УДК 629.4.027.2: 539.4: 621.01
DOI https://doi.org/10.15589/znp2026.3(506).13

CONCEPT FOR OPTIMIZING THE GEOMETRY OF A RAILWAY BOGIE BOLSTER BASED ON THE CRITERION OF MASS MINIMIZATION

КОНЦЕПЦІЯ ОПТИМІЗАЦІЇ ГЕОМЕТРІЇ НАДРЕСОРНОЇ БАЛКИ ЗАЛІЗНИЧНОГО ВІЗКА ЗА КРИТЕРІЄМ МІНІМІЗАЦІЇ МАСИ

Oleksii V. Fomin
o.fomin@ntu.edu.ua
ORCID: 0000-0003-2387-9946

Vladyslav I. Martynenko
Teplovozdp@i.ua
ORCID: 0009-0005-9803-4421

Dmytro I. Martynenko
demark1114@gmail.com
ORCID: 0009-0006-3186-8082

Ievgenii V. Gunko
gunya2006@gmail.com
ORCID: 0009-0003-6641-859X

О. В. Фомін,
докт. техн. наук, професор

В. І. Мартиненко,
аспірант

Д. І. Мартиненко,
аспірант

Є. В. Гунько,
аспірант

National Transport University, Kyiv
Національний транспортний університет, м. Київ

Abstract. *Purpose*. To develop a concept for optimizing the geometry of a bogie bolster (transom) that minimizes structural mass while guaranteeing compliance with the normative safety factor, overcoming the limitations of traditional design methods based on static schemes, which cause uneven metal distribution and excessive mass. *Methodology*. A comprehensive theoretical-numerical approach was applied. The spectrum of operational loads was formed using methods of mathematical statistics and the theory of random processes. The stress-strain state was calculated using the finite element method. Topological optimization was implemented using the SIMP method in an inverse formulation: mass minimization subject to a direct stress constraint and a differentiated safety factor for the operating modes, with stress aggregation via the P-norm and density updating by algorithm. Three concepts were compared: stiffness-constrained (A), rib-based redistribution (B), and a hybrid fatigue-aware approach (C). *Results*. The baseline analysis showed that over 62 % of the bolster's volume operates at stresses below 30 MPa, indicating a reserve for mass reduction. Approach A reduced mass by 12–15 % but had the lowest fatigue safety margin; Approach B provided the highest safety factor (n_s = 1.74) with only a 5.7 % mass reduction; the hybrid Approach C proved the most balanced – an 18 % mass reduction, n_s = 1.62 (≥1.5), and the greatest service life ($62.1 \cdot 10^6$ cycles). *Scientific novelty*. For the first time, the mass-minimization problem was formulated as an inverse SIMP topological optimization problem with an explicit, differentiated constraint on the normative safety factor across three operating modes, integrating the probabilistic load spectrum directly into the objective function and combining mass, stiffness, and fatigue criteria within a single hybrid formulation. *Practical significance*. Preliminary calculations demonstrated that implementing the proposed concept allows the bolster's mass to be reduced by 18 % without violating strength requirements, reducing the bogie's material consumption while preserving casting manufacturability and interchangeability with parts of the current fleet.
Key words: optimization; bogie; transport; strength; topology; deformable solid body.

Анотація. *Мета*. Розроблення концепції оптимізації геометрії надресорної балки візка, яка мінімізує масу конструкції за гарантованого дотримання нормативного запасу міцності, долаючи обмеження традиційних методів проєктування на основі статичних схем, що спричиняють нерівномірний розподіл металу та надмірну масу. *Методика*. Застосовано комплексний теоретико-чисельний підхід. Спектр експлуатаційних навантажень сформовано методами математичної статистики та теорії випадкових процесів. Напружено-деформований стан розраховано методом скінченних елементів. Топологічну оптимізацію реалізовано методом SIMP в інверсній постановці: мінімізація маси за прямого обмеження на напруження та диференційований запас міцності для режимів, з агрегацією напружень за P-нормою та оновленням густини алгоритмом. Порівняно три концепції: обмеження жорсткості (А), перерозподіл через ребра (Б) і гібридний підхід з урахуванням втоми (В). *Результа-*

ти. Базовий аналіз показав, що понад 62 % об'єму балки працює при напруженнях нижче 30 МПа, що свідчить про резерв зниження маси. Підхід А знизив масу на 12–15 %, але мав найменший запас за втомою; підхід Б забезпечив найвищий запас міцності (n_s = 1,74) при зниженні маси лише на 5,7 %; гібридний підхід В виявився найбільш збалансованим – зниження маси на 18 %, n_s = 1,62 (≥1,5), найбільший ресурс ($62{,}1 \cdot 10^6$ циклів). *Наукова новизна*. Уперше задачу мінімізації маси сформульовано як інверсну задачу топологічної оптимізації SIMP з явним диференційованим обмеженням на нормативний запас міцності за трьома режимами, з інтеграцією ймовірнісного спектра навантажень безпосередньо в цільову функцію та поєднанням критеріїв маси, жорсткості й втоми в єдиній гібридній постановці. *Практична значимість*. Попередні розрахунки засвідчили, що реалізація запропонованої концепції дозволяє знизити масу балки на 18 % без порушення вимог міцності, зменшуючи матеріаломісткість візка за збереження технологічності лиття та взаємозамінності з деталями діючого парку.
Ключові слова: оптимізація; візок; транспорт, міцність; топологія; деформівне тверде тіло.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

У процесі експлуатації залізничного рухомого складу надресорні балки зазнають тривалого впливу багатоциклових навантажень випадкового характеру. Існуючі методи проєктування здебільшого оперують еквівалентними статичними зусиллями, що призводить до нерівномірного розподілу металу і невиправдано високої маси деталі за наявності локальних зон підвищеної концентрації напружень, де виникають втомні пошкодження.

Традиційні геометричні форми балок значною мірою вичерпали потенціал зниження матеріаломісткості без втрати тримальної здатності. Застосування топологічної оптимізації стримується відсутністю моделей, здатних інтегрувати реальний спектр навантажень у синтез геометрії, та відсутністю явного зв'язку цільової функції маси з нормативним запасом міцності.

Невідповідність між спрощеними розрахунковими схемами та реальними динамічними факторами призводить до неефективності теоретично оптимізованих конструкцій в експлуатації або їхньої надмірної консервативності. Складні топологічні форми також часто непридатні для традиційного ливарного виробництва через обмеження на товщину стінки та кут виймання виливки.

Потребує вирішення суперечність між прагненням до максимального зниження маси балки та гарантованим забезпеченням нормативного запасу міцності ($n_s \geq 1{,}5$ основна розрахункова ситуація, $n_s \geq 1{,}2$ форсована розрахункова ситуація, $n_s \geq 1{,}0$ аварійна розрахункова ситуація) за трьома розрахунковими нормованими режимами вагонів.

Таким чином, науково-практична проблема полягає в розробленні геометричної конфігурації надресорної балки візка, яка розв'язує задачу мінімізації маси як цільової функції топологічної оптимізації за явного обмеження на нормативний запас міцності з урахуванням реального спектра навантажень і технологічних можливостей ливарного виробництва.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

Питання топологічної та параметричної оптимізації несучих елементів ходових частин рухомого складу активно розробляється у світовій літературі.

У роботах [1, 2] запропоновано методику топологічної оптимізації з урахуванням обмежень лиття, що дозволяє одночасно зменшити масу та підвищити жорсткість конструкції. У праці [3] розроблено двоетапний алгоритм топологічної оптимізації на основі попереднього визначення найбільш небезпечних випадків навантаження з урахуванням вертикальних, поперечних, тягових і гальмівних сил.

Дослідження [4, 5] присвячені інтеграції оцінювання втомної довговічності в процес структурної оптимізації, оскільки оптимізація лише за критерієм маси може скорочувати ресурс елементів при циклічному навантаженні. У роботах [6, 7] розроблено комбіновану методику, що поєднує топологічну та параметричну оптимізацію для ефективнішого зменшення маси при збереженні нормативної жорсткості конструкції.

Автори [8] дослідили топологічну оптимізацію конструкцій рухомого складу за поєднання статичних і динамічних навантажень у багатокритеріальній постановці задачі. У працях [9, 10] розроблено методику прогнозування втомної довговічності рам візків із використанням віртуального прототипування та реальних спектрів навантажень.

У дослідженні [11] запропоновано підхід, що поєднує топологічну оптимізацію з аналізом чутливості навантажень, визначаючи найбільш несприятливі режими ще до початку оптимізації. Стаття [12] присвячена оцінюванню втомної надійності зварних конструкцій візків методом ефективних концентраторів напружень із локалізацією критичних зон ще до оптимізації.

У роботі [13] запропоновано алгоритм топологічної оптимізації, що враховує втому матеріалу та розподіл дефектів, орієнтований на довговічність, а не лише на мінімізацію маси. У роботах [14, 15] розроблено методику визначення інтенсивності розвитку тріщин у конструкціях візків із використанням спільного моделювання динаміки та механіки руйнування.

У праці [16] розглянуто втомну надійність рам візків з урахуванням невизначеності навантажень і властивостей матеріалу із застосуванням сурогатних моделей машинного навчання. У роботі [17] представлено цифровий двійник рами візка для оцінювання

накопичення втомних пошкоджень у режимі реального часу, що окреслює перспективу адаптивної оптимізації, орієнтованої на реальні умови експлуатації.

ВІДОКРЕМЛЕННЯ НЕВИРІШЕНИХ РАНІШЕ ЧАСТИН ЗАГАЛЬНОЇ ПРОБЛЕМИ

Аналіз літератури засвідчив, що питанням мінімізації маси балки надресорної з явним обмеженням за нормативним запасом міцності не приділено достатньої уваги: більшість публікацій обмежуються статичними схемами на основі детермінованих сил, без урахування їхньої реальної мінливості у вигляді ймовірнісного спектра.

Дослідження методів топологічного синтезу ходових частин часто оминають специфіку динамічного навантаження, а алгоритми інтеграції спектральних характеристик безпосередньо в цільову функцію маси розкрито недостатньо. Питання раціонального перерозподілу металу з одночасним забезпеченням запасу міцності за трьома режимами, витривалості та технологічності залишаються дискусійними.

У зв'язку з цим виникає прогалина, яка потребує заповнення шляхом виконання дослідження, спрямованого на розроблення концепції оптимізації геометрії надресорної балки залізничного візка за критерієм мінімізації маси із забезпеченням нормативного коефіцієнта запасу міцності.

МЕТА ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою дослідження є розроблення концепції оптимізації геометричної конфігурації надресорної балки візка, яка забезпечує мінімальну масу конструкції за умови обов'язкового виконання нормативного запасу міцності.

Для досягнення мети передбачається інтеграція реального ймовірнісного спектра навантажень у постановку задачі оптимізації методом топології та порівняльна оцінка альтернативних підходів/концепцій за критеріями маси, напружень, запасу міцності та втомної довговічності.

МЕТОДИ, ОБ'ЄКТ ТА ПРЕДМЕТ ДОСЛІДЖЕННЯ

Використані методи

Для вирішення поставлених задач використано комплексний підхід, що поєднує теоретичні та чисельні методи механіки деформівного твердого тіла. Формування спектра експлуатаційних навантажень здійснено методами математичної статистики та теорії випадкових процесів на основі існуючих даних.

Розрахунки напружено-деформованого стану пропонується виконувати методом скінченних елементів (МСЕ) у тривимірній постановці. Топологічну оптимізацію пропонується реалізовувати з ітераційним алгоритмом оптимальності критеріїв і фільтрацією чутливостей.

Геометричне доопрацювання форми деталі пропонується реалізовувати методами твердотільного CAD-проєктування з урахуванням обмежень виробництва.

Об'єкт та предмет дослідження

Об'єктом дослідження є процеси формування напружено-деформованого стану несучих елементів ходових частин залізничного рухомого складу під дією статичних і динамічних сил.

Предметом дослідження є методи, математичні моделі та геометричні конфігурації топологічної оптимізації надресорної балки візка за критерієм мінімізації маси з обмеженням на нормативний коефіцієнт запасу міцності.

Робота спрямована на виявлення закономірностей між просторовим розподілом матеріалу деталі та її реакцією на реальний ймовірнісний спектр силових впливів.

Дослідження охоплює взаємозв'язки між параметрами геометричної форми, матеріаломісткістю,

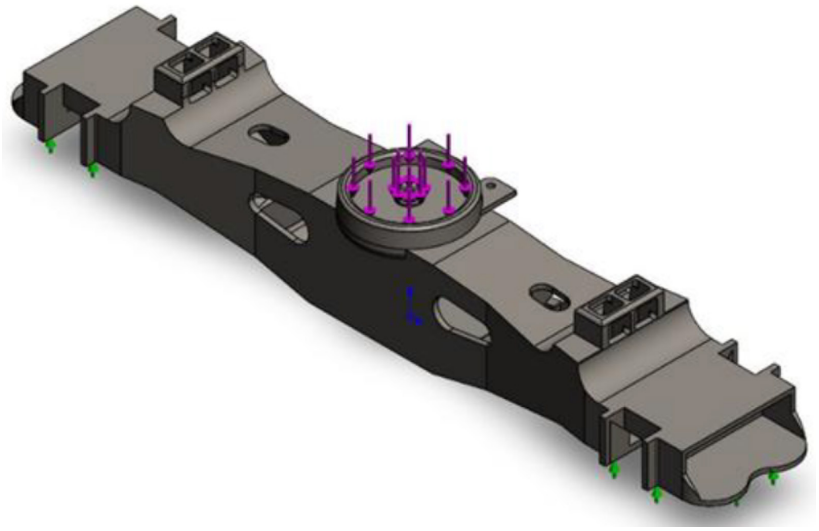


Рис. 1. Розрахункова 3D-модель надресорної балки візка 18-100

коефіцієнтом запасу міцності та показниками втомної довговічності конструкції.

ОСНОВНИЙ МАТЕРІАЛ ДОСЛІДЖЕННЯ

Надресорна балка візка 18–100 (рис. 1) являє собою порожнисту відливку коробчастого перерізу довжиною ≈1870 мм з підп'ятниковим вузлом, бічними опорними поверхнями ковзунів, горизонтальними ребрами жорсткості та вікнами для зниження маси. Нормативна маса базової балки, матеріал визначені виробником.

Навантаження нормативні та реальний спектр навантажень

Нормативне вертикальне навантаження на підп'ятник балки при вантажопідйомності 70 т визначається як:

$$P_v = (Q_{br} + Q_w) \cdot g/n, \quad (1)$$

де Q_{br} – маса брутто вагона, кг;
Q_w – маса кузова порожнього вагона, кг;
$g = 9{,}81$ м/с² – прискорення вільного падіння;
n – кількість візків ($n = 2$ для стандартного вагона).

Горизонтальне поперечне навантаження від рамних сил візка задається у вигляді коефіцієнта динаміки:

$$H = kd \cdot Pv, \quad (2)$$

де $kd = 0{,}1…0{,}3$ – коефіцієнт динаміки горизонтального навантаження.

Реальний спектр навантажень доцільно отримувати шляхом вимірювань деформацій під час ходових випробувань і описується функцією густини ймовірності нормального розподілу:

$$f(P) = (1/\sigma P \cdot \sqrt{(2\pi)}) \cdot \exp(-(P - \mu P)^2/(2\sigma P^2)), \quad (3)$$

де μP – математичне сподівання навантаження;
σP – середньоквадратичне відхилення.

На рис. 2 наведено умовний розподіл частот вертикального навантаження Pv для режимів порожнього та навантаженого вагона. Розподіл багатомодальний і суттєво відрізняється від детермінованого нормативного значення, що обґрунтовує врахування набору зважених режимів у задачі оптимізації.

Скінчено-елементний аналіз базової конструкції

Аналіз виконано тетраедральними елементами другого порядку з глобальним розміром сітки 12 мм та згущенням до 4 мм у зонах концентрації напружень (142 650 елементів, 214 890 вузлів). Граничні умови: жорстке закріплення опорних елементів, вертикальне навантаження через підп'ятниковий вузол, горизонтальне – через ковзунні опори, відповідно до режимів.

За результатами статичного аналізу для основного режиму отримано умовний розподіл напружень, наведений на рис. 3.

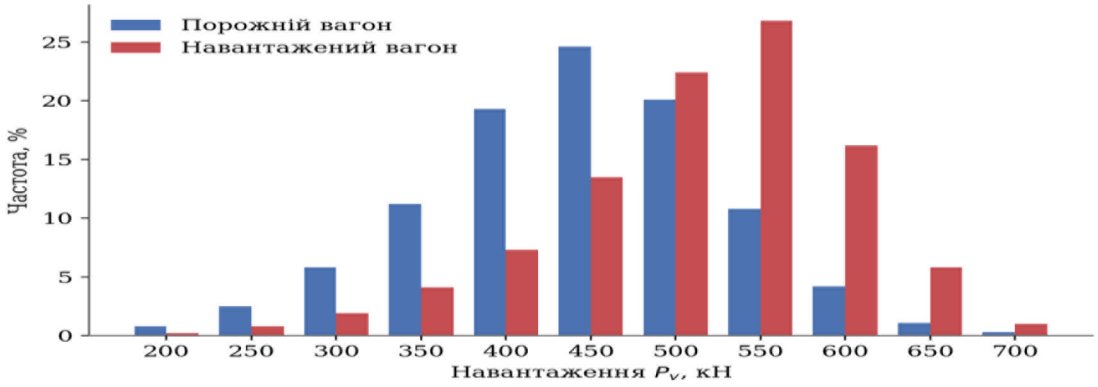


Рис. 2. Умовний розподіл вертикального навантаження Pv на підп'ятниковий вузол надресорної балки за результатами ходових випробувань

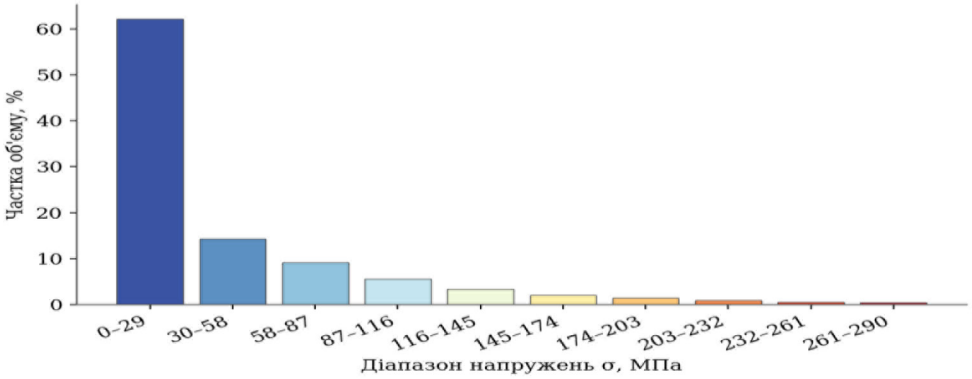


Рис. 3. Умовний розподіл напружень в об'ємі базової надресорної балки

Отримане значення вказує на не перевищення межі текучості в локальних зонах концентрації напружень поблизу сингулярностей геометрії; встановлено $n_s \geq 1{,}3$ для нормативних навантажень, тому базова геометрія може бути цілеспрямовано перерозподілена. Водночас, як показано на рис. 3, понад 62 % об'єму матеріалу балки працює при напруженнях нижче 30 МПа, що свідчить про значний резерв для зниження маси без порушення умов міцності в найбільш навантажених зонах.

Математична постановка задачі мінімізації маси

Для розв'язання задачі мінімізації маси надресорної балки із забезпеченням нормативного коефіцієнта запасу міцності обрано метод SIMP (Solid Isotropic Material with Penalization). Кожному скінченному елементу присвоюється відносна щільність $\rho e \in [0; 1]$, а пружні властивості елемента визначаються степеневим законом:

$$Ee(\rho e) = \rho e^{p} \cdot E_0, \tag{4}$$

де E_0 – модуль Юнга сталі;

$p = 3$ – коефіцієнт штрафу (penalty), що пригнічує проміжні значення щільності, відповідно до класичної степеневої апроксимації.

На відміну від класичної постановки SIMP, орієнтованої на мінімізацію піддатливості при заданому обмеженні на об'єм, у цьому дослідженні задача поставлена інверсно – як мінімізація маси конструкції за прямого обмеження на напруження та нормативний коефіцієнт запасу міцності:

$$\min m(\rho) = \rho_s \cdot \sum e\rho_e \cdot V_e \tag{5}$$

за умов: $KU = F$; σVM, $e(\rho) \leq [\sigma] = \sigma_m / n_s$;

$$0 < \rho_{\min} \leq \rho_e \leq 1, \tag{6}$$

де ρ_s – густина сталі;

V_e – об'єм e-го елемента;

K, U, F – матриця жорсткості та вектори переміщень і сил;

σVM, e – напруження Мізеса в елементі;

$[\sigma]$ – допустиме напруження за запасом міцності;

$$\rho_{\min} = 0{,}001.$$

Для врахування режимів навантаження задача набуває вигляду багаторежимної оптимізації з обмеженням на напруження для кожного режиму:

$$\sigma_{VM}(\rho, j) = \sqrt{(1/2[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2])}, \quad j \leq \sigma_m / ns, \quad j, j = 1\ldots4, \tag{7}$$

де n_s, j – нормативний запас міцності для j-го режиму ($n_{s,1} \geq 1{,}5$; $n_{s,2} \geq 1{,}2$; $n_{s,3}$, $n_{s,4} \geq 1{,}0$ для динамічних випадків).

Для запобігання чисельній жорсткості локальних обмежень застосовано агреговану P-норму напружень за підходом стрес-орієнтованої топологічної оптимізації:

$$\tilde{\sigma}_{VM} = \left(\sum e\sigma_{VM}, e^{P}\right)^{(1/P)} \leq [\sigma], \tag{8}$$

де $P = 8\ldots16$ – параметр агрегації, що замінює локальні обмеження одним диференційовним глобальним, наближеним до $\max(\sigma_{VM}, e)$ при $P \to \infty$.

Ітераційний алгоритм оптимальності критеріїв та аналіз чутливості

Чутливість маси та обмеження на напруження до щільності елемента визначається аналітично. Для запобігання «шаховому» ефекту застосовано фільтрацію радіальним фільтром з радіусом $\rho_{\min} = 24$ мм, що забезпечує мінімальний розмір деталей топології не менше 24 мм.

Оновлення щільності виконано алгоритмом ОС ($m = 0{,}2$, $\eta = 0{,}5$), множник Лагранжа визначається методом бісекції. Збіжність для $f = 0{,}82$ наведена на рис. 4: задовільна збіжність C/C_0 та V/V_0 досягається за 35–45 ітерацій, критерій зупинки – $\Delta\rho_{\max} \leq 0{,}01$.

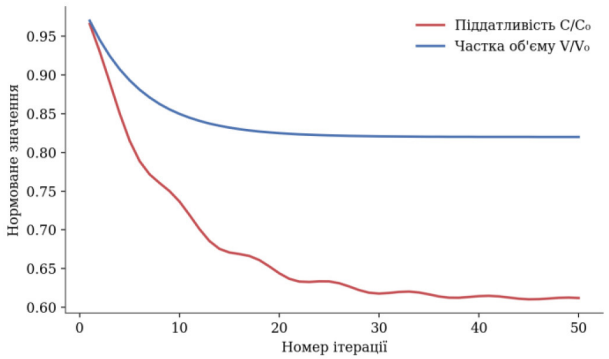


Рис. 4. Збіжність алгоритму оптимальності критеріїв: залежність нормованої піддатливості C/C_0 та частки об'єму V/V_0 від номера ітерації

Порівняльна оцінка альтернативних конструктивних підходів/концепцій

На основі сформульованої математичної постановки розроблено та досліджено три альтернативні підходи перерозподілу матеріалу надресорної балки.

Підхід А – мінімізація маси при обмеженні на жорсткість. Перший підхід орієнтований на зниження маси зі збереженням глобальної жорсткості ($u_{\max} \leq [u] = 5$ мм при $\sigma_{VM}, e \leq [\sigma]$). Матеріал видаляється переважно з центральних секцій та прямолінійних ділянок нижнього пояса, де напруження не перевищували 30 МПа. Очікуване зниження маси – 12–15 %.

Підхід Б – перерозподіл жорсткості через ребра. Другий підхід передбачає перерозподіл матеріалу: ущільнення в зонах максимальних напружень з утоненням стінок у малонапружених зонах. Раціональна товщина стінки визначається з умови рівноміцності:

$$topt(x) = t_{\min} + (t_{\max} - t_{\min}) \cdot (\sigma_{VM}(x)/\sigma_{\max})^{0{,}5}, \tag{9}$$

де $t_{\min} = 8$ мм – мінімальна технологічна товщина стінки для лиття;

$t_{\max} = 30$ мм – максимальна товщина.

Підхід В – гібридний підхід з урахуванням втомних пошкоджень. Третій, гібридний підхід поєднує мінімізацію маси за обмеженням на статичну міцність з обмеженням на накопичення втомних пошкоджень:

$$\sigma_a/\sigma_{-1} + \sigma_m/\sigma_в \le 1/n_f, \qquad (10)$$

де σ_a – амплітуда циклу; σm – середнє напруження циклу;

σ_{-1} – границя витривалості;

$\sigma_в$ – межа міцності;

$n_f = 2{,}0$ – нормативний коефіцієнт запасу за втомою.

Порівняльні результати трьох підходів та базової конструкції наведено на рис. 5.

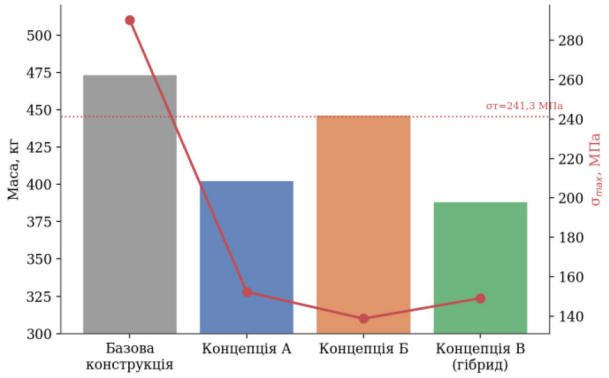


Рис. 5. Порівняння маси та максимального напруження для базової конструкції та трьох концепцій оптимізації

Результати аналізу рис. 5 показують, що підхід А дає найбільше зниження напружень, проте має найменший запас за втомою і найбільший прогин, тоді як підхід Б забезпечує найвищий запас міцності ($n_s = 1{,}74$), але найменше зниження маси (до 5,7 %). Підхід В є компромісним і найбільш обґрунтованим рішенням: він дає найбільше зниження маси (до 18 %) серед варіантів, що задовольняють нормативний запас міцності ($n_s = 1{,}62 \ge 1{,}5$), а також найбільший ресурс, тому прийнятий, як рекомендована конфігурація балки.

Перевірка нормативного коефіцієнта запасу міцності обраного варіанта

За вимогами норм розрахунку нормативний коефіцієнт запасу міцності надресорної балки встановлюється диференційовано залежно від розрахункового режиму.

Результати перевірки коефіцієнта запасу міцності для всіх варіантів конструкції за трьома розрахунковими режимами наведено на рис. 6.

Лише концепції Б і В забезпечують виконання нормативного запасу міцності за всіма трьома режимами, включно з аварійним ($n_s \ge 1{,}0$). Оскільки концепція В додатково дає більше зниження маси при зіставному запасі міцності, вона підтверджена як оптимальне рішення.

ОБГОВОРЕННЯ ОТРИМАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ

Отримані результати свідчать про ефективність інтеграції нормативного запасу міцності безпосередньо як обмеження цільової функції оптимізації, а не показника, що перевіряється постфактум. При реалізації концепції В перерозподіл металу дозволяє усунути зони хронічної недовантаженості, характерні для серійної деталі, де понад 62 % об'єму працювало при напруженнях нижче 30 МПа (рис. 3).

Зменшення маси на 18 % може бути досягнуто без порушення запасу міцності, що попередньо підтверджено розрахунками. Порівняно з А і Б, гібридний підхід дає кращий баланс маси, міцності та довговічності, вже на етапі формування цільової функції.

У контексті ливарного виробництва криволінійні поверхні, отримані алгоритмом SIMP, доцільно адаптувати до вимог ливарних ухилів та товщин стінок. Порівняння зі світовими аналогами підтверджує, що врахування випадкового характеру навантажень і обмеження за запасом міцності дозволяють

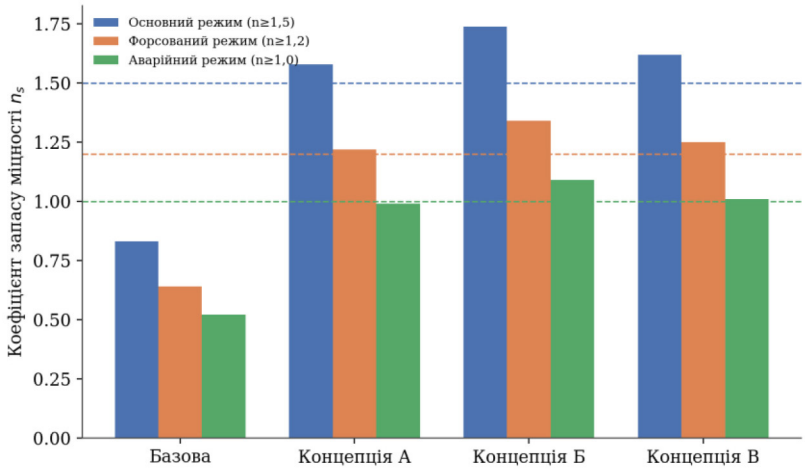


Рис. 6. Коефіцієнти запасу міцності ns для чотирьох варіантів конструкції за трьома режимами навантаження та нормативні значення (пунктиром)

уникнути помилкового перерозподілу металу для динамічних режимів.

ВИСНОВКИ

У роботі запропоновано розв'язання задачі мінімізації маси надресорної балки візка залізничного рухомого складу з явним обмеженням на нормативний запас міцності, з урахуванням реального спектра навантажень. Попередньо встановлено, що 62,1 % об'єму базової балки функціонує при напруженнях нижче 30 МПа, що підтверджує потенціал для зниження маси.

Сформульовано математичний апарат мінімізації маси методом SIMP з обмеженням на напруження та диференційованим запасом міцності. Розроблено три концепції: мінімізацію маси при обмеженні жорсткості (А, –15,0 %, n_s = 1,58), перерозподіл жорсткості через ребра (Б, –5,7 %, n_s = 1,74) та гібридний підхід з урахуванням втоми (В, –18,0 %, n_s = 1,62, ресурс 62,1 · 10^6 циклів).

Обґрунтовано вибір концепції В, яка забезпечує максимальне зниження маси серед варіантів, що задовольняють запас міцності за основним (≥1,5), форсованим (≥1,2) та аварійним (≥1,0) режимами. Алгоритм забезпечує збіжність за 35–45 ітерацій при зниженні σmax з 290,2 до 149,1 МПа.

Підтверджено відповідність геометрії обмеженням ливарного виробництва (товщина стінки 8 мм, кут виймання виливки 10°).

Отримані результати підтверджують доцільність формулювання задач топологічної оптимізації ходових частин саме як мінімізації маси з явним обмеженням на нормативний запас міцності, зі збереженням габаритних і посадкових розмірів балки для взаємозамінності з деталями діючого парку.

В подальшому отримані теоретичні результати необхідно опрацювати при проведенні відповідних дослідно-конструкторських, випробувальних та технологічних робіт.

Перспективи подальших наукових досліджень пов'язані із методом рівня поверхні, адитивними технологіями та нейромережевими сурогатними моделями для поглиблення та масштабування методики.

Інформація про використання штучного інтелекту. Під час підготовки статті інструменти штучного інтелекту використовувалися виключно для мовного редагування, перевірки граматики, перекладу або інших допоміжних завдань, без використання згенерованих ними об'єктів як результатів академічної діяльності.

REFERENCES

[1] Fomin, O., Gerlici, J., Lovskaya, A., Kravchenko, K., Prokopenko, P., Fomina, A., & Hauser, V. (2018). Research of the strength of the bearing structure of the flat wagon body from round pipes during transportation on the railway ferry. *MATEC Web of Conferences*, *235*, Article 00003. https://doi.org/10.1051/matecconf/201823500003

[2] Cascino, A., Meli, E., & Rindi, A. (2026). Multi-stage topology optimization for structural redesign of railway motor bogie frames. Applied Sciences, 16(2), 973. doi: 10.3390/app16020973

[3] Fomin, O. V. (2012). Rozrobka metodiki vprovadgennja riznih profiliv v jacosti scladovih elementiv nesuchih system vantagnih vagoniv [Development of a method for the introduction of various profiles as components of carrier systems of freight cars]. Visnik Nacionalnogo tehnichnogo universitetu "HPI"[Bulletin of Nacionalnogo tehnichnogo universitetu "HPI"], 29–33.

[4] Liu, F., Tang, Z., & Zhang, J. (2020). Holistic topology-parameter optimization method for the rail vehicle end structure. Journal of Mechanical Engineering, 56(20), 134–145. doi: 10.3901/JME.2020.20.134

[5] Yang, C., & Li, Q. M. (2020). Structural optimisation for the collapse zone of a railway vehicle. International Journal of Mechanical Sciences, 165, 105201. doi: 10.1016/j.ijmecsci.2019.105201

[6] 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), 1915. https://doi.org/10.3390/ma14081915

[7] Cascino, A., Meli, E., & Rindi, A. (2024). A new strategy for railway bogie frame designing combining structural-topological optimization and sensitivity analysis. Vehicles, 6(2), 30. doi: 10.3390/vehicles6020030

[8] Zhang, Y., Liu, H., Li, X., & Wang, Z. (2022). Fatigue reliability analysis of metro bogie frame based on effective notch stress method. Engineering Failure Analysis, 131, 105811. doi: 10.1016/j.engfailanal.2021.105811

[9] Berto, F., Campagnolo, A., Benedetti, M., et al. (2021). Innovative formulation for topological fatigue optimisation based on material defects distribution and TopFat algorithm. International Journal of Fatigue, 147, 106176. doi: 10.1016/j.ijfatigue.2021.106176

[10] Fomin, O., Lovska, A., Píštěk, 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. https://doi.org/10.21595/vp.2019.21138

[11] Zhao, Y., Wang, X., & Chen, H. (2025). Fatigue reliability analysis of bogie frames considering parameter uncertainty. International Journal of Fatigue, 190, 108632. doi: 10.1016/j.ijfatigue.2024.108632

[12] Tang, Y., Wang, Y., Li, Y., Guo, T., An, Q., & Dong, Q. (2026). A five-dimensional digital twin model of bogie frame with a new approach for accumulation fatigue damage. Advances in Structural Engineering. doi: 10.1177/10567895251375352

[13] Sigmund, O., & Maute, K. (2013). Topology optimization approaches: A comparative review. Structural and Multidisciplinary Optimization, 48(6), 1031–1055. doi: 10.1007/s00158-013-0978-6

[14] Fomin, O., Lovska, A., Skliarenko, I., & Klochkov, Y. (2020). Substantiating the optimization of the load-bearing structure of a hopper car for transporting pellets and hot agglomerate. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 1(7 (103), 65–74. https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.193408

[15] Gorobchenko, O., Fomin, O., Fomin, V., & Kovalenko, V. (2018). Study of the influence of electric transmission parameters on the efficiency of freight rolling stock of direct current. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 1(3 (91), 60–67. https://doi.org/10.15587/1729-4061.2018.121713

[16] Liu, J., & Ma, Y. (2016). A survey of manufacturing oriented topology optimization methods. Advances in Engineering Software, 100, 161–175. doi: 10.1016/j.advengsoft.2016.07.017

[17] Fomin, O., Lovska, A., Radkevych, V., Horban, A., Skovron, I., & Yurchenko, O. (2020). Research of the dynamic loading of a container as part of a combined train on a railway ferry. *MM Science Journal*, *2020*(01), 3749–3755. https://doi.org/10.17973/MMSJ.2020_03_2019043

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

[1] Fomin, O., Gerlici, J., Lovskaya, A., Kravchenko, K., Prokopenko, P., Fomina, A., & Hauser, V. (2018). Research of the strength of the bearing structure of the flat wagon body from round pipes during transportation on the railway ferry. *MATEC Web of Conferences*, *235*, Article 00003. https://doi.org/10.1051/matecconf/201823500003

[2] Cascino, A., Meli, E., & Rindi, A. (2026). Multi-stage topology optimization for structural redesign of railway motor bogie frames. Applied Sciences, 16(2), 973. doi: 10.3390/app16020973

[3] Fomin, O. V. (2012). Rozrobka metodiki vprovadgennja riznih profiliv v jacosti scladovih elementiv nesuchih system vantagnih vagoniv [Development of a method for the introduction of various profiles as components of carrier systems of freight cars]. Visnik Nacionalnogo tehnichnogo universitetu “HPI” [Bulletin of Nacionalnogo tehnichnogo universitetu “HPI”], 29–33.

[4] Liu, F., Tang, Z., & Zhang, J. (2020). Holistic topology-parameter optimization method for the rail vehicle end structure. Journal of Mechanical Engineering, 56(20), 134–145. doi: 10.3901/JME.2020.20.134

[5] Yang, C., & Li, Q. M. (2020). Structural optimisation for the collapse zone of a railway vehicle. International Journal of Mechanical Sciences, 165, 105201. doi: 10.1016/j.ijmecsci.2019.105201

[6] 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), 1915. https://doi.org/10.3390/ma14081915

[7] Cascino, A., Meli, E., & Rindi, A. (2024). A new strategy for railway bogie frame designing combining structural-topological optimization and sensitivity analysis. Vehicles, 6(2), 30. doi: 10.3390/vehicles6020030

[8] Zhang, Y., Liu, H., Li, X., & Wang, Z. (2022). Fatigue reliability analysis of metro bogie frame based on effective notch stress method. Engineering Failure Analysis, 131, 105811. doi: 10.1016/j.engfailanal.2021.105811

[9] Berto, F., Campagnolo, A., Benedetti, M., et al. (2021). Innovative formulation for topological fatigue optimisation based on material defects distribution and TopFat algorithm. International Journal of Fatigue, 147, 106176. doi: 10.1016/j.ijfatigue.2021.106176

[10] Fomin, O., Lovska, A., Píštěk, 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. https://doi.org/10.21595/vp.2019.21138

[11] Zhao, Y., Wang, X., & Chen, H. (2025). Fatigue reliability analysis of bogie frames considering parameter uncertainty. International Journal of Fatigue, 190, 108632. doi: 10.1016/j.ijfatigue.2024.108632

[12] Tang, Y., Wang, Y., Li, Y., Guo, T., An, Q., & Dong, Q. (2026). A five-dimensional digital twin model of bogie frame with a new approach for accumulation fatigue damage. Advances in Structural Engineering. doi: 10.1177/10567895251375352

[13] Sigmund, O., & Maute, K. (2013). Topology optimization approaches: A comparative review. Structural and Multidisciplinary Optimization, 48(6), 1031–1055. doi: 10.1007/s00158-013-0978-6

[14] Fomin, O., Lovska, A., Skliarenko, I., & Klochkov, Y. (2020). Substantiating the optimization of the load-bearing structure of a hopper car for transporting pellets and hot agglomerate. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 1(7 (103), 65–74. https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.193408.

[15] Gorobchenko, O., Fomin, O., Fomin, V., & Kovalenko, V. (2018). Study of the influence of electric transmission parameters on the efficiency of freight rolling stock of direct current. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 1(3 (91), 60–67. https://doi.org/10.15587/1729-4061.2018.121713

[16] Liu, J., & Ma, Y. (2016). A survey of manufacturing oriented topology optimization methods. Advances in Engineering Software, 100, 161–175. doi: 10.1016/j.advengsoft.2016.07.017

[17] Fomin, O., Lovska, A., Radkevych, V., Horban, A., Skovron, I., & Yurchenko, O. (2020). Research of the dynamic loading of a container as part of a combined train on a railway ferry. *MM Science Journal*, *2020*(01), 3749–3755. https://doi.org/10.17973/MMSJ.2020_03_2019043

© Фомін О. В., Мартиненко В. І., Мартиненко Д. І., Гунько Є. В.
Дата першого надходження статті до видання: 12.08.2026
Дата прийняття статті до друку після рецензування: 03.09.2026
Дата публікації (оприлюднення) статті: 02.11.2026

Стаття поширюється на умовах ліцензії відкритого доступу (CC BY 4.0)