

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

УДК 629.464.48:519.87

Л. М. ЛОБАНОВ<sup>1</sup>, О. В. МАХНЕНКО<sup>2</sup>, В. І. ПАВЛОВСЬКИЙ<sup>3</sup>, Г. Ю. САПРИКІНА<sup>4\*</sup>,  
А. Д. ПУСТОВОЙ<sup>5</sup>

<sup>1</sup>Відділ оптимізації зварних конструкцій нової техніки, Інститут електрозварювання ім. Є. О. Патона НАН України, вул. Казимира Малевича, 11, Київ, Україна, 03150, тел. +38 (044) 287 24 55, ел. пошта office@paton.kiev.ua, ORCID 0000-0001-9296-2335

<sup>2</sup>Відділ математичних методів дослідження фізико-хімічних процесів при зварюванні і спецеелектрометалургії, Інститут електрозварювання ім. Є. О. Патона НАН України, вул. Казимира Малевича, 11, Київ, Україна, 03150, тел. +38 (044) 205 24 98, ел. пошта makhenko@paton.kiev.ua, ORCID 0000-0002-8583-0163

<sup>3</sup>Відділ математичних методів дослідження фізико-хімічних процесів при зварюванні і спецеелектрометалургії, Інститут електрозварювання ім. Є. О. Патона НАН України, вул. Казимира Малевича, 11, Київ, Україна, 03150, тел. +38 (097) 650 68 80, ел. пошта viktor\_pavlovski@ukr.net, ORCID 0000-0002-5441-3447

<sup>4\*</sup>Відділ математичних методів дослідження фізико-хімічних процесів при зварюванні і спецеелектрометалургії, Інститут електрозварювання ім. Є. О. Патона НАН України, вул. Казимира Малевича, 11, Київ, Україна, 03150, тел. +38(044) 205 25 98, ел. пошта gala\_sapr@ukr.net, ORCID 0000-0003-1534-7253

<sup>5</sup>Відділ математичних методів дослідження фізико-хімічних процесів при зварюванні і спецеелектрометалургії, Інститут електрозварювання ім. Є. О. Патона НАН України, вул. Казимира Малевича, 11, Київ, Україна, 03150, тел. +38 (093) 489 30 55, ел. пошта pustovoyad@gmail.com, ORCID 0000-0003-0027-3722

### Переваги суцільнозварної конструкції бокової рами візка вантажного вагона

**Мета.** Безпека на залізничному транспорті під час експлуатації вантажних вагонів значною мірою залежить від надійності, характеристик опору втомі та живучості литих несучих елементів триелементного візка, особливо бокових рам. Передчасні руйнування литих рам відбуваються переважно через невиявлені приховані дефекти ливарного виробництва. Для усунення зазначених проблем доцільно розробити альтернативну суцільнозварну бокову раму візка вагона з осьовим навантаженням 23,5 тс, яка може бути взаємозамінною з литою конструкцією. **Методика.** Для визначення напружено-деформованого стану суцільнозварної конструкції під дією регламентованих навантажень та оцінки її міцності відповідно до чинних вітчизняних і сучасних світових стандартів було застосовано підходи математичного моделювання. **Результати.** Дослідні зразки суцільнозварної конструкції бокової рами пройшли прискорені випробування на втому. Проведені випробування експериментально довели, що циклічна довговічність розробленої бокової рами значно (у 2...4 рази) перевищує циклічну довговічність литих бокових рам. **Наукова новизна.** Порівняльний аналіз допустимих амплітуд напружень у різних зонах суцільнозварної бокової рами протягом тривалої експлуатації на базі 10<sup>7</sup> циклів навантаження відповідно до чинного стандарту на міцність залізничних вагонів та сучасних підходів до визначення опору втомі зварних з'єднань показав недостатню консервативність вітчизняного стандарту для оцінки втомної міцності зварних з'єднань, що було враховано під час розробки нової конструкції суцільнозварної бокової рами. **Практична значимість.** Крім підвищення надійності, можливого збільшення міжремонтного пробігу та гарантійного терміну експлуатації бокових рам за рахунок забезпечення високого рівня опору втомі та живучості, зварна конструкція може забезпечити точність базового розміру рами, зменшити вагу невіднесених мас, що має знизити зношення коліс і поліпшити ходові характеристики візків залізничних вагонів. Зниження витрат на впровадження в серійне виробництво суцільнозварних бокових рам порівняно із застосуванням технології ливарного виробництва для виготовлення цих конструкцій і те, що собівартість виготовлення суцільнозварної бокової рами є в цілому конкурентоспроможною з литою конструкцією, також одна з важливих переваг нашої розробки.

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

*Ключові слова:* вантажний залізничний вагон; триелементний візок; бокова рама; суцільнозварна конструкція; спектр навантажень; напружено-деформований стан; математичне моделювання; випробування на втому; надійність; циклічна довговічність; живучість

## Вступ

Відомо, що на залізницях колії 1 520 мм трапляються аварії, пов'язані з руйнуванням литих несучих елементів триелементних візків вантажних вагонів. Основною причиною їх руйнування (рис. 1) є втомні тріщини, до появи яких можуть призводити такі дефекти, як пори та раковини у металі литих елементів [18], неприпустимі потоншення стінок тощо [14, 2, 1]. Ці дефекти буває важко, а часом і неможливо, виявити й виправити.

Зважаючи на вищезгадане, завдання підвищення характеристик опору втомі та живучості несучих елементів візка в наш час вельми актуальне.

Вирішення цього завдання можливе шляхом використання альтернативних технологій виробництва, наприклад, застосування у зазначених елементах (рис. 1, *a*) деталей із якісного листового прокату, для з'єднання яких застосовують зварювання [11, 18]. Виготовлення несучих елементів візка з використанням зварювання не є

витратним порівняно з технологією лиття та можливе практично на будь-якому машинобудівному підприємстві, і це може створити умови насичення ринку якісними елементами вантажного візка залізничного вагона, а саме боковою рамою й надресорної балки, із підвищеними характеристиками опору втомі.

Це підтверджує досвід виготовлення та експлуатації візків для вантажних вагонів у Європі. Наприклад, відомі візки типу Y–25 (рис. 2), які мають замкнену зварну рамну конструкцію. На базі Y–25 створені візки типу Y–31 та Y–37 із поліпшеними динамічними характеристиками. Зварна рама візка Y–37/VR має незамкнену рамну конструкцію (рис. 3). Для зниження швидкості вертикальних коливань, які виникають у випадку високих швидкостей руху цього візка, його шкворневу балку (2) кріплять до обох бокових рам через колискову підвіску [15]. На рис. 4 показаний новий візок RC25NT (колія 1 435 мм, вантажопідйомність 25 т) виробництва фірми EisenBahnlauferwerke Halle GmbH (ФРН), який також має зварну рамну конструкцію та центральну ресорну підвіску.

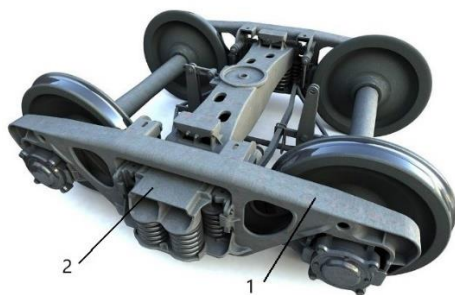
*a – a**б – б*

Рис. 1. Триелементний двовісний візок залізничного вантажного вагона типу 18–100 з литими несучими елементами:

*a* – бокова рама (1), надресорна балка (2);  
*б* – аварійне руйнування литої конструкції бокової рами

Fig. 1. Three-element biaxial bogie of a railway freight car type 18–100 with cast bearing elements:

*a* – side frame (1), superstructure beam (2);  
*b* – accidental destruction of the cast structure of the side frame

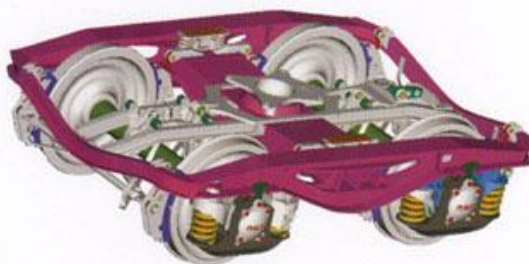


Рис. 2. Візок залізничного вагона типу Y–25 із замкнутою зварною рамною конструкцією

Fig. 2. Railway car bogie type Y–25 with a closed welded frame structure

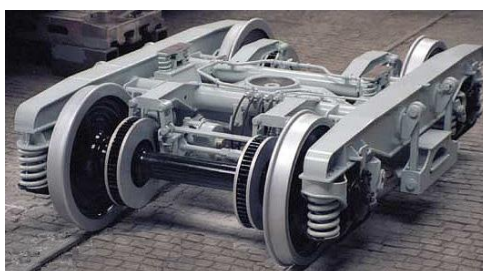


Рис. 3. Візок залізничного вагона типу Y–37/VR із незамкнутою рамною конструкцією

Fig. 3. Railway car bogie of the Y–37/VR type with an open frame structure



Рис. 4. Зварна конструкція візка залізничного вагона типу RC25NT

Fig. 4. Welded structure of a railway carriage bogie of the RC25NT type

Відомо чимало спроб створення в Україні конструкцій суцільнозварних несучих елементів візків вантажних вагонів, які були б взаємозамінні з литими конструкціями.

Так, у 2002 р. було розроблено візок моделі 18–1711 [7, 9, 10], а у 2004 р. – моделі 18–9750 [12, 13] зі зварними боковими рамами, які представлені на рис. 5. Інше рішення реалізовано у 2007 р. для штампозварного варіанта візка вантажного вагона (рис. 6). У цьому випадку основні несучі деталі коробчастого перетину (надресорна балка та бокова рама) були виконані з двох штампованих заготовок, які з'єднані між

собою зварюванням за допомогою перехідних деталей.

На Крюківському вагонобудівному заводі (КВБЗ, Україна) також був розроблений візок вантажного вагона, де бокові рами (рис. 7) і надресорна балка виконані зварними. Метою розробки було, по-перше, підвищити міцність бокових рам і надресорних балок. По-друге, виключити перекіс осей колісних пар, що призводять до підвищеного зносу коліс. По-третє, усунути залежність виробництва візків від постачальників лиття та знизити собівартість цього виробу.

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

Були й інші спроби створення зварних конструкцій несучих елементів триелементних візків вантажних вагонів на заміну литим конструкціям, але жоден із розроблених візків не застосо-

вують нині під час регулярних вантажопереважень. Одною з головних причин цього є низький рівень надійності та довговічності зварних несучих елементів візка.

*a – a*



*б – б*



Рис. 5. Конструкції зварних візків вантажного вагона моделей:  
*a* – 18-1711 [7, 9, 10]; *б* – 18-9750

Fig. 5. Designs of welded bogies of freight car models:  
*a* – 18-1711 [7, 9, 10]; *b* – 18-9750

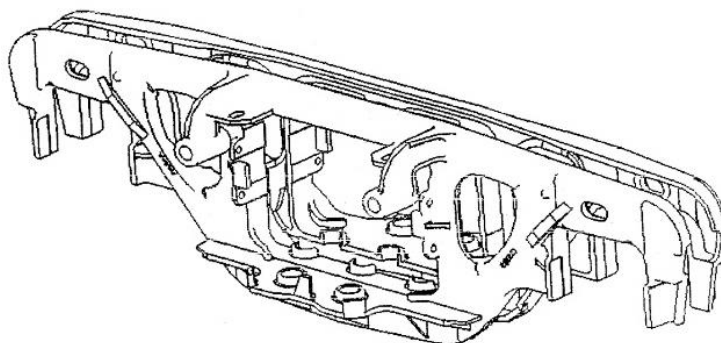


Рис. 6. Штамповзварний варіант конструкції бокової рами

Fig. 6. Stamped-welded version of the side frame construction

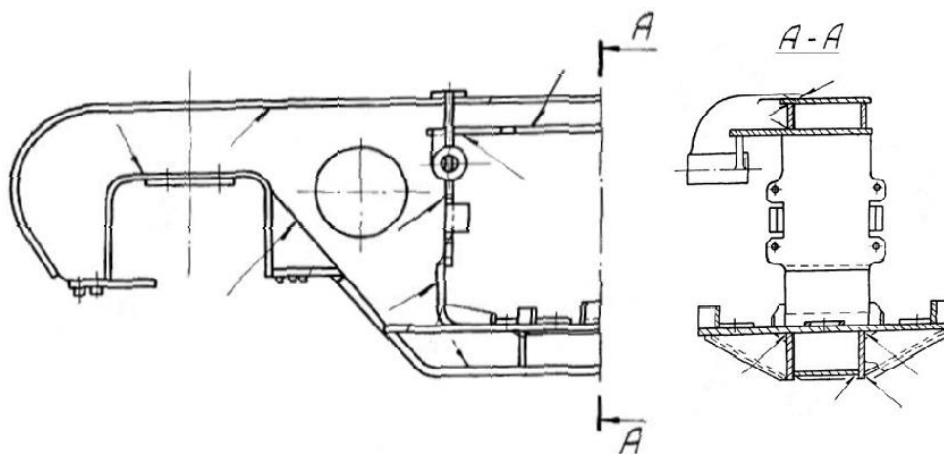


Рис. 7. Зварна конструкція бокової рами візка, розробник КВБЗ

Fig. 7. Welded construction of the trolley side frame, developed by KRCBW

Високу надійність зварних несучих елементів триелементного візка вантажних вагонів необхідно забезпечити за рахунок підвищення опору втомі (довговічності та живучості) порівняно з литою конструкцією.

Використання технології зварювання є доцільним тому, що листовий металопрокат має більш високі характеристики міцності та опору втомі ніж, литий метал. До того ж дефекти у зварних з'єднаннях на стадії виробництва можуть бути своєчасно виявлені й усунуті, на відміну від дефектів у разі застосування ливарної технології.

Інститут електрозварювання ім. Є. О. Патона НАН України має досвід сумісної розробки зі спеціалістами ВАТ «Азовмаш» зварної конструкції надресорної балки, дослідні зразки якої успішно пройшли прискорені випробування на опір втомі [11]. З урахуванням позитивних результатів вищезазначених робіт було розроблено нову суцільнозварну конструкцію бокової рами триелементного візка вантажного вагона з осьовим навантаженням 23,5 тс [6, 17]. Роботу розпочато з ініціативи ВАТ «Азовмаш», виробника вантажних залізничних вагонів, і продовжено за підтримки ТОВ «Рейл», яке спеціалізується на виготовленні компонентів та запасних частин залізничних вагонів. Розробка базується на таких концептуальних положеннях:

– взаємозамінність за габаритами й посадковими розмірами з литою конструкцією візка типу 18-100;

– застосування доступного та якісного листового прокату низьколегованої сталі, що добре зварюється (типу 09Г2С);

– задоволення вимог чинного стандарту з розрахунку на міцність залізничних вагонів [5], стандартів із проведення випробувань на статичне й циклічне навантаження, рекомендацій Міжнародного інституту зварювання (МІЗ) [16] щодо визначення опору втомі зварних з'єднань;

– технологічність процесу збирання і зварювання конструкції та мінімізація її залишкових зварювальних деформацій.

## Мета

За мету статті поставлено показати розробку суцільнозварної конструкції бокової рами триелементного візка вантажного вагона з осьовим навантаженням 23,5 тс. Ця розробка спрямована на розв'язок таких завдань:

– підвищення надійності за рахунок забезпечення високого рівня опору втомі та живучості суцільнозварної конструкції;

– розробка геометрії та форми з'єднань деталей рами, а також ефективних технологій їх зварювання;

– забезпечення точності базових розмірів у межах  $\pm 1$  мм;

– зменшення ваги невіднесених мас на 5–10 %;

– низька собівартість виготовлення;

– створення промислового збирально-зварювального оснащення;

– зниження вартості впровадження у виробництво суцільнозварних бокових рам порівняно з технологією ливарного виробництва.

## Методика

З урахуванням зазначених концептуальних положень, було розроблено оригінальну конструкцію суцільнозварної бокової рами, промислову технологію її виготовлення та спеціалізоване технологічне оснащення. Загальний вигляд цієї конструкції подано на рис. 8. Конструкція бокової рами утворена суцільнозварною несучою балкою коробчастого перерізу 1, та встановленою на похилених поясах вставкою з двома елементами розташування фрикційних планок 2, розміщених на трикутних стінках 3 для прикріплення до відповідного похилого пояса 4, та верхнім з'єднувальним елементом П-подібного перерізу 5 [6].

Під час розробки суцільнозварної конструкції застосовано математичне моделювання для визначення напружено-деформованого стану бокової рами під дією регламентованого спектру знакозмінних навантажень та оцінки міцності згідно з чинним стандартом [5] та сучасними світовими підходами [16].

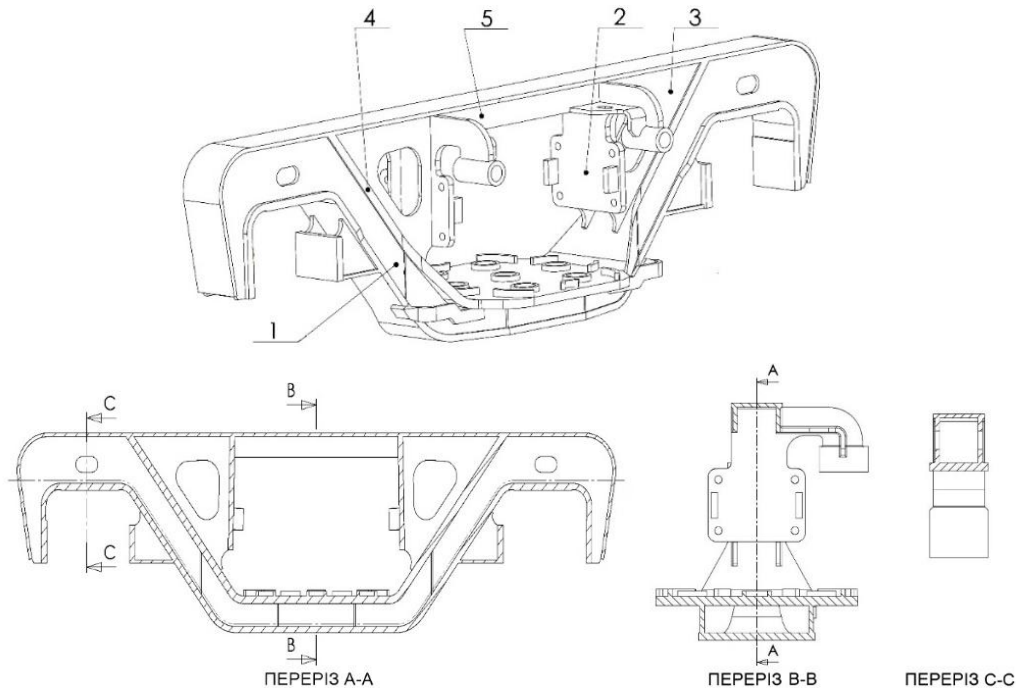


Рис. 8. Нова суцільнозварна конструкція бокової рами:

1 – зварна несуча балка коробчастого перерізу; 2 – елементи розташування фрикційних планок; 3 – трикутні стінки; 4 – похилі пояси; 5 – верхній з'єднувальний елемент П-подібного перерізу

Fig. 8. New all-welded side frame structure:

1 – welded box-shaped support beam; 2 – friction plate arrangement elements; 3 – triangular walls; 4 – inclined belts; 5 – upper U-shaped connecting element

Проведено розрахунок опору втомі розробленої суцільнозварної бокової рами відповідно до [5] за коефіцієнтами опору втомі для різних оцінних зон (основного металу і зварних швів), з урахуванням розподілу коефіцієнта вертикальної динаміки за діапазонами швидкостей експлуатації (спектр навантаження). Також узято до уваги додатковий спектр навантаження від поздовжніх стисних сил через автозчеплення. Установлено, що розроблена конструкція бокової рами є працездатною за змінних навантажень і задовольняє вимогам [5] із коефіцієнтом опору втомі  $[n] = 2$  як за умовою неперевикнення розрахунковими напруженнями величин амплітуд допустимих напружень, так і за умовою накопичення пошкоджуваності.

Відповідно до чинного стандарту [5], допустимі максимальні амплітуди напруження за критерієм опору втомі можна виразити таким чином:

$$[\max(\sigma_a)] = \frac{\sigma_{a,N}}{[n] \sqrt{\frac{T_p f_3}{N_0} \sum_{i=1}^{10} P(v_i) k_i^m}},$$

де  $\sigma_{a,N}$  – границя витривалості (за амплітудою) для симетричного циклу навантаження на базі випробувань  $N_0 = 10^7$  циклів;  $[n]$  – допустима мінімальна величина коефіцієнта опору втомі для візка, який проєктують знову,  $[n] = 2$ ;  $m$  – показник ступеня у рівнянні кривої втомі в амплітудах;  $T_p$  – сумарний час динамічних навантажень за розрахунковий термін служби деталі;  $f_3$  – ефективна частота процесу зміни динамічних навантажень для обресорених частин, що становить

$$f_3 = \sqrt{\frac{4c}{m_k}},$$

(тут  $c$  – вертикальна жорсткість ресорного комплексу під вагою вагона брутто;  $m_k$  – вага навантаженого кузова);  $N_0$  – базове число циклів динамічних напружень;  $i$  – діапазон швидкості;

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

$P(v_i)$  – частка часу, що припадає на експлуатацію в  $i$ -му діапазоні швидкості;  $v_i$  і  $k_i$  – середнє значення швидкості і коефіцієнт вертикальної динаміки в  $i$ -му діапазоні швидкості.

У випадку суцільнозварної бокової рами для різних оцінних зон основного матеріалу та металу зварних з'єднань обчислюють декілька значень допустимих амплітуд напружень за критерієм опору втомі. Для оцінки опору втомі бокової рами прикладено навантаження, що відповідають режиму нормального руху вагона у складі потяга, а саме:

- вертикальна сила, зменшена на величину сили ваги кузова вагона брутто;
- поперечна складова поздовжньої квазістатичної сили.

Величину (амплітуду) навантажень визначають коефіцієнтом вертикальної динаміки в діапазоні швидкостей руху до конструкційної (120 км/год). Коефіцієнт вертикальної динаміки взято однаковим для руху по прямих і кривих ділянках колії. Розрахунковий спектр навантаження [3, 5] наведено в табл. 1.

Чисельним способом на основі методу скінчених елементів визначено максимальні напруження за квазістатичного навантаження вертикальним зусиллям величиною 210,6 кН і зусиллям розпору клинів 30,1 кН [4], відносно якого задано спектр навантаження (табл. 1). Вертикальне динамічне навантаження  $F_{1z}$ , що діє на бокову раму, прикладають до опорної поверхні центральної ресорної підвіски, а силу розпору клинів  $F_{3x}$  – до вертикальних стійок центрального ресорного отвору (рис. 9, а). Результати розрахунків розподілу максимальних головних напружень у різних зонах бокової рами (1–5) від прикладеного квазістатичного навантаження наведено на рис. 9, б і в табл. 2.

Додатково проведений розрахунок опору втомі суцільнозварної конструкції бокової рами візка відповідно до рекомендацій МІЗ [16] за умовою зародження втомного руйнування (макротріщини) в зонах зварних з'єднань з урахуванням заданого спектру навантаження під час експлуатації показав, що розроблений варіант конструкції має достатній рівень опору втомі зварних з'єднань із коефіцієнтом безпеки  $\gamma_M = 1,1-1,4$ .

Таблиця 1

**Нормативні навантаження для розрахунку опору втомі бокової рами візка з осовим навантаженням 23,5 тс [3, 6]**

Table 1

**Normative loads for calculating the fatigue resistance of the trolley side frame with an axial load of 23.5 tnf [3, 6]**

Інтервал швидкості руху, м/с	Середня швидкість інтервалу, м/с	Імовірність руху в діапазоні швидкостей, $Pv_i$	Коефіцієнт вертикальної динаміки, $k_d$	Амплітуда вертикального динамічного навантаження $F_{1z}$ , кН	Амплітуда сили розпору клинів, $F_{3x}$ , кН
0..12,5	6,25	0,03	0,063	13,27	1,90
12,5...15,0	13,75	0,07	0,138	29,07	4,15
15,0...17,5	16,25	0,09	0,298	62,77	8,97
17,5...20,0	18,75	0,12	0,333	70,14	10,02
20,0...22,5	21,25	0,16	0,368	77,52	11,07
22,5...25,0	23,75	0,19	0,403	84,89	12,13
25,0...27,5	26,25	0,16	0,438	92,26	13,18
27,5...30,0	28,75	0,10	0,473	99,63	14,23
30,0...32,5	31,25	0,06	0,508	107,01	15,29
32,5...35,0	33,75	0,02	0,543	114,38	16,34

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

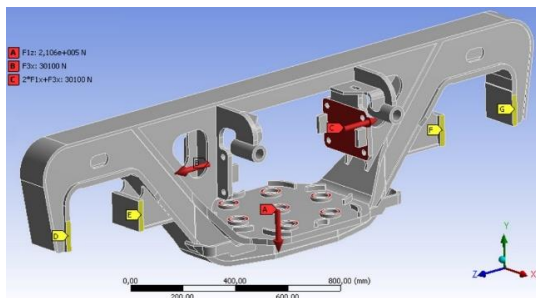
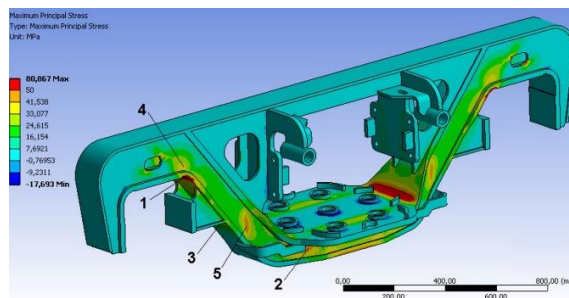
*a – a**б – б*

Рис. 9. Розрахункове визначення навантаженості конструкції бокової рами:

*a* – вертикальне навантаження (сила *A*)  $F_{1z}=210,6$  кН, рівномірно розподілене по площі спирання пружин на опорній поверхні центральної ресорної підвіски, та сил (*B* і *C*) розпору клинів  $F_{3x}=30,1$  кН, прикладених до вертикальних стійок центрального ресорного отвору; *б* – розподіл головних напружень у різних зонах бокової рами (1 – основний матеріал у зоні R55 буксового отвору; 2 – поздовжнє кутове зварне з'єднання бічної стінки й опорної поверхні пружин; 3 – поперечне кутове зварне з'єднання опори в буксовому отворі; 4 – поздовжнє кутове з'єднання в зоні R55 буксового отвору; 5 – поперечне стикове зварне з'єднання бічної стінки) під дією прикладених навантажень

Fig. 9. Calculation determination of the loadedness of the side frame structure:

*a* – vertical load (force *A*)  $F_{1z}=210.6$  kN, evenly distributed over the area of spring support on the bearing surface of the central spring suspension, and forces (*B* and *C*) of wedge spreading  $F_{3x}=30.1$  kN applied to the vertical posts of the central spring hole; *b* – distribution of principal stresses in different zones of the side frame (1 – the main material in the zone R55 of the axle hole; 2 – longitudinal angular welded joint of the side wall and the bearing surface of the springs; 3 – transverse angular welded joint of the support in the axle bore; 4 – longitudinal angular welded joint in the area R55 of the axle bore; 5 – transverse butt welded joint of the side wall) under the action of applied loads

Таблиця 2

**Порівняння амплітуд допустимих напружень і розрахункових максимальних напружень у різних зонах конструкції бокової рами відповідно до [5] і рекомендацій МІЗ [16]**

Table 2

**Comparison of the amplitudes of permissible stresses and calculated maximum stresses in different zones of the side frame structure in accordance with [5] and the recommendations of the International Institute of Welding [16]**

№ зони	Зони конструкції бокової рами	Стандарт [5]		МІЗ [16]	Розрахунок/вимірювання
		Коефіцієнт зниження границі витривалості, $\overline{K}_\sigma$	Максимально допустима амплітуда напружень $\sigma_a$ , МПа	Допустима амплітуда напружень $\sigma_a$ , МПа за $\gamma_M = 1,0/1,4$	Максимальне значення головних напружень $\sigma_a$ , МПа
1	Основний матеріал у зоні R55 буксового отвору	1,5	150	–	81
2	Поздовжнє кутове зварне з'єднання бічної стінки й опорної поверхні пружин	3,0	78	40/50	56/63
3	Поперечне кутове зварне з'єднання опори в буксовому отворі	3,0	78	40/50	37
4	Поздовжнє кутове з'єднання в зоні R55 буксового отвору	3,0	78	40/50	53/37
5	Поперечне стикове зварне з'єднання бічної стінки	4,7	51	44/56	33



## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

Згідно з рекомендаціями МІЗ [16], для розглянутих оцінних зон конструкції бокової рами (зон зварних з'єднань) із товщиною елементів до 25 мм розмах номінальних напружень, допустимих під час регулярного навантаження, можна подати у вигляді:

$$[\Delta\sigma] = \frac{FAT}{\gamma_M} \left( \frac{C}{N} \right)^{1/m},$$

де  $FAT$  – клас зварного з'єднання і його допустимий розмах напружень на базі  $2 \cdot 10^6$  циклів регулярного навантаження (рис. 10);  $\gamma_M$  – коефіцієнт безпеки,  $N$  – довговічність зварного з'єднання;  $C = 2 \cdot 10^6$ ,  $m = 3$  в разі  $10^4 < N < 10^7$  циклів і  $C = 5,8 \cdot 10^6$ ,  $m = 5$  в разі  $10^7 < N < 10^8$  циклів.

Під час призначення величини коефіцієнта безпеки  $\gamma_M$  слід враховувати, що  $FAT$  пропонується на основі 0,95 – імовірності неруйнування (експериментальні дані). Тому в [15] рекомендують вибирати  $\gamma_M$  у межах 1–1,4. Причому величина коефіцієнта безпеки  $\gamma_M = 1,4$  відповідає випадку, коли має місце загроза людському життю.

Відповідно, граничну довговічність  $[N]$  у разі регулярного навантаження з розмахом  $\Delta\sigma$  виражають таким чином:

$$[N] = C \cdot \left( \frac{FAT}{\Delta\sigma \cdot \gamma_M} \right)^m.$$

Спектр навантажень для розрахунку опору втомі визначають коефіцієнтом вертикальної динаміки та ймовірністю руху в діапазоні швидкостей руху (до конструкційної 120 км/год). За умови врахування спектру навантаження із десяти регулярних циклів відповідно до [7, 9, 10] (табл. 1), довговічність  $N_{\text{спек}}$  визначають шляхом лінійного підсумовування пошкоджуваності (метод Пальмгреа–Майнера):

$$\sum_{j=1}^{10} \frac{n_j}{N_j} \leq 1,$$

де  $n_j$  – кількість  $j$ -циклів із розмахом  $\Delta\sigma_j$ ;  $N_j$  – гранична довговічність у разі регулярного навантаження з розмахом  $\Delta\sigma_j$  для  $j$ -го елемента спектру. Значення  $N_j$  визначають за формулою:

$$N_j = C \cdot \left( \frac{FAT}{\Delta\sigma_j \cdot \gamma_M} \right)^m.$$

У табл. 2 узагальнено допустимі амплітуди напружень (втомна міцність) відповідно до [5] та рекомендацій МІЗ [16] у різних зонах зварної конструкції бокової рами з урахуванням зазначеного в табл. 1 спектру навантажень на базі  $10^7$  циклів під час тривалої експлуатації.

Порівняльний аналіз результатів демонструє недостатній консерватизм чинного вітчизняного стандарту [5] під час оцінки втомної міцності зварних з'єднань.

Також у табл. 2 подано розраховані значення максимальних напружень у різних зонах бокової рами внаслідок дії максимальних проектних зусиль на візок з осьовим навантаженням 23,5 тс. Проведені розрахунки (табл. 2, зони 2 та 4) показують, що для забезпечення достатнього рівня втомної міцності у найбільш небезпечних зонах зварної конструкції бокової рами доцільно після зварювання додатково застосовувати загальну термічну обробку для релаксації залишкових напружень та ударну ультразвукову обробку вздовж лінії сплавлення поздовжніх кутових зварних з'єднань.

## Результат

Розробку конструкції суцільнозварної бокової рами проведено також з урахуванням наявного рівня технологічних можливостей збирання та зварювання вагобудівних підприємств України, зменшення кількості зварних з'єднань, особливо поперечних, або розташування їх у найменш навантажених зонах, забезпечення повного проплавлення всіх зварних з'єднань, по можливості виконання двостороннього зварювання з розділкою кромок. Розроблено технологічну інструкцію збирання та зварювання бокової рами, а також відповідне спеціалізоване оснащення. Вони забезпечують точність збирання елементів конструкції та низький рівень залишкових деформацій, виконання зварювання з високою якістю, додаткову обробку та неруйнівний контроль найбільш небезпечних ділянок зварних з'єднань, зменшення загальних трудових затрат і часу на виготовлення виробу.

Потрібно відзначити, що розроблена суцільнозварна бокова рама порівняно з литою конструкцією має зменшену масу (405 кг) приблизно

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

на 10 %, і цей показник може бути ще поліпшений за подальшої оптимізації. Як відомо, зниження невіднесених мас поліпшує ходові характеристики візків залізничних вагонів. Також розроблена технологія збирання і зварювання дає можливість забезпечити точність базових розмірів бокової рами в межах  $\pm 1$  мм. У свою чергу, це виключає перебіс осей колісних пар візка і, відповідно, зменшує зношення коліс.

Згідно з розробленою конструкцією і технологічним процесом на спеціалізованому обладнанні виготовлено два дослідних зразки бокової рами (рис. 11, *a, б*) і проведено прискорені випробування на втому (рис. 11, *в*) за вимогами чинних українських стандартів, наприклад [4], із залученням для технічної і консультаційної допомоги авторитетної організації ДП «УкрНДІВ» (м. Кременчук).

Результати випробувань на втому показали таке. У зразку зварної бокової рами № 1 після дії  $N_{i\_тр} = 8,8$  млн циклів вертикального навантаження (амплітуда  $P_{ai} = 245$  кН = 25 тс та постійного середнього навантаження циклу  $P_m = 363$  кН = 37 тс) утворилась перша макротріщина в основному металі на бічній стінці між нижнім поясом та опорною поверхнею пружин. Під час продовження регулярних навантажень тріщина повільно розвивалась у нижній пояс і фактично

не розвивалась на опорній поверхні пружин. Після 11,6 млн циклів у зоні поперечного зварного стикового з'єднання деталей бічної стінки утворилась друга макротріщина, яка і призвела до руйнування за  $N_{i\_р} = 13$  млн циклів (рис. 12, *a*). Візуальний аналіз зламу виявив що друга тріщина утворилась внаслідок дефекту несущільності, а саме неповного проплавлення зварного стику (рис. 12, *б*).

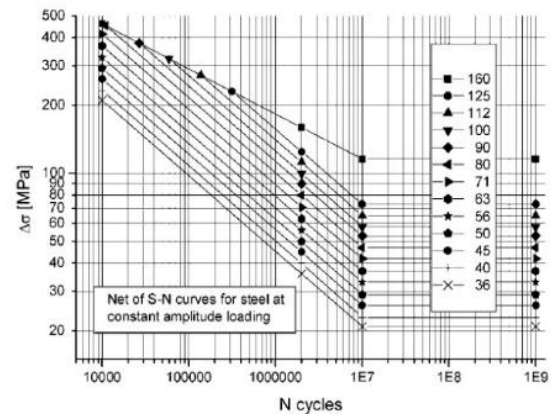


Рис. 10. Узагальнені криві Веллера для різних класів FAT зварних з'єднань зі сталі для нормальних номінальних напружень за  $N < 10^9$  циклів [16]

Fig. 10. Generalised Weller curves for different FAT classes of welded steel joints for normal nominal stresses at  $N < 10^9$  cycles [16].

*a – a*



*б – б*



*в – в*



Рис. 11. Дослідні зразки суцільнозварної бокової рами:

*a* – під час збирання та зварювання конструкції на спеціалізованому обладнанні;  
*б* – після зварювання і термообробки; *в* – під час прискорених випробувань на опір втомі

Fig. 11. Prototypes of an all-welded side frame:

*a* – during assembly and welding of the structure on specialised equipment;  
*b* – after welding and heat treatment; *c* – during accelerated fatigue tests

У зразку № 2 після  $N_{i\_тр} = 5,0$  млн циклів утворилась макротріщина на нижньому поясі в буксовому прорізі в зоні радіусного переходу R55, після  $N_{i\_р} = 5,4$  млн циклів відбулось руйнування (рис. 13, *a*). Візуальний аналіз зламу виявив, що тріщина утворилась в зоні поздовжнього кутового зварного з'єднання (рис. 13, *б*).

Узагалі циклічна довговічність двох дослідних зразків зварної бокової рами в режимі навантаження  $37 \pm 25$  тс у 2–4 рази перевищила циклічну довговічність литих рам, навіть зміцнених технологією високочастотного механічного проковування [8]. При цьому експериментально встановлена довговічність зварних рам у десятки

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

разів перевищує розрахункове допустиме число циклів до руйнування, яке для режиму навантаження  $37 \pm 25$  тс для литих рам складає  $[N_p] = 0,345 \cdot 10^6$  [8]. Слід відзначити, що зразок зварної бокової рами № 1 показав високе значення відносної живучості

*a – a*



$$Ж = (N_{i,р} - N_{i,тр}) / N_{i,р} = 0,32,$$

а за абсолютною величиною живучість зварного зразка перевищує у кілька разів довговічність стандартної литої рами (без додаткових зміцнювальних обробок).

*б – б*



Рис. 12. Руйнування дослідного зразка № 1 суцільнозварної бокової рами після прискорених випробувань на втому:

*a* – частина бокової рами з поперечним зварним стиковим з'єднанням (червоним виділена зона руйнування);  
*б* – зона руйнування

Fig. 12. Fracture of prototype No. 1 of the all-welded side frame after accelerated fatigue tests:

*a* – a part of the side frame with a transverse welded butt joint (fracture zone is highlighted in red); *b* – fracture zone

Таким чином, експериментально підтверджено високі показники опору втомі дослідних зразків розробленої в ІЕЗ ім. Є. О. Патона НАН України конструкції суцільнозварної бокової рами візка вантажного вагона з осьовим навантаженням 23,5 тс. Для визначення фактичних

*a – a*



значень границі витривалості та коефіцієнта запасу опору втомі необхідно провести повний комплекс випробувань суцільнозварних бокових рам, і в разі отримання позитивних результатів їх можна буде рекомендувати до впровадження на залізницях колії 1 520 мм.

*б – б*



Рис. 13. Руйнування дослідного зразка № 2 суцільнозварної бокової рами після прискорених випробувань на втому:

*a* – бокова рама в зоні радіусного переходу R55 буксового отвору (зона зламу виділена червоним); *б* – зона зламу

Figure 13. Fracture of the prototype No. 2 of the all-welded side frame after accelerated fatigue tests:  
*a* – side frame in the zone of radial transition R55 of the axle hole (fracture zone is highlighted in red);  
*b* – fracture zone

РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

Важливим питанням упровадження зварних конструкцій елементів візка є їх конкурентоспроможність із литими конструкціями. Для обґрунтування економічної доцільності проведено попередній розрахунок собівартості виготовлення суцільнозварної бокової рами (табл. 3). Згідно з аналізом пропозицій продажу (на березень 2019 року) вартість литої бокової рами різних виробників складала 36...70 тис. грн. Тобто собівартість виготовлення суцільнозварної бокової рами (33,6 тис. грн) є цілком конкурентоспроможною.

Отже, економічні переваги суцільнозварних бокових рам візка вантажного залізничного вагона над тими, що виготовлені ливарним методом, такі:

- конкурентоспроможна собівартість виготовлення;
- збільшення міжремонтного пробігу та гарантійного терміну експлуатації;
- виключення перекосу осей колісних пар, що суттєво зменшує зношення коліс,
- низькі витрати на впровадження у виробництво порівняно з ливарною технологією;
- гнучкість технології зварювання з точки зору обсягів виробництва та модернізації конструкції, яку виготовляють.

Таблица 3

**Собівартість виготовлення суцільнозварної бокової рами візка вантажного вагона (дані на 2019 рік)**

Table 3

**Production cost of an all-welded side frame of a freight car bogie (Data for 2019)**

№	Статті витрат	Вартість, грн
1	Листовий метал (645 кг)	13 415
2	Механічна обробка деталей (різання – 24,3 м, обробка кромки – 56 м, згинання – 6 шт.)	2 550
3	Зварювальний дріт (100,3 кг)	4 010
4	Захисна газова суміш CO <sub>2</sub> +Ar (139 л)	1 395
5	Післязварювальна термообробка (650 °C, 3 год)	4 300
6	Електроенергія для зварювання та різання (420 кВт-год)	0,835
7	Заробітна плата робочого персоналу (78,5 людино-годин)	7 095
	Усього	<b>33 600</b>

**Наукова новизна та практична значимість**

Згідно з вимогами чинних в Україні стандартів із розрахунку на міцність залізничних вагонів, а також із використанням сучасних розрахункових підходів щодо визначення опору втомі зварних з'єднань несучих конструкційних елементів, під дією заданого спектру навантажень розроблено нову суцільнозварну конструкцію бокової рами триелементного візка вантажного вагона з осьовим навантаженням 23,5 тс, що є взаємозамінною за габаритами й посадковими розмірами з литою конструкцією бокової рами

візка типу 18–100 і має високі характеристики надійності та довговічності.

**Висновки**

Розробку конструкції суцільнозварної бокової рами з листового прокату з низьколегованої сталі типу 09Г2С для триелементного візка вантажного вагона з осьовим навантаженням 23,5 тс виконано відповідно до чинних в Україні стандартів із розрахунку на міцність залізничних вагонів, а також сучасних розрахункових підходів щодо визначення опору втомі зварних з'єднань, з урахуванням наявного на ва-

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

гонобудівних підприємствах України рівня технологічних можливостей складання і зварювання деталей із забезпеченням вимог щодо якості та несучої здатності виробу. Розроблено промислове оснащення для складання і зварювання бокової рами, а також технологічну інструкцію для її виготовлення.

Виготовлено два дослідні зразки суцільнозварних бокових рам і проведено прискорені випробування на опір втомі за збільшеного навантаження  $37 \pm 25$  тс, за результатами яких експериментально встановлено, що циклічна довговічність цих зразків у 2...4 рази перевищує циклічну довговічність литих бокових рам.

Нова конструкція і технологія виготовлення зварної бокової рами забезпечують точність її базових розмірів у межах  $\pm 1$  мм, зменшують вагу невіднесених мас не менш як на 10 %, що повинно знизити зношення коліс, поліпшити ходові характеристики візків залізничних вагонів, збільшити їх міжремонтний пробіг та гарантійний термін експлуатації.

Важливою перевагою розробки є також зниження собівартості виробництва суцільнозварних бокових рам порівняно з технологією ливарного виробництва, гнучкість технології збирання та зварювання з точки зору об'єгів виробництва, модельного ряду та модернізації конструкції та загалом її конкурентоспроможність.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Багров О. М. Бокові рами візків вантажних вагонів. Експлуатація. Проблеми та їх вирішення. *Залізничний транспорт України*. 2016. Вип. 1–2. С. 29–34.
2. Багров О. М. Оцінка технологічної точності виготовлення литих надресорних балок та бокових рам візків вантажних вагонів. *Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля*. 2016. № 1 (225). С. 17–21.
3. Бороненко Ю. П., Орлова А. М. Обобщение накопленного опыта проектирования тележек грузовых вагонов для создания их типоразмерного ряда. *Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна*. 2004. Вип. 5. С. 25–29.
4. Голубенко А. Л., Губачева Л. А., Андреев А. А., Мокроусов С. Д. Особенности рамы тележки грузового вагона и усталостная выносливость. *Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля*. 2013. № 9 (1). С. 7–16.
5. ДСТУ 7598:2014 Вагони вантажні. Загальні вимоги до розрахунків та проектування нових і модернізованих вагонів колії 1520 мм (несамохідних). [Чинний від 01.07.2015]. Київ : Держстандарт України, 2015. 162 с.
6. Зварна бокова рама візка вантажного залізничного вагона : пат. 95960 Україна : В61F5/52; заявл. 31.07.2014; опубл. 12.01.2015, Бюл. № 1.
7. Ловська А. О., Равлюк В. Г., Візник Р. І., Гребенюк В. А. *Експлуатаційні властивості транспортних засобів* : конспект лекцій. Харків : УкрДУЗТ, 2016. Ч. 2. 61 с.
8. Книш В. В., Мордюк Б. М., Прокопенко Г. І., Соловей С. О., Линник Г. О., Волочай В. В., Попова Т. В. Подовження терміну експлуатації конструкцій і споруд високочастотною механічною проковкою. *Праці VI Міжнародної науково-технічної конференції «Пошкодження матеріалів під час експлуатації, методи його діагностування і прогнозування»* (Тернопіль, 24-27 вер. 2019 р.). Тернопіль : ТНТУ, 2019. С. 157–160.
9. Манкевич Н. Б. Динамика грузовых вагонов на тележках модели 18-1711 с разной конструкцией клиньев рессорного подвешивания. *Наука та прогрес транспорту*. 2014. № 1 (49). С. 142–150.
10. Манкевич Н. Б. *Усовершенствование конструкции литых деталей двухосных тележек грузовых вагонов* : дис. ... канд. техн. наук. Днепропетровск, 2015. 262 с.
11. Махненко В. И., Гарф Э. Ф., Римский С. Т., Галинич В. И., Махненко О. В., Юхимец П. С., ..., Варенчук П. А. Проект сварной надресорной балки тележек грузовых вагонов. *Автоматическая сварка*. 2006. № 4. С. 3–10.
12. Радзиховский А. А. Системный подход к проектированию тележек для грузовых вагонов с повышенными осевыми нагрузками. *Вагонный парк*. 2008. № 8. С. 10–16.
13. Сотніков К. М., Морозов В. О. *Технічне обслуговування та ремонт вагонів* : навчальний посібник. Харків : ТО «Ексклюзив», 2014. 204 с.
14. СТП 04-019:2018. Вагони вантажні. Ремонт візків. Правила виконання. Київ : Акціонерне товариство «Українська залізниця», 2018. 100 с.

## РУХОМИЙ СКЛАД І ТЯГА ПОЇЗДІВ

15. *DocRail*. URL: <https://docrail.fr/les-trains-demarchandises-et-la-grande-vitesse-les-mv-160/2015-2022>
16. Hobacher A. F. *Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components (IIW Collection)*. Springer, 2nd ed. 2016 edition. 143 p.
17. Lobanov L. M., Makhnenko O. V., Knysh V. V., Solovej S. A. and Pavlovskiy V. I. Development of welded structure of side frame of freight car bogie of increased reliability. *The Paton Welding Journal*. 2020. Vol. 2020. Iss. 3. P. 13–18. DOI: <https://doi.org/10.37434/tpwj2020.03.02>
18. Makhnenko O. V., Saprykina G. Yu., Mirzov I. V., Pustovoj A. D. Prospects for development of load-carrying elements of freight car bogie. *The Paton Welding Journal*. 2014. Vol. 2014. Iss. 3. P. 33–38. DOI: <https://doi.org/10.15407/tpwj2014.03.06>
19. Reidemeister O. G., Shykunov O. A. Sensitivity of stresses to the forces acting on the cast parts of freight-car bogie. *Science and Transport Progress*. 2018. № 4 (76). P. 125–133. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2018/141186>

L. M. LOBANOV<sup>1</sup>, O. V. MAKHNENKO<sup>2</sup>, V. I. PAVLOVSKY<sup>3</sup>, G. YU. SAPRYKINA<sup>4\*</sup>,  
A. D. PUSTOVOY<sup>5</sup>

<sup>1</sup>Dep. of Optimizing of Advanced Welded Structures, E. O. Paton Institute of Electric Welding of the NAS of Ukraine, Kazymyr Malevych St., 11, Kyiv, Ukraine, 03150, tel. +38 (044) 287 24 55, e-mail [office@paton.kiev.ua](mailto:office@paton.kiev.ua), ORCID 0000-0001-9296-2335

<sup>2</sup>Dep. of Mathematical Methods of Studies of Physical-Chemical Processes in Welding and Special Electrometallurgy, E. O. Paton Institute of Electric Welding of the NAS of Ukraine, Kazymyr Malevych St., 11, Kyiv, Ukraine, 03150, tel. +38 (044) 205 24 98, e-mail [makhnenko@paton.kiev.ua](mailto:makhnenko@paton.kiev.ua), ORCID 0000-0002-8583-0163

<sup>3</sup>Dep. of Mathematical Methods of Studies of Physical-Chemical Processes in Welding and Special Electrometallurgy, E. O. Paton Institute of Electric Welding of the NAS of Ukraine, Kazymyr Malevych St., 11, Kyiv, Ukraine, 03150, tel. +38 (097) 650 68 80, e-mail [viktor\\_pavlovski@ukr.net](mailto:viktor_pavlovski@ukr.net), ORCID 0000-0002-5441-3447

<sup>4\*</sup>Dep. of Mathematical Methods of Studies of Physical-Chemical Processes in Welding and Special Electrometallurgy, E. O. Paton Institute of Electric Welding of the NAS of Ukraine, Kazymyr Malevych St., 11, Kyiv, Ukraine, 03150, tel. +38(044) 205 25 98, e-mail [gala\\_sapr@ukr.net](mailto:gala_sapr@ukr.net), ORCID 0000-0003-1534-7253

<sup>5</sup>Dep. of Mathematical Methods of Studies of Physical-Chemical Processes in Welding and Special Electrometallurgy, E. O. Paton Institute of Electric Welding of the NAS of Ukraine, Kazymyr Malevych St., 11, Kyiv, Ukraine, 03150, tel. +38 (093) 489 30 55, e-mail [pustovoyad@gmail.com](mailto:pustovoyad@gmail.com), ORCID 0000-0003-0027-3722

## Advantages of an All-Welded Freight Car Bogie Side Frame

**Purpose.** Railway safety during the operation of freight cars largely depends on the reliability, fatigue resistance and durability of the cast bearing elements of the three-element bogie, especially the side frames. Premature failure of cast frames occurs mainly due to undetected latent defects in the foundry. To eliminate these problems, it is advisable to develop an alternative native all-welded side frame for a bogie with an axle load of 23.5 tnf, which can be interchangeable with the cast structure. **Methodology.** Mathematical modelling approaches were used to determine the stress-strain state of an all-welded structure under the influence of regulated loads and to assess its strength in accordance with current national and modern world standards. **Findings.** Prototypes of the all-welded side frame structure were subjected to accelerated fatigue tests. The tests have experimentally proved that the cyclic durability of the developed side frame is significantly (2...4 times) higher than the cyclic durability of cast side frames. **Originality.** A comparative analysis of the permissible stress amplitudes in different zones of the all-welded side frame during long-term operation based on  $10^7$  load cycles in accordance with the current standard for the strength of railway cars and modern approaches to determining the fatigue resistance of welded joints showed the insufficient conservatism of the national standard for assessing the fatigue strength of welded joints, which was taken into account when developing a new design of the all-welded side frame. **Practical value.** In addition to increasing reliability, possible increase in overhaul mileage and warranty period of side frames by ensuring a high level of fatigue resistance and durability, the welded structure can ensure the accuracy of the base frame size, reduce the weight of unsprung masses, which should reduce wheel wear and improve the running characteristics of railway carriage bogies. Reducing the cost of introducing all-welded side frames into mass production compared to the use of foundry technology for the manufacture of these structures and the fact that the cost of manufacturing an all-welded side frame is generally competitive with a cast structure is also one of the important advantages of our development.

Keywords: freight railway car; three-element bogie; side frame; all-welded structure; load spectrum; stress-strain state; mathematical modelling; fatigue tests; reliability; cyclic durability; survivability

## LIST OF REFERENCE LINKS

1. Bahrov, O. M. (2016). Bokovi ramy vizkiv vantazhnykh vagoniv. Ekspluatatsiia. Problemy ta yikh vyrishennia. *Railway transport of Ukraine, 1-2*, 29-34. (in Ukrainian)
2. Bahrov, O. M. (2016). The evaluation of manufacturing accuracy of cast bolster and side frame production for freight car bogies. *Visnik of the Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, 1(225)*, 17-21. (in Ukrainian)
3. Boronenko, Yu. P., & Orlova, A. M. (2004). Obobshchenie nakoplenogo opyta proektirovaniya telezhek gruzovykh vagonov dlya sozdaniya ikh tiporazmernogo ryada. *Bulletin of the Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, 5*, 25-29. (in Russian)
4. Golubenko, A. L., Gubacheva, L. A., Andreev, A. A., & Mokrousov, S. D. (2013). Features the bogie frame freight wagons and fatigue strength. *Visnik of the Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, 9(1)*, 7-16. (in Russian)
5. DSTU 7598:2014 Vaghony vantazhni. Zaghaljni vymoghy do rozrakhunkiv ta proektuvannja novykh i modernizovanykh vagoniv koliji 1520 mm (nesamokhidnykh). (2015). Kyev: Derzhstandart Ukrainy (in Ukrainian)
6. Paton, B. Y., Lobanov, L. M., Pavlovskiy, V. I., Lashko, A. A. (2015). *UA Patent № 95960 Ukrainyskyi instytut intelektualnoi vlasnosti* (Ukrpatent). (in Ukrainian)
7. Lovsjka, A. O., Ravljuk, V. Gh., Viznjak, R. I., & Ghrebenjuk, V. A. (2016). *Ekspluatacijni vlastyivosti transportnykh zasobiv: konspekt lekcij* (Vol. 2). Kharkiv: UkrDUZT. (in Ukrainian)
8. Knysh, V. V., Mordjuk, B. M., Prokopenko, H. I., Solovei, S. O., Lynnyk, H. O., Volochai, V. V., & Popova, T. V. (2019). Podovzhennia terminu ekspluatatsii konstruksii i sporud vysokochastotnoiu mekhanichnoiu prokovkoiu. In *Proceeding of the International Scientific and Technical Conference «In-Service Damage of Materials, its Diagnostics and Prediction»* (pp. 157-160). Ternopil, Ukraine. (in Ukrainian)
9. Mankevich, N. B. (2014). Dinamika gruzovykh vagonov na telezkhakh modeli 18-1711 s raznoy konstruksiey kliniev resornogo podveshivaniya. *Science Transport Progress, 1(49)*, 142-150. (in Ukrainian)
10. Mankevich, N. B. (2015). *Improving the Design of Cast Parts for Two-Axle Bogies of Freight Cars* (PhD dissertation). Dnepropetrovsk, Ukraine. (in Russian)
11. Makhnenko, V. I., Garf, E. F., Rimskiy, S. T., Galinich, V. I., Makhnenko, O. V., Yukhimets, P. S., ..., & Varenchuk, P. A. (2006). Proekt svarnoy nadressornoy balki telezhek gruzovykh vagonov. *Automatic Welding, 4*, 3-10. (in Russian)
12. Radzikhovskiy, A. A. (2008). Sistemnyy podkhod k proektirovaniyu telezhek dlya gruzovykh vagonov s povyshennymi osevyimi nagruzkami. *Vagonnyy park, 8*, 10-16. (in Russian)
13. Sotnikov, K. M., & Morozov, V. O. (2014). *Tekhnichne obslughovuvannja ta remont vagoniv: navchalnyj posibnyk*. Kharkiv: TO «Ekskljuzyv». (in Ukrainian)
14. STP 04-019:2018. Vaghony vantazhni. Remont vizkiv. Pravyly vykonannja. (2018). Kyiv: Akcionerne tovarystvo «Ukrainsjka zaliznycja». (in Ukrainian)
15. *DocRail*. Retrieved from <https://docrail.fr/les-trains-demarchandises-et-la-grande-vitesse-les-mv-160/2015-2022> (in French)
16. Hobacher, A. F. (2016). *Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components (IIW Collection)*. Springer. (in English)
17. Lobanov, L. M., Makhnenko, O. V., Knysh, V. V., Solovej, S. A., & Pavlovskiy, V. I. (2020). Development of welded structure of side frame of freight car bogie of increased reliability. *The Paton Welding Journal, 2020(3)*, 13-18. DOI: <https://doi.org/10.37434/tpwj2020.03.02> (in English)
18. Makhnenko, O. V., Saprykina, G. Yu., Mirzov, I. V., & Pustovoj, A. D. (2014). Prospects for development of load-carrying elements of freight car bogie. *The Paton Welding Journal, 2014(3)*, 33-38. DOI: <https://doi.org/10.15407/tpwj2014.03.06> (in English)
19. Reidemeister, O. G., & Shykunov, O. A. (2018). Sensitivity of stresses to the forces acting on the cast parts of freight-car bogie. *Science and Transport Progress, 4(76)*, 125-133. DOI: <https://doi.org/10.15802/stp2018/141186> (in English)

Надійшла до редколегії: 30.08.2022

Прийнята до друку: 26.12.2022