

Виявлення особливостей визначення динаміки та міцності критого вагона, який вичерпав свій ресурс

Проведено обґрунтування подовження строку служби критого вагона, який вичерпав свій нормативний ресурс експлуатації. При цьому до уваги прийняті дійсні величини зносів елементів несучої конструкції, зафіксовані в експлуатації. Проведені розрахунки показали, що проектний строк служби несучої конструкції критого вагона з урахуванням подовження експлуатації складає не менше 2 років.

Для визначення динамічної навантаженості несучої конструкції критого вагона проведено математичне моделювання. Встановлено, що максимальні прискорення, які діють на несучу конструкцію критого вагона складають 42 м/с^2 . З метою визначення полів розподілення прискорень відносно несучої конструкції критого вагона проведено комп'ютерне моделювання. Проведені розрахунки показали, що максимальне прискорення складає $43,2 \text{ м/с}^2$ та зосереджено в середній частині хребтової балки. Для верифікації моделей динамічної навантаженості використаний F-критерій.

Визначено максимальні еквівалентні напруження несучої конструкції критого вагона з урахуванням зносів його складових. Встановлено, що максимальні еквівалентні напруження виникають в зоні взаємодії хребтової балки зі шворневою та складають 344 МПа. Тобто максимальні еквівалентні напруження не перевищують допустимі.

Розраховано основні динамічні показники критого вагона. Максимальні прискорення, які діють на несучу конструкцію критого вагона в центрі мас, склали близько 5 м/с^2 . Прискорення кузова в зонах спирання на візки склали близько 6 м/с^2 . Хід руху вагона оцінюється як "добрий".

Проведені дослідження сприятимуть підвищенню ефективності перевізного процесу, а також функціонуванню залізничного транспорту.

Ключові слова: ресурс експлуатації, залишковий ресурс, подовження ресурсу, технічний стан, міцність конструкції, напружений стан.

1. Вступ

Транспортна галузь є невід'ємною частиною розвитку національної економіки країни. Ефективність функціонування транспортної галузі насамперед залежить від забезпечення її рухомим складом. Відомо, що в дійсний час простежується нестача рухомого складу, обумовлена низьким рівнем поповнення транспортного парку. Наприклад, сучасний український парк вантажних вагонів на 74,6 % складається із морально та фізично застарілих зразків. І відповідно у різні проміжки часу із-за незадовільної ефективності функціонування в середньому експлуатується лише від 30 % до 60 % парку вантажних вагонів, що відповідно негативно впливає на прибутковість залізниць. Інша частина парку знаходиться у вимушеному простой і відповідно формує значні збитки. При

цьому скорочення загальної кількості парку вантажних вагонів призведе до дефіциту їх окремих типів у пікові навантаження. Внаслідок цього збільшиться вартість залізничних послуг і відповідних втрат замовників перевезень. Ключовими чинниками, які знижують ефективність функціонування вантажних вагонів, є незадовільна середня швидкість руху, значна аварійність, зменшення стійкості на коліях та ін.

Підвищити ефективність функціонування парку вантажних вагонів можливо двома основними способами: оновити парк зразками нового покоління або відновити існуючі застарілі вагони з поліпшенням техніко-економічних показників до відповідного конкурентоздатного рівня. При цьому ціна нового вантажного вагону в середньому знаходиться на рівні близько 50000 у.о., а достатній для відновлення об'єм ремонту (наприклад капітально-відновлювальний ремонт) від 20 % до 30 % від зазначеної вартості.

Перевезення вантажів, які потребують захисту від атмосферних опадів, здійснюється критими вагонами. На нинішній час призначений термін служби вантажних вагонів широкої колії, в тому числі і критих вагонів, знаходиться в районі 23 років. Проте створені та використовуються технології, застосування яких цей строк збільшують вдвічі. В той же час в країнах з розвинутою системою вантажних перевезень цей строк досягає 50 років.

Важливо зазначити, що відновлення ефективності функціонування застарілих вантажних вагонів має загальний машинобудівний характер. Це є доцільним для впровадження і для конструкцій вантажних вагонів вузької колії, зокрема для реалізації на залізницях Європи, парк яких перевищує 500000 одиниць.

У зв'язку з цим, дослідження можливості подовження строку експлуатації вантажних вагонів є досить актуальним питанням. Розв'язання такого питання дозволить забезпечити своєчасне перевезення вантажів залізничним транспортом, а також утримання його лідерських позицій на ринку транспортних послуг.

2. Аналіз літературних даних та постановка проблеми

В роботі [1] проведено обґрунтування заходів щодо подовження строку служби вантажних вагонів. Розроблена схема технічного діагностування вантажних вагонів. Зроблено висновок про можливість продовження терміну експлуатації вантажних вагонів лише через виконання якісного технічного діагностування. Однак в роботі відсутнє прикладне використання запропонованих заходів. Це може бути пов'язане з відсутністю відповідної інформації щодо технічного стану експлуатованих вагонів.

В роботі [2] висвітлюється обґрунтування подовження корисного строку служби вагонів для перевезення окатишів. Для оцінювання можливості подальшої експлуатації вагонів проведено експериментальне визначення рівня навантаженості та напруженого стану несучих конструкцій кузовів вагонів на підставі статичних, ударних на міцність та ресурсних випробувань.

Однак питання подовження строку служби критих вагонів, які вичерпали свій нормативний ресурс, в роботі не досліджувалися.

В роботі [3] наведений порівняльний аналіз результатів теоретичних та експериментальних досліджень вантажних вагонів типу Sdggmrss-twin. При цьому експериментальні дослідження конструкції вагона проводилися у Белградському університеті. Проведені дослідження сприятимуть створенню полегшених конструкцій вантажних вагонів.

В дослідженнях, наведених у [4], проводиться визначення основних показників міцності несучої конструкції вантажного вагону типу Zans. Моделювання міцності проведено в програмному комплексі MSC.Marc (США). Результати розрахунків підтвердили доцільність прийнятих при проектуванні рішень. Однак в роботі не зазначено, який проектний строк служби даних моделей вагонів та методика щодо його визначення. Це може бути пов'язане з тим, що в роботах [3, 4] дослідження проведені стосовно несучих конструкцій вагонів з номінальними розмірами.

В роботі [5] проведені дослідження можливості подовження строку експлуатації кузовів універсальних напіввагонів, які вичерпали свій нормативний ресурс. Визначено уточнені динамічні навантаження, які діють на несучу конструкцію напіввагона з урахуванням реальних зносів його елементів. Однак дослідженню можливості подовження строку служби критичних вагонів уваги не приділялося. Це пояснюється тим, що напіввагон є одним з найбільш поширених типів вагонів в експлуатації.

В роботі [6] проведений аналіз безпеки руху залізничного вагона при періодичному збудженні від рейкової колії. Створено математичну модель великовантажного вагона, який переміщується рейковою колією. Результати моделювання підтверджені шляхом порівняння власних частот, отриманих теоретичним шляхом та натурним експериментом в польових умовах. Однак в роботі не проводилося визначення ресурсу несучих конструкцій вагонів з урахуванням отриманих динамічних навантажень.

В дослідженнях, висвітлених у [7], проведено динамічне моделювання руху вантажного вагона на модифікованих візках. Розрахунок проведений стосовно вагона типу Shimmns. Визначено основні показники динаміки вагона.

В роботі [8] проведено визначення динамічних характеристик вантажного вагона на різних візках. При цьому швидкість руху варіювалася в діапазоні 40–120 км/год. Проведені дослідження дозволили визначити основні напрямки покращення динамічних показників вантажних вагонів.

Разом з цим дослідження впливу динамічних навантажень з урахуванням використання різних типів візків на ресурс несучої конструкції вагону в роботах не проводилося.

3. Мета і завдання дослідження

Метою роботи є виявлення особливостей визначення динамічної навантаженості та міцності несучої конструкції критичного вагона, який вичерпав свій нормативний ресурс експлуатації з метою його подовження. Для досягнення поставленої мети визначені такі задачі:

- визначити залишковий ресурс несучої конструкції критичного вагона;
- визначити динамічну навантаженість несучої конструкції критичного вагона;

- провести комп’ютерне моделювання динамічної навантаженості та міцності несучої конструкції критого вагона;
- визначити основні динамічні показники критого вагона.

4. Визначення залишкового ресурсу несучої конструкції критого вагона

Згідно до статистичних даних, зібраних в вагонному депо “Основа” Регіональної філії Південної залізниці АТ “Укрзалізниця” визначено величини зносів критих вагонів, які мають 32 річний строк експлуатації. На рис. 1, 2 зазначено, відповідно, зноси основних несучих елементів кузова та рами, зафіксовані під час натурного дослідження. Виміри здійснювалися за допомогою штангель циркуля, а також товщиноміра. При цьому верхній індекс порядкового номера елемента конструкції характеризує номінальне значення товщини, а нижній – дійсне, зафіксоване під час натурних досліджень.

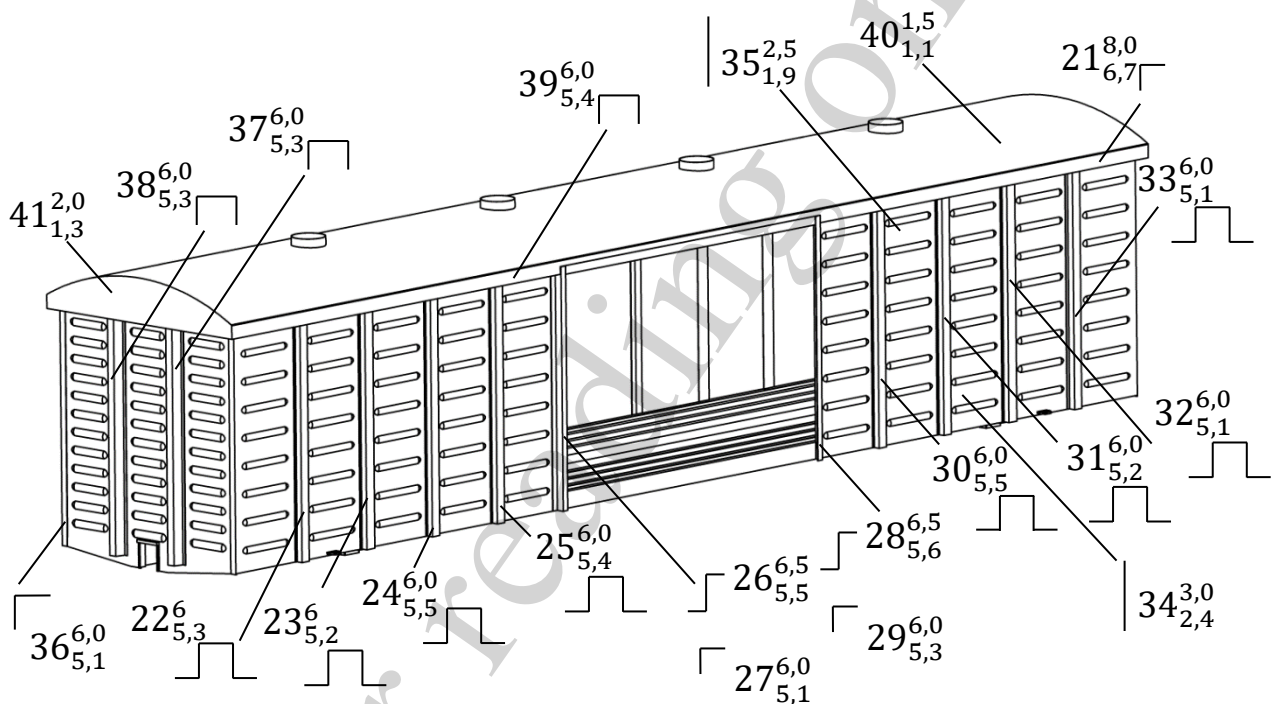


Рис. 1. Зноси кузова критого вагона моделі 11–217

Для визначення можливості подальшої експлуатації вагона проведено розрахунок проектного строку служби з урахуванням його подовження.

Оцінка проектного строку служби визначалася за формулою [9]:

$$T_k = \frac{\left(\frac{\sigma_{a,N}}{[n]} \right)^m \cdot N_0}{N_{cl} \cdot \sum_j (\sigma_{a_j}^I)^m \cdot P_j^I + N_{cII} \cdot \sum_k (\sigma_{a_k}^{II})^m \cdot P_k^{II}}, \quad (1)$$

де $\sigma_{a,N}$ – середнє значення границі витривалості;

$[n]$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності;

N_0 – база випробувань;

N_{cl}, N_{cII} – кількість однойменних несправних елементів конструкції вагона, що досліджуються;

m – показник ступеня кривої втоми;

$\sigma_{a_j}^I, \sigma_{a_k}^{II}$ – межа міцності матеріалу конструкції, що досліджується;

P_j^I, P_k^{II} – імовірність відмови елемента конструкції.

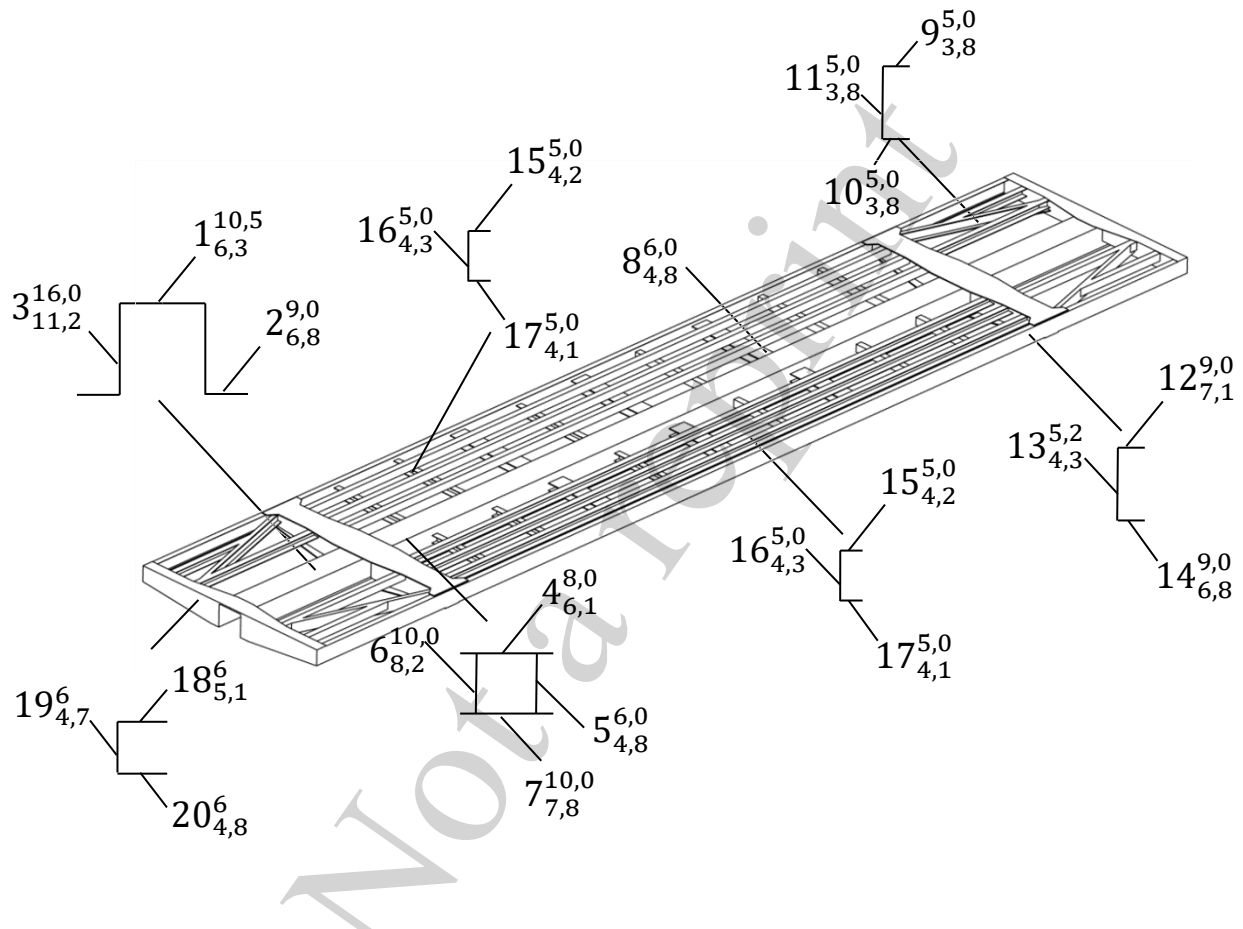


Рис. 2. Зноси рами критого вагона моделі 11–217

Вихідні дані мають наступні значення:

– середнє значення границі витривалості $\sigma_{a,N} = 245$ МПа;

– допустимий коефіцієнт запасу міцності $[n]=2$;

– база випробувань $N_0=10^7$;

– кількість однойменних несправних елементів конструкції вагона;

– показник ступеня кривої втоми $m=2$;

– межа міцності матеріалу несучої конструкції дорівнює 490 МПа для сталі 09Г2Д.

Використовувана методика в порівнянні з експертною оцінкою істотно підвищує достовірність обраного рішення по призначенню нового строку служби

вагона. Крім того, дана методика дозволяє визначати залишковий строк служби з однаковою достовірністю для будь-якої кількості вагонів.

У відповідності до методики визначається імовірність відмов P_i елементів несучої конструкції критого вагона в експлуатації за формулою

$$P_i = \frac{\sum_1^k \frac{R_H}{R}}{k}, \quad (2)$$

де k – кількість досліджених вагонів;

R_H – кількість несправних елементів одного типу у вагоні;

R – загальна кількість елементів одного типу.

Отримані результати дозволили зробити висновок, що проектний строк служби несучої конструкції критого вагона з урахуванням подовження експлуатації складає не менше 2 років.

5. Визначення динамічної навантаженості несучої конструкції критого вагона

Для визначення динамічної навантаженості несучої конструкції критого вагона проведено математичне моделювання. Розглянуто найбільш несприятливий випадок навантаження несучої конструкції вагона в експлуатації – маневрове співударяння. Розрахункова схема наведена на рис. 3.

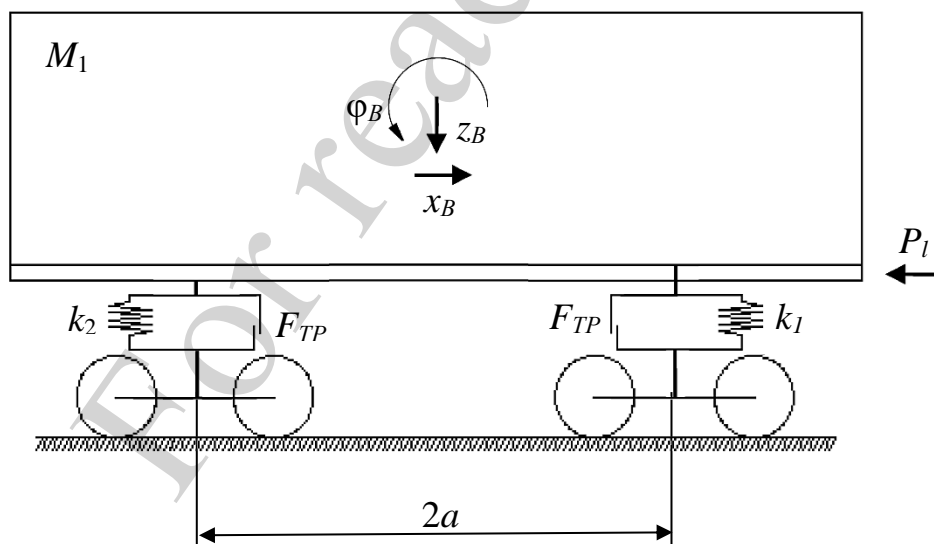


Рис. 3. Розрахункова схема критого вагона

Дослідження проведені в плоскій системі координат. До уваги $M_1 \cdot \ddot{z}_B = k_1 \cdot \Delta_1 + k_2 \cdot \Delta_2 - F_{TP} (\text{sign} \dot{\Delta}_1 - \text{sign} \dot{\Delta}_2)$, прийнято наявність трьох ступенів вільності вагона: поступальні переміщення відносно повздовжньої осі, кутові

переміщення відносно повздовжньої осі, поступальні переміщення відносно вертикальної осі [10, 11].

Рівняння руху мають вигляд:

$$\left(M_1 + 2 \cdot m_T + \frac{n \cdot I_{\text{КП}}}{r^2} \right) \cdot \ddot{x}_B + M_1 \cdot h \cdot \ddot{\phi}_B = P_l, \quad (3)$$

$$\begin{aligned} M_2 \cdot \ddot{\phi}_B + M' \cdot \ddot{x}_B - g \cdot \phi_B \cdot M' = \\ = l \cdot F_{TP} (\text{sign} \dot{\Delta}_1 - \text{sign} \dot{\Delta}_2) + l (k_1 \cdot \Delta_1 - k_2 \cdot \Delta_2), \end{aligned} \quad (4)$$

$$M_1 \cdot \ddot{z}_B = k_1 \cdot \Delta_1 + k_2 \cdot \Delta_2 - F_{TP} (\text{sign} \dot{\Delta}_1 - \text{sign} \dot{\Delta}_2), \quad (5)$$

де M_1 – маса несучої конструкції вагона; M_2 – момент інерції вагона відносно повздовжньої вісі; P_l – величина повздовжньої сили удару в автозчеп; m_T – маса візка; $I_{\text{КП}}$ – момент інерції колісної пари; r – радіус середнезношеного колеса; n – кількість вісей візка; $2a$ – половина бази вагона; F_{TP} – абсолютне значення сили сухого тертя у ресорному комплекті; k_1, k_2 – жорсткість пружин ресорного підвішування візків вагона; x_B, ϕ_B, z_B – координати, що відповідають, відповідно, повздовжньому, кутовому навколо поперечної вісі та вертикальному переміщенню вагона.

Розв’язок рівнянь (3)–(5) здійснений в програмному комплексі MathCad (США) [12–14]. Початкові переміщення та швидкості покладені рівними нулю. Вхідними параметрами до математичної моделі є технічні характеристики несучої конструкції вагона, візків, а також повздовжня сила удару в автозчеп. При цьому враховано, що несуча конструкція вагону спирається на два візки моделі 18–100. Повздовжня сила удару в автозчеп вагона прийнята рівною 3,5 МН. Встановлено, що максимальне прискорення, яке діє на несучу конструкцію вагона при удару у автозчеп складає 42 м/с².

6. Комп’ютерне моделювання динамічної навантаженості та міцності несучої конструкції критого вагона

Для визначення полів розподілення прискорень відносно несучої конструкції критого вагона проведено комп’ютерне моделювання в програмному комплексі SolidWorks Simulation (CosmosWorks) (Франція). Розрахунок проведений за методом скінчених елементів. Для цього створено просторову модель несучої конструкції критого вагона моделі 11–217, побудови ВАТ “Алтайвагон” (Росія), (рис. 4). При побудові просторової моделі враховано елементи конструкції, які жорстко взаємодіють між собою зварюванням або заклепками. В моделі не враховані самоущільнені двері, оскільки вони мають шарнірне з’єднання з несучою конструкцією вагона. Встановлено, що маса несучої конструкції критого вагона з урахуванням зносів її елементів менша на 17 % у порівнянні з несучою конструкцією критого вагона, яка має номінальні розміри.

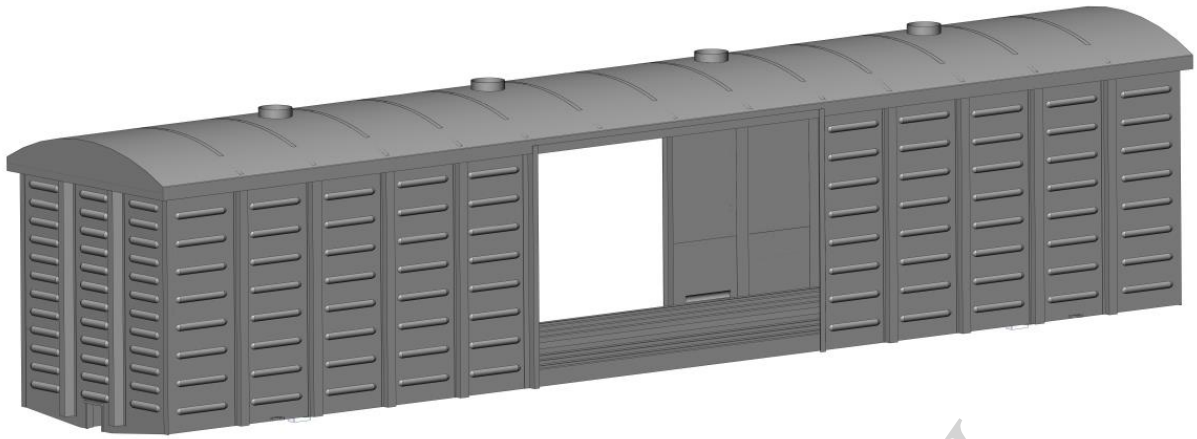


Рис. 4. Несуча конструкція критого вагона зі зносами елементів

Скінчено-елементну модель (СЕМ) несучої конструкції критого вагона наведено на рис. 5.

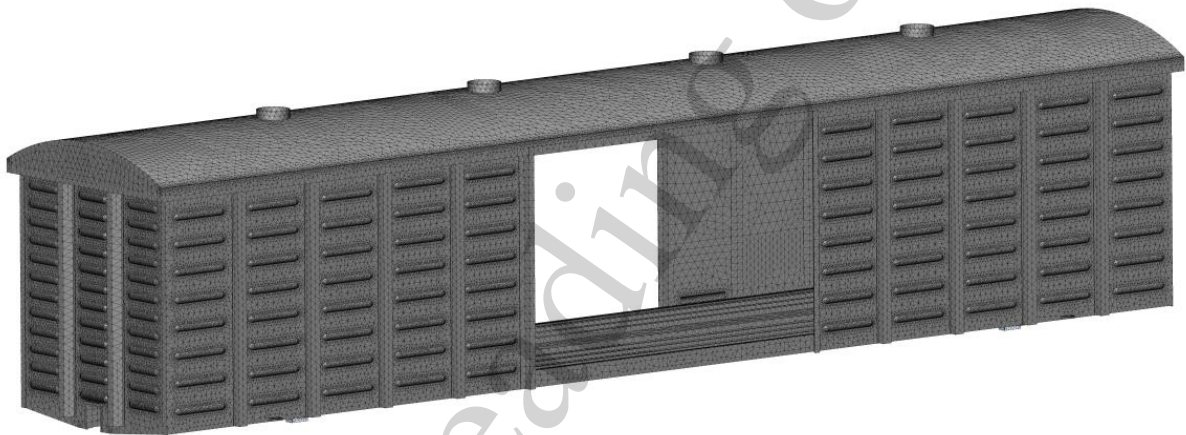


Рис. 5. СЕМ несучої конструкції критого вагона

При визначенні кількості елементів сітки застосовано графоаналітичний метод [15–17]. В якості скінчених елементів застосовувалися десятивузлові ізопараметричні тетраедри. Кількість елементів сітки склала 661885, вузлів – 231671. При цьому максимальний розмір елемента склав 100 мм, мінімальний – 20 мм, максимальне співвідношення боків – 845,3, відсоток елементів зі співвідношенням боків менше 3–11,6, більше 10–46,7. Співвідношення збільшення розміру елемента – 1,8. Мінімальна кількість елементів в колі – 22. Закріплення моделі здійснювалося в зонах обпирання несучої конструкції на візки.

При складанні розрахункової схеми несучої конструкції критого вагона враховано, що на нього діє вертикальне статичне навантаження P_v , а також по-вздожнє навантаження $P_{уд}$ на задні упори автотягача, яке дорівнює 3,5 МН (рис. 6).

Проведені розрахунки показали, що максимальне прискорення, яке діє на несучу конструкцію критого вагона, складає $43,2 \text{ м/с}^2$ та зосереджено в середній частині хребтової балки (рис. 7).

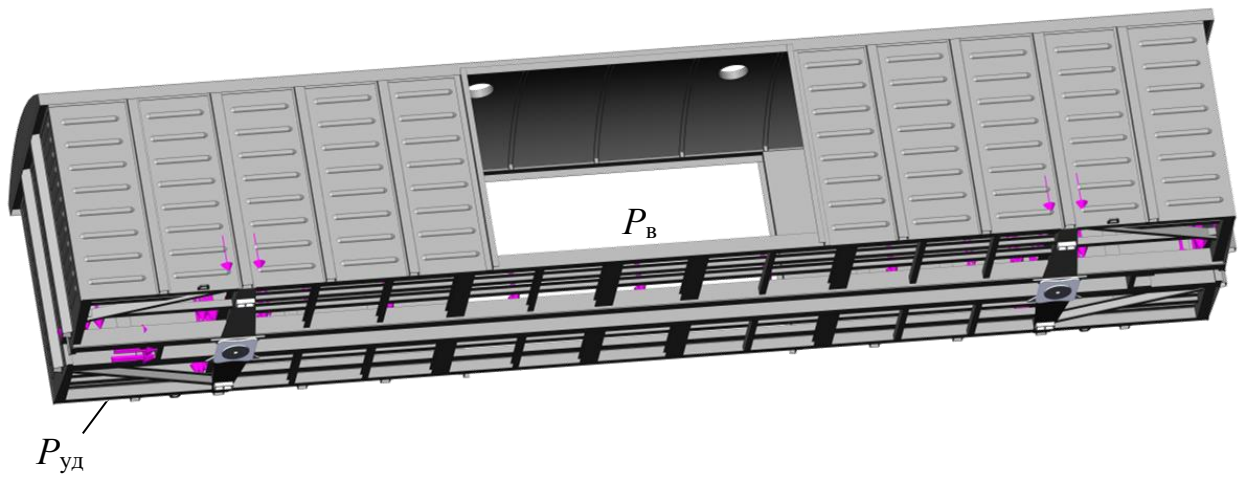


Рис. 6. Розрахункова схема несучої конструкції критого вагона

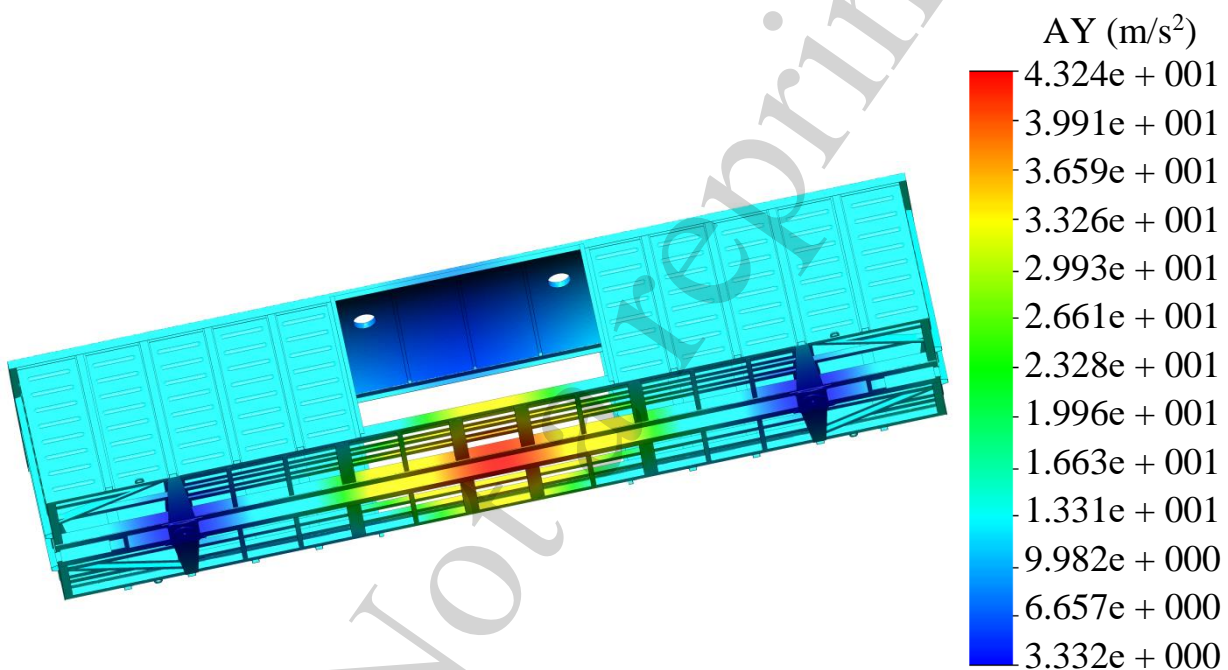


Рис. 7. Прискорення несучої конструкції вагона при ударі

Для верифікації моделей динамічної навантаженості несучої конструкції критого вагона проведено розрахунок за F-критерієм [18, 19]. При цьому здійснено варіювання силою удару в автозчеп у діапазоні 1100–35500 кН (табл. 1). Графічне відображення результатів моделювання наведено на рис. 8.

Встановлено, що розрахункове значення F-критерію $F_p=0,94$ при табличному значенні $F_t=3,29$. Отже гіпотеза про адекватність не відхиляється.

Для визначення основних показників міцності несучої конструкції критого вагона зі зносами його елементів проведено розрахунок. При цьому використано розрахункову схему, наведену на рис. 6. Результати розрахунку наведені на рис. 9, 10.

Таблиця 1

Результати моделювання динамічної навантаженості несучої конструкції критого вагона

Сила удару в автотягачі, кН	1100	1400	1700	2000	2300	2600	2900	3200	3500
Комп'ютерне моделювання	10,5	13,3	17,1	20,2	23,2	28,4	33,5	35,9	39,3
Математичне моделювання	14,2	18,1	21,3	25,1	31,1	33,6	35,8	39,5	43,2

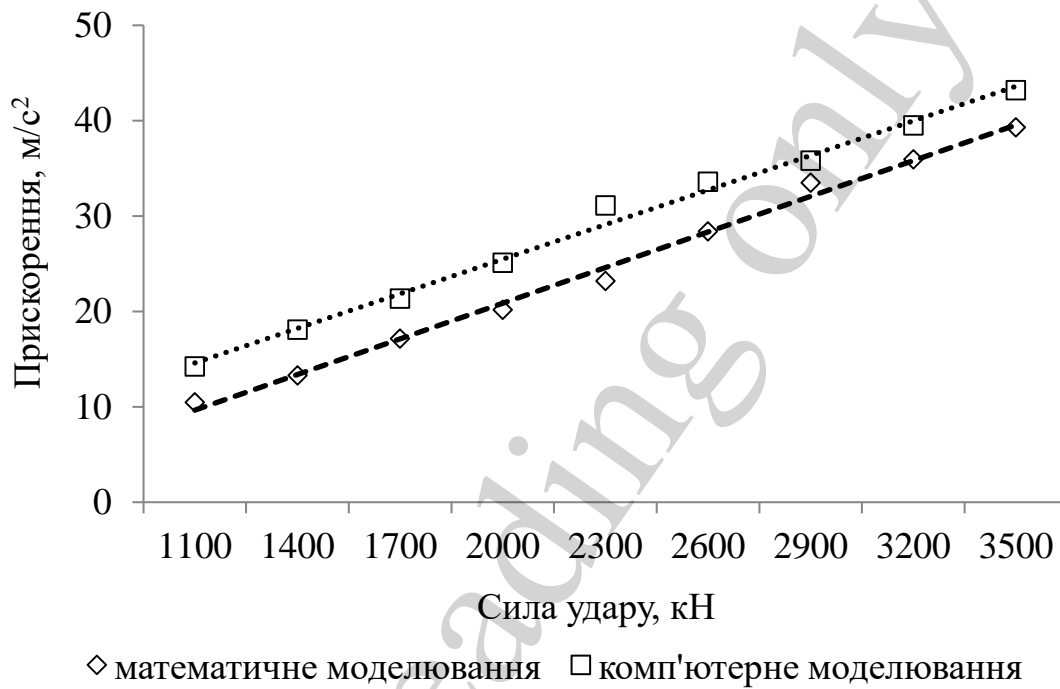


Рис. 8. Прискорення несучої конструкції критого вагона

Максимальні еквівалентні напруження виникають в зоні взаємодії хребтової балки зі шворневою та складають 344 МПа. Тобто максимальні еквівалентні напруження не перевищують допустимі [20–22]. Максимальні переміщення виникають у середній частині хребтової балки і дорівнюють 6,4 мм. Максимальні еквівалентні деформації склали $3,85 \cdot 10^{-3}$.

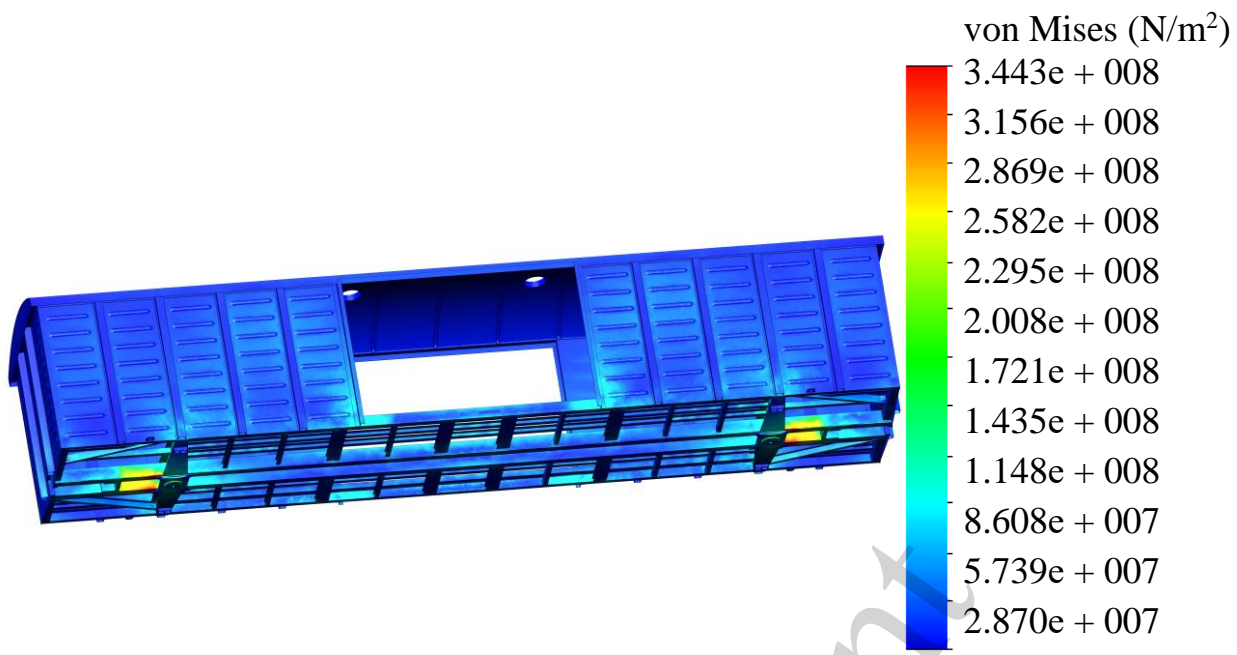


Рис. 9. Напружений стан несучої конструкції критого вагона

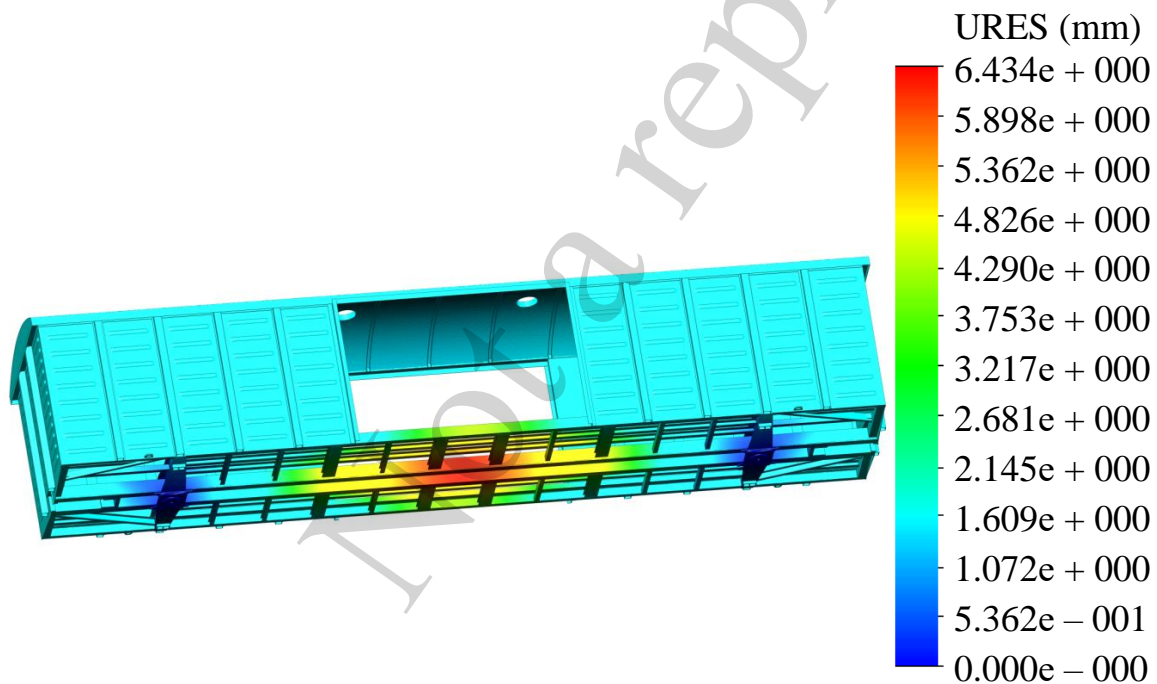


Рис. 10. Переміщення в вузлах несучої конструкції критого вагона

7. Визначення основних динамічних показників критого вагона

Для оцінки ходу критого вагона проведено математичне моделювання вертикальної динаміки. При цьому використано математичну модель, наведену у [23]. Розрахункова схема вагона наведена на рис. 11. Розрахунок проведений для руху вагона у порожньому стані.

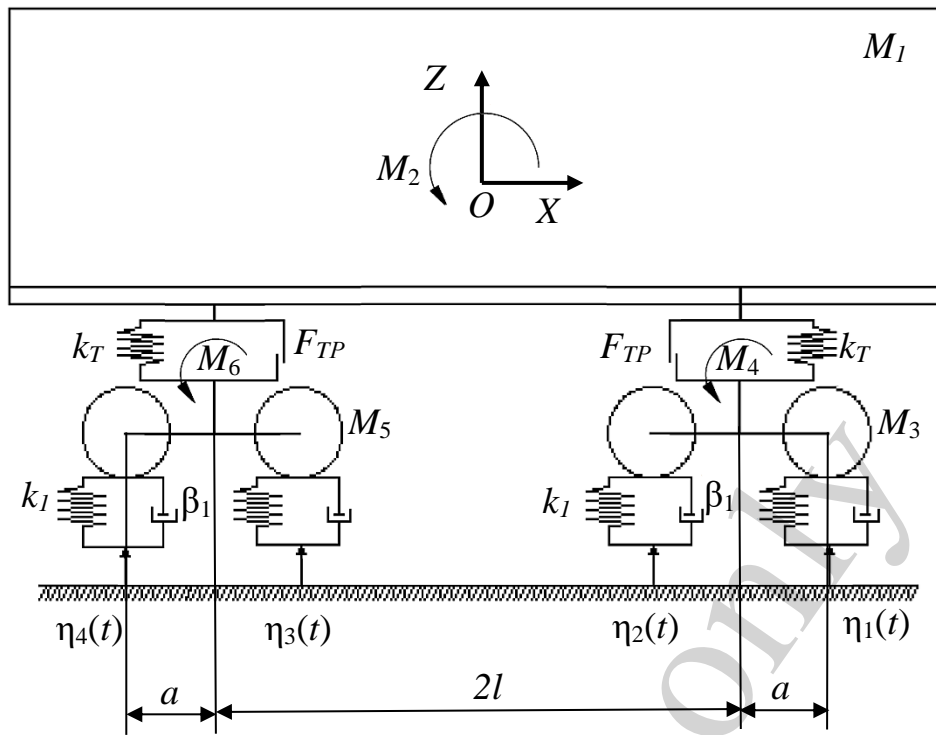


Рис. 11. Розрахункова схема критого вагона

Рівняння руху розрахункової моделі мають вигляд:

$$M_1' \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_1 + M_1 \cdot h \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_3 = P_1, \quad (6)$$

$$\begin{aligned} M_1 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_1 + C_{1,1} \cdot q_1 + C_{1,3} \cdot q_3 + C_{1,5} \cdot q_5 = \\ = -F_{TP} \cdot \left(\text{sign} \left(\frac{d}{dt} \delta_1 \right) + \text{sign} \left(\frac{d}{dt} \delta_2 \right) \right), \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} M_2 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_2 + C_{2,2} \cdot q_2 + C_{2,3} \cdot q_3 + C_{2,5} \cdot q_5 = \\ = F_{TP} \cdot l \cdot \left(\text{sign} \left(\frac{d}{dt} \delta_1 \right) + \text{sign} \left(\frac{d}{dt} \delta_2 \right) \right), \end{aligned} \quad (8)$$

$$M_3 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_1 = H_1, \quad (9)$$

$$\begin{aligned}
M_3 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_3 + C_{3,1} \cdot q_1 + C_{3,2} \cdot q_2 + C_{3,3} \cdot q_3 + B_{3,3} \cdot \frac{d}{dt} q_3 = \\
= F_{TP} \cdot \text{sign} \left(\frac{d}{dt} \delta_1 \right) + k_1 (\eta_1 + \eta_2) + \beta_1 \left(\frac{d}{dt} \eta_1 + \frac{d}{dt} \eta_2 \right),
\end{aligned} \tag{10}$$

$$M_4 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_1 = H_2, \tag{11}$$

$$\begin{aligned}
M_4 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_4 + C_{4,4} \cdot q_4 + B_{4,4} \cdot \frac{d}{dt} q_4 = \\
= -k_1 (\eta_1 - \eta_2) - \beta_1 \cdot a \cdot \left(\frac{d}{dt} \eta_1 - \frac{d}{dt} \eta_2 \right),
\end{aligned} \tag{12}$$

$$\begin{aligned}
M_5 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_5 + C_{5,1} \cdot q_1 + C_{5,2} \cdot q_2 + C_{5,5} \cdot q_5 + B_{5,5} \cdot \frac{d}{dt} q_5 = \\
= F_{TP} \cdot \text{sign} \left(\frac{d}{dt} \delta_2 \right) + k_1 (\eta_3 + \eta_4) + \beta_1 \left(\frac{d}{dt} \eta_3 + \frac{d}{dt} \eta_4 \right),
\end{aligned} \tag{13}$$

$$\begin{aligned}
M_6 \cdot \frac{d^2}{dt^2} q_6 + C_{6,6} \cdot q_6 + B_{6,6} \cdot \frac{d}{dt} q_6 = \\
= -k_1 \cdot a \cdot (\eta_3 - \eta_4) - \beta_1 \cdot a \cdot \left(\frac{d}{dt} \eta_3 - \frac{d}{dt} \eta_4 \right),
\end{aligned} \tag{14}$$

M_1, M_2 – маса та момент інерції несучої конструкції вагона; M_3, M_4 – маса та момент інерції першого візка за ходом руху; M_5, M_6 – маса та момент інерції другого візка за ходом руху; C_{ij} – характеристики пружності елементів коливальної системи, які визначаються значеннями коефіцієнтів жорсткості пружин k_b ; B_{ij} – функція розсіювання; a – половина бази візка; k – жорсткість колії; β – коефіцієнт демпфування; $\eta_i(x)$ – функція, яка описує нерівність колії; δ_i – деформація пружних елементів ресорного підвішування; F_{TP} – абсолютна сила тертя в ресорному комплекті; H_1, H_2 – величини горизонтальних сил, що приклади до п'ятників першого та іншого візків; h – висота центру мас несучої конструкції вагона.

Нерівність колії описувалася періодичною функцією [23]

$$\eta(t) = \frac{d}{2} (1 - \cos \omega t), \tag{15}$$

де d – глибина нерівності, яка задається; ω – частота коливань ($\omega = V/L$, V – швидкість руху, L – довжина нерівності).

$$M'_1 = M_1 + (M_3 + M_5) + \frac{nI}{r^2}, \quad (16)$$

де n – вісність візка; I – момент інерції колісної пари; r – радіус колеса.

Величина горизонтальної сили, що прикладена до п'ятника візка, визначається

$$H_{1,2} = \frac{P_l}{1 - \frac{P_l}{P_k}} \left[\frac{\delta L}{l^2} \left(1 + \frac{L}{a} \right) \pm \alpha \frac{L_c}{R} \right], \quad (17)$$

де P_k – величина критичної сили (для чотиривісного вагона прийнята 4,0 МН); δ – вільні переміщення шворневих перетинів вагона; L – напівдовжина рами між упорними плитами автозчепів; l – напівбаза вагона; a – довжина корпусу автозчепу; L_c – напівдовжина вагона за осями зчеплення автозчепів; R – радіус кривої.

$$\alpha = \frac{1 - \frac{P_l}{P_k}}{1 - \frac{P_l}{P_b}}, \quad (18)$$

$$P_b = a \cdot c, \quad (19)$$

де c – жорсткість ресорного підвішування.

При цьому перші два рівняння характеризують переміщення кузова при коливаннях підскакування та галоупування, друге – четверте – ходової частини вагона. Розв'язок математичної моделі здійснений в програмному забезпеченні MathCad за методом Рунге–Кутта [24–27].

Початкове переміщення та швидкості прийняті рівними нулю. При проведенні розрахунків враховувалися параметри ресорного підвішування візка моделі 18–100.

Результати розрахунків наведені на рис. 12, 13.

Максимальні прискорення, які діють на несучу конструкцію критого вагона в центрі мас, склали близько 5 м/с^2 (рис. 12). Прискорення кузова в зонах спирання на візки склали близько 6 м/с^2 (рис. 13).

На підставі проведених розрахунків можна зробити висновок, що хід руху вагона можна оцінити як “добрий”.

За математичною моделлю (4)–(12) визначені і інші показники динаміки критого вагона (табл. 3). Розрахунок проведений при швидкості руху вагона 80 км/год .

Отримані результати дозволяють зробити висновок, що показники динаміки знаходяться в межах допустимих.

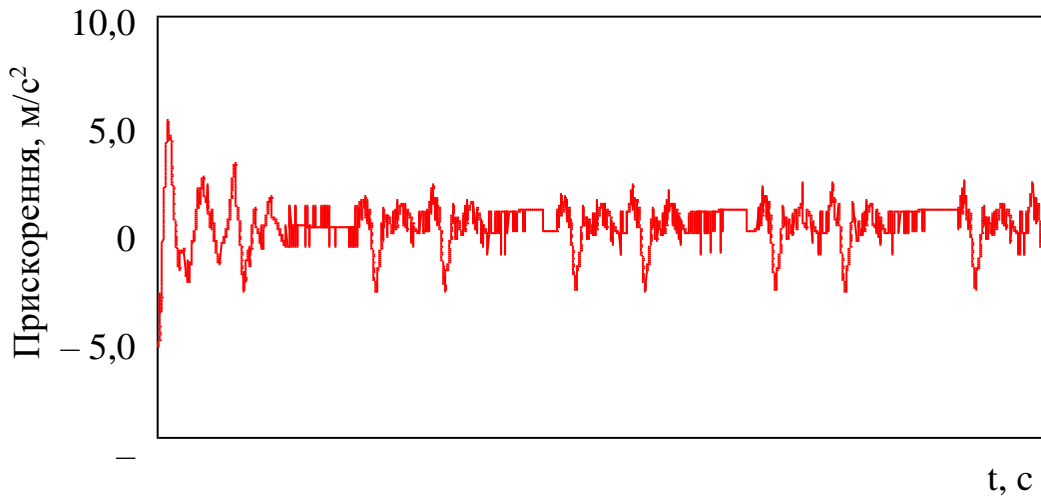


Рис. 12. Прискорення кузова в центрі мас

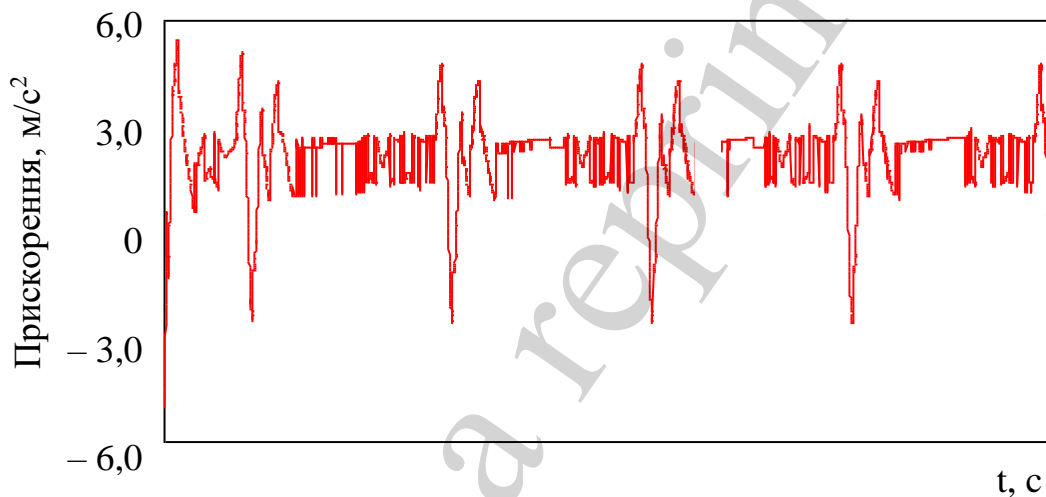


Рис. 13. Прискорення кузова в зонах спирання на візки

Таблиця 3

Динамічні показники критого вагона, який рухається в порожньому стані

Показник	Значення	
	Розрахункове	Нормативне
Прискорення кузова, m/s^2	5,6	7,5
Прискорення кузова в зоні спирання на перший за ходом руху візок, m/s^2	6,0	7,5
Прискорення кузова в зоні спирання на другий за ходом руху візок, m/s^2	6,0	7,5
Сила в ресорному підвішуванні першого візка, кН	41,2	–
Сила в ресорному підвішуванні другого візка, кН	41,2	–
Коефіцієнт динаміки першого візка	0,73	0,9
Коефіцієнт динаміки другого візка	0,73	0,9
Прискорення першого за ходом руху візка, m/s^2	8,3	9,8
Прискорення другого за ходом руху візка, m/s^2	8,3	9,8
Сили взаємодії першої за ходом руху колісної пари, кН	35,9	–
Сили взаємодії другої за ходом руху колісної пари, кН	26,7	–
Сили взаємодії третьої за ходом руху колісної пари, кН	35,8	–
Сили взаємодії четвертої за ходом руху колісної пари, кН	26,7	–

8. Обговорення результатів дослідження можливості подовження строку служби несучої конструкції критого вагона

Для можливості подовження строку служби несучої конструкції критого вагона, який вичерпав свій нормативний ресурс експлуатації, проведені відповідні дослідження. При цьому враховано дійсні величини зносів елементів несучої конструкції критого вагона, зафіксовані під час натурних досліджень (рис. 1, 2). Встановлено, що проектний строк служби несучої конструкції критого вагона з урахуванням подовження експлуатації складає не менше 2 років.

Визначено динамічну навантаженість критого вагона з фактичними розмірами несучих елементів при експлуатаційних режимах. Встановлено, що максимальне прискорення несучої конструкції критого вагона при маневровому співударянні складає 42 м/с^2 . Отримані результати верифіковані шляхом співставлення з результатами комп'ютерного моделювання (рис. 8). Досліджено вплив динамічної навантаженості критого вагона з фактичними розмірами несучих елементів на його міцність. Встановлено, що максимальні еквівалентні напруження складають 344 МПа та зосереджені в зоні взаємодії хребтової балки зі шворневою (рис. 10). При цьому отримані значення напружень не перевищують допустимі. Досліджено вертикальну динаміку критого вагона. Встановлено, що показники динаміки знаходяться в межах допустимих (табл. 3).

Обмеженнями даного дослідження є те, що розрахунки проведені в плоскій системі координат. В подальшому для отримання більш точної оцінки динамічних навантажень можливим є перехід до просторової системи координат.

Крім того, важливим є визначення показників міцності несучої конструкції критого вагона і при інших розрахункових режимах навантаження.

Разом з цим проведені дослідження сприятимуть підвищенню ефективності функціонування залізничної галузі за рахунок своєчасного забезпечення її рухомим складом.

9. Висновки

1. Визначено залишковий ресурс несучої конструкції критого вагона. Дослідження проведені стосовно критого вагона моделі 11–217. При цьому враховано дійсні величини зносів основних елементів несучої конструкції критого вагона. Отримані результати дозволили зробити висновок, що проектний строк служби несучої конструкції критого вагона з урахуванням подовження експлуатації складає не менше 2 років.

2. Визначено динамічну навантаженість несучої конструкції критого вагона. Дослідження проведені в плоскій системі координат. До уваги прийнято наявність трьох ступенів вільності вагона: поступальні переміщення відносно повздовжньої осі, кутові переміщення відносно повздовжньої осі, поступальні переміщення відносно вертикальної осі. Розв'язання математичної моделі здійснено в програмному комплексі MathCad. Встановлено, що максимальне прискорення, яке діє на несучу конструкцію вагона при ударі у автозчеп складає 42 м/с^2 .

3. Проведено комп'ютерне моделювання динамічної навантаженості та міцності несучої конструкції критого вагона. Розрахунок проведений в програмному комплексі SolidWorks Simulation (CosmosWorks) за методом скінчених

елементів. Проведені розрахунки показали, що максимальне прискорення, яке діє на несучу конструкцію критого вагона складає $43,2 \text{ м/с}^2$ та зосереджено в середній частині хребтової балки.

Для верифікації моделей динамічної навантаженості несучої конструкції критого вагона проведено розрахунок за F-критерієм. Встановлено, що розрахункове значення F-критерію дорівнює $F_p=0,94$ при табличному значенні $F_r=3,29$. Отже гіпотеза про адекватність не відхиляється.

Визначено основні показники міцності несучої конструкції критого вагона. Максимальні еквівалентні напруження виникають в зоні взаємодії хребтової балки зі шворневою та складають 344 МПа , а отже не перевищують допустимі. Максимальні переміщення виникають у середній частині хребтової балки і дорівнюють $6,4 \text{ мм}$. Максимальні деформації склали $3,85 \cdot 10^{-3}$.

4. Визначено основні динамічні показники критого вагона. Розрахунок проведений для руху вагона у порожньому стані. При цьому максимальні прискорення, які діють на несучу конструкцію критого вагона в центрі мас склали близько 5 м/с^2 . Прискорення кузова в зонах спирання на візки склали близько 6 м/с^2 . На підставі проведених розрахунків зроблений висновок, що хід руху вагона можна оцінити як “добрий”.

Проведені дослідження сприятимуть підвищенню ефективності перевізного процесу, а також функціонуванню залізничного транспорту.

Подяка

Ця публікація виконана в рамках проєкту: “Розроблення концептуальних засад для відновлення ефективного функціонування застарілих вантажних вагонів (Development of conceptual frameworks for restoring the efficient operation of obsolete freight cars)”. Реєстраційний номер проєкту: 2020.02/0122, фінансування якого здійснюється Національним фондом досліджень України за кошти державного бюджету.

Літератури

1. Сапронова, С. Ю., Буліч, Д. І., Ткаченко, В. П. (2017). Продовження терміну експлуатації вантажних вагонів. Вісник Східноукраїнського Національного університету імені Володимира Даля, 3 (233), 179–182.
2. Анофрієв В. Г., Рейдемейстер А. Г., Калашник В. А., Кулешов В. П. К вопросу продления полезного срока службы вагонов для перевозки окатышей. Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту, 3 (63), 148–160. doi: <https://doi.org/10.15802/stp2016/74749>
3. Stoilov, V., Simić, G., Purgić, S., Milković, D., Slavchev, S., Radulović, S., Maznichki, V. (2019). Comparative analysis of the results of theoretical and experimental studies of freight wagon Sdggmrss-twin. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 664, 012026. doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899x/664/1/012026>

4. Šťastniak, P., Moravčík, M., Smetanka, L. (2019). Investigation of strength conditions of the new wagon prototype type Zans. *MATEC Web of Conferences*, 254, 02037. doi: <https://doi.org/10.1051/matecconf/201925402037>
5. Okorokov, A., Fomin, O., Lovska, A., Vernigora, R., Zhuravel, I., Fomin, V. (2018). Research into a possibility to prolong the time of operation of universal open top wagon bodies that have exhausted their standard resource. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 3 (7 (93)), 20–26. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2018.131309>
6. Santos, G. F. M. dos, Barbosa, R. S. (2016). Safety analysis of a railway car under the periodic excitation from the track. *Cogent Engineering*, 3 (1). doi: <https://doi.org/10.1080/23311916.2016.1263027>
7. Buonsanti, M., Leonardi, G. (2012). Dynamic Modelling of Freight Wagon with Modified Bogies. *European Journal of Scientific Research*, 86 (2), 274–282. URL: https://www.academia.edu/15732567/Dynamic_modelling_of_freight_wagon_with_modified_bogies
8. Myamlin, S., Lingaitis, L. P., Dailydka, S., Vaičiūnas, G., Bogdevičius, M., Bureika, G. (2015). Determination of the dynamic characteristics of freight wagons with various bogie. *TRANSPORT*, 30 (1), 88–92. doi: <https://doi.org/10.3846/16484142.2015.1020565>
9. Афанасьев, А. В. (2008). Совершенствование методики оценки технического состояния и расчетного обоснования продления срока службы полувагонов. *Транспорт Урала*, 1, 49–52. URL: http://www.engcenter.ru/press/tr_urala/tu-1-rus.pdf
10. Богомаз, Г. И., Мехов, Д. Д., Пилипченко, О. П., Черномашенцева, Ю. Г. (1992). Нагруженность контейнеров-цистерн, расположенных на железнодорожной платформе, при ударах в автосцепку. *Динаміка та керування рухом механічних систем*, 87–95.
11. Fomin, O., Lovska, A., Radkevych, V., Horban, A., Skliarenko, I., Gurenkova, O. (2019). The dynamic loading analysis of containers placed on a flat wagon during shunting collisions. *ARNP Journal of Engineering and Applied Sciences*, 14 (21), 3747–3752. URL: https://www.researchgate.net/publication/337316337_THE_DYNAMIC_LOADING_ANALYSIS_OF_CONTAINERS_PLACED_ON_A_FLAT_WAGON_DURING_SHUNTING_COLLISIONS
12. Алямовский, А. А. (2010). *COSMOSWorks. Основы расчета конструкций на прочность в среде SolidWorks*. Москва, 785.
13. Lovska, A., Fomin, O., Píštěk, V., Kučera, P. (2019). Dynamic load computational modelling of containers placed on a flat wagon at railroad ferry transportation. *Vibroengineering PROCEDIA*, 29, 118–123. doi: <https://doi.org/10.21595/vp.2019.21132>
14. Kondratiev, A. V., Gaidachuk, V. E., Kharchenko, M. E. (2019). Relationships Between the Ultimate Strengths of Polymer Composites in Static Bending, Compression, and Tension. *Mechanics of Composite Materials*, 55 (2), 259–266. doi: <https://doi.org/10.1007/s11029-019-09808-x>

15. Fomin, O., Lovska, A. (2020). Improvements in passenger car body for higher stability of train ferry. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, 23 (6), 1455–1465. doi: <https://doi.org/10.1016/j.jestch.2020.08.010>
16. Vatulia, G. L., Lobiak, O. V., Deryzemlia, S. V., Verevicheva, M. A., Orel, Y. F. (2019). Rationalization of cross-sections of the composite reinforced concrete span structure of bridges with a monolithic reinforced concrete roadway slab. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 664, 012014. doi: <https://doi.org/10.1088/1757-899x/664/1/012014>
17. Vatulia, G., Komagorova, S., Pavliuchenkov, M. (2018). Optimization of the truss beam. Verification of the calculation results. *MATEC Web of Conferences*, 230, 02037. doi: <https://doi.org/10.1051/mateconf/201823002037>
18. Ивченко, Г. И., Медведев, Ю. И. (2014). Математическая статистика. Москва, 352.
19. Руденко, В. М. (2012). Математична статистика. Київ, 304.
20. ДСТУ 7598:2014. Вагони вантажні. Загальні вимоги до розрахунків та проектування нових і модернізованих вагонів колії 1520 мм (несамохідних) (2015). Київ, 162.
21. ГОСТ 33211-2014. Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам (с Поправкой) (2016). Москва, 54. URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200121493>
22. EN 12663-2. Railway applications - structural requirements of railway vehicle bodies - Part 2: Freight wagons (2010).
23. Дьомін, Ю. В., Черняк, Г. Ю. (2003). Основи динаміки вагонів. Київ: КУЕТТ, 269.
24. Fomin, O., Lovska, A., Pistek, V., Kucera, P. (2020). Research of stability of containers in the combined trains during transportation by railroad ferry. *MM Science Journal*, 2020 (1), 3728–3733. doi: https://doi.org/10.17973/mmsj.2020_03_2019043
25. Dižo, J., Steišūnas, S., Blatnický, M. (2016). Simulation Analysis of the Effects of a Rail Vehicle Running with Wheel Flat. *Manufacturing Technology*, 16 (5), 889–896. doi: <https://doi.org/10.21062/ujep/x.2016/a/1213-2489/mt/16/5/889>
26. Dižo, J., Harušinec, J., Blatnický, M. (2015). Multibody System of a Rail Vehicle Bogie with a Flexible Body. *Manufacturing Technology*, 15 (5), 781–788. doi: <https://doi.org/10.21062/ujep/x.2015/a/1213-2489/mt/15/5/781>
27. Fomin, O., Lovska, A., Pištěk, V., Kučera, P. (2019). Dynamic load effect on the transportation safety of tank containers as part of combined trains on railway ferries. *Vibroengineering PROCEDIA*, 29, 124–129. doi: <https://doi.org/10.21595/vp.2019.21138>