкції напіввагона при маневровому співударянні на 25 %.

Важливо зазначити, що проведені дослідження мають обмеження. При складанні моделей динамічної навантаженості напіввагона не враховано можливі відхилення автозчепу при ударі від вагона-бойка чи суміжного вагона. Крім того, при складанні комп'ютерної моделі динамічної навантаженості напіввагона не враховані кришки розвантажувальних люків. Тобто модель враховує елементи конструкції, які жорстко взаємодіють між собою. Як відомо, кришки люків мають шарнірне закріплення.



В подальших дослідженнях в даному напрямку необхідним є урахування вищезазначених факторів для отримання більш точної оцінки динамічної навантаженості напіввагона.

В якості подальших перспектив даного дослідження можна зазначити необхідність урахуванням різних в'язких речовин у концепті та вплив їх властивостей на динамічну навантаженість кузова. Також слід розглянути динамічну навантаженість інших типів вагонів за умови оснащення концептом уп'язного пристрою. Важливим етапом дослідження є експериментальне моделювання динамічної навантаженості. Оскільки створення натурального зразка напіввагона викликає значні складнощі, то на початковому етапі планується проведення експерименту за методом подоби.

## 8. Висновки

1. Удосконалено несучу конструкцію напіввагона для зменшення динамічної навантаженості при маневровому співударянні. З метою зменшення динамічної навантаженості несучої конструкції напіввагона при маневровому співударянні запропоновано використання нового концепту уп'язного пристрою. Особливістю концепту є те, що консольні частини хребтової балки напіввагона, несучі елементи якого виготовлені з круглих труб, заповнені в'язкою речовиною з демпфуючими та антикорозійними властивостями.

2. Проведено математичне моделювання динамічної навантаженості удосконаленої несучої конструкції напіввагона при маневровому співударянні. Складено математичну модель, яка враховує навантаженість кузова вагона при маневровому співударянні з урахуванням наявності в'язкого опору. Вирішення диференціальних рівнянь моделі здійснено за методом Рунге-Кутта. Розрахунок проведений в програмному забезпеченні MathCad. Встановлено, що максимальна величина прискорення, яка діє на напіввагон з урахуванням заходів щодо удосконалення складає близько  $30 \text{ м/с}^2$  ( $\approx 3,0 \text{ g}$ ). Коефіцієнт в'язкості прийнятий рівним  $120 \text{ кН}\cdot\text{с/м}$ . Запропоновані заходи дозволяють знизити величину динамічної навантаженості несучої конструкції напіввагона при маневровому співударянні на 25 %.

3. Проведено комп'ютерне моделювання динамічної навантаженості удосконаленої несучої конструкції напіввагона при маневровому співударянні. Розрахунок проведено за методом скінчених елементів в середовищі програмного забезпечення CosmosWorks. Визначено поля розподілення прискорень, як складових динамічного навантаження, відносно несучої конструкції напіввагона. Максимальні прискорення при цьому склали близько  $37 \text{ м/с}^2$  ( $\approx 3,7 \text{ g}$ ) та зосереджені в консольних частинах хребтової балки.

4. Перевірено адекватність моделей динамічної навантаженості удосконаленої несучої конструкції напіввагона. Розрахунок проведений за критерієм Фішера. При значенні дисперсії відтворюваності  $S_y^2 = 17,3$  та дисперсії адекватності  $S_{ад}^2 = 22,07$ , фактичне значення критерію склало  $F_p = 1,23$ . Тобто є меншим за табличне значення критерію ( $F_i = 3,07$ ). Отже гіпотеза про адекватність не заперечується.

Проведені дослідження сприятимуть зменшенню динамічної навантаженості несучих конструкцій кузовів напіввагонів при маневровому співударянні. Це сприятиме скороченню витрат на позапланові види ремонту вагонів, а також підвищенню ефективності їх експлуатації. Також проведені дослідження сприятимуть створенню рекомендацій щодо проектування інноваційного рухомого складу з покращеними техніко-економічними показниками.

### Література

1. ГОСТ 22235-2010. Вагоны грузовые магистральных железных дорог колеи 1520 мм. Общие требования по обеспечению сохранности при производстве погрузочно-разгрузочных и маневровых работ. Москва, 2011. 24 с.
2. Сендеров Г. К., Лосев П. Р., Другаль С. А. Сохранность вагонов при погрузочно-разгрузочных и маневровых работах. Москва, 1984. 158 с.
3. Экспериментальная оценка спектров ударного отклика подвижного состава / Третьяков А. В., Третьяков О. А., Зимакова М. В., Петров А. А. // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту. 2017. № 3 (69). С. 147–159. doi: <https://doi.org/10.15802/stp2017/103898>
4. The influence of implementation of circular pipes in load-bearing structures of bodies of freight cars on their physico-mechanical properties / Fomin O. V., Lovska A. O., Plakhtii O. A., Nerubatskyi V. P. // Scientific Bulletin of National Mining University. 2017. Issue 6. P. 89–96.
5. Experimental confirmation of the theory of implementation of the coupled design of center girder of the hopper wagons for iron ore pellets / Fomin O., Kulbovsky I., Sorochinska E., Saprionova S., Bambura O. // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2017. Vol. 5, Issue 1 (89). P. 11–18. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.109588>
6. Mathematical Modeling of Dynamic Loading of Cassette Bearings for Freight Cars / Myamlin S., Lunys O., Neduzha L., Kyryl'chuk O. // Proc. of 21st Intern. Scientific Conf. «Transport Means. 2017». 2017. P. 973–976.
7. Lovska A. Peculiarities of computer modeling of strength of body bearing construction of gondola car during transportation by ferry-bridge // Metallurgical and mining industry. 2015. Issue 1. P. 49–54.
8. Ceramic cutting tools out of nanostructured refractory compounds / Gevorkyan E., Lavrynenko S., Rucki M., Siemiatkowski Z., Kislitsa M. // International Journal of Refractory Metals and Hard Materials. 2017. Vol. 68. P. 142–144. doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijrmhm.2017.07.006>
9. Бороненко Ю. П. Стратегические задачи вагоностроителей в развитии тяжеловесного движения // Транспорт Российской Федерации. 2013. № 5 (48). С. 68–73.
10. Инновационный подвижной состав производства «Уралвагонзавода» для железных дорог «пространства 1520 мм» // Транспорт Российской Федерации. 2010. № 3 (28). С. 20–21.

11. Удосконалення конструкції вагона-хопера для перевезення зерна / Кебал Ю. В., Шатов В. А., Тьокотєв О. М., Мурашова Н. Г. // Збірник наукових праць ДЕТУТ. Серія «Транспортні системи і технології». 2017. Вип. 30. С. 113–122.
12. Research into a possibility to prolong the time of operation of universal open top wagon bodies that have exhausted their standard resource / Okorokov A., Fomin O., Lovska A., Vernigora R., Zhuravel I., Fomin V. // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2018. Vol. 3, Issue 7 (93). P. 20–26. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2018.131309>
13. Research on the safety factor against derailment of railway vehicles / Sapronova S., Tkachenko V., Fomin O., Hatchenko V., Maliuk S. // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2017. Vol. 6, Issue 7 (90). P. 19–25. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2017.116194>
14. Нагруженность контейнеров-цистерн, расположенных на железнодорожной платформе, при ударах в автосцепку / Богомаз Г. И., Мехов Д. Д., Пилипченко О. П., Черномашенцева Ю. Г. // Зб. наук. праць “Динаміка та керування рухом механічних систем”. Київ: АНУ, Інститут технічної механіки, 1992. С. 87–95.
15. Дьомін Ю. В., Черняк Г. Ю. Основи динаміки вагонів: навч. посіб. Київ: КУЕТТ, 2003. 269 с.
16. Конструирование и расчет вагонов / Лукин В. В., Шадур Л. А., Котуранов В. И., Хохлов А. А., Анисимов П. С. Москва, 2000. 731 с.
17. ДСТУ 7598:2014. Вагони вантажні. Загальні вимоги до розрахунків та проектування нових і модернізованих вагонів колії 1520 мм (несамохідних). Київ, 2015. 162 с.
18. ГОСТ 33211-2014. Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам. Москва, 2016. 54 с.
19. EN 12663-2. Railway applications – structural requirements of railway vehicle bodies – Part 2: Freight wagons. BSI, 2010. 54 p. doi: <https://doi.org/10.3403/30152552u>
20. Кобзарь А. И. Прикладная математическая статистика. Москва, 2006. 816 с.
21. Ивченко Г. И., Медведев Ю. И. Математическая статистика. Москва, 2014. 352 с.
22. Руденко В. М. Математична статистика. Київ, 2012. 304 с.