

РОЗРОБКА ЗВАРНОЇ КОНСТРУКЦІЇ БІЧНОЇ РАМИ ВІЗКА ВАНТАЖНОГО ВАГОНУ ПІДВИЩЕНОЇ НАДІЙНОСТІ

Л.М. Лобанов, О.В. Махненко, В.В. Книш, С.А. Соловей, В.І. Павловський

ІЕЗ ім. Є.О. Патона НАН України. 03150, м. Київ, вул. Казимира Малевича, 11. E-mail: makhnenko@paton.kiev.ua

Аварії, які трапляються на залізницях колії 1520 мм, часто пов'язані з руйнуванням литих несучих елементів трьохелементних візків вантажних вагонів. Наявність невиявлених дефектів лиття суттєво знижує характеристики опору втомі литих деталей та сприяє передчасному їх руйнуванню. В ІЕЗ ім. Є.О. Патона запропоновано нову, альтернативну традиційному литтю, конструкцію бічної рами з листового прокату сталі 09Г2С для трьохелементного візка вантажного вагону з осьовим навантаженням 23,5 тс. Розроблена суцільнозварна конструкція бічної рами на основі широкого застосування математичного моделювання для визначення напружено-деформованого стану зварних елементів візка під дією регламентованого спектру навантажень та оцінки міцності згідно з діючими стандартами та сучасними світовими підходами. Обгрунтовано, що проектування конструкцій бічної рами необхідно проводити за рекомендаціями МІЗ, оскільки вони є більш консервативними. Було створено технологію збирання та зварювання, а також відповідне спеціалізоване оснащення для виготовлення розробленої конструкції зварної бічної рами. Виготовлено два дослідних зразка та проведено прискорені випробування на втому, результати яких показали суттєве підвищення довговічності та живучості при експлуатаційних циклічних навантаженнях у порівнянні з існуючими конструкціями литих бічних рам. Високі показники опору втомі розробленої в ІЕЗ ім. Є.О. Патона конструкції суцільнозварної бічної рами візка вантажного вагону дають всі підстави рекомендувати дану конструкцію до впровадження на залізницях колії 1520 мм. Бібліогр. 9, табл. 2, рис. 6.

Ключові слова: візок вантажного вагону, бічна рама, зварна конструкція, технологія виготовлення, опір втомі, довговічність, живучість, математичне моделювання, розрахунок, втомні випробування

Відомо, що на залізницях колії 1520 мм трапляються аварії, пов'язані з руйнуванням литих несучих елементів трьохелементних візків вантажних вагонів [1–3]. Цьому сприяє наявність дефектів лиття в зонах з напруженнями 0,75...1,0 від допустимих напружень, які призводять до суттєвого зниження характеристик опору втомі та відповідно до передчасного руйнування вже за 2...23 роки експлуатації [3]. Підвищити надійність бічних рам та надресорних балок можливо за рахунок вдосконалення процесу лиття та вихідного неруйнівного контролю або виробництвом даних деталей за альтернативними технологіями. Наприклад, виготовлення зазначених деталей із листового прокату сталі 09Г2С за рахунок використання технологій зварювання з метою підвищення характеристик опору втомі [4]. Слід зазначити, що використання зварювання є більш технологічно привабливим, оскільки всі виявлені дефекти стадії виробництва легко усуваються, на відмінність від литих деталей.

В Інституті електрозварювання ім. Є.О. Патона НАН України проведено значний обсяг робіт із розробки нової суцільнозварної конструкції бічної рами трьохелементного візка вантажного вагону з осьовим навантаженням 23,5 тс і технології виготовлення [5]. Розробка проводилась на основі широкого застосування математичного моделювання

для визначення напружено-деформованого стану зварних елементів візка під дією регламентованого спектру навантажень та оцінки міцності згідно з діючими стандартами [6] та сучасними світовими підходами [7].

Було виконано розрахунок опору втомі розробленої конструкції суцільнозварної бічної рами візка відповідно до Норм [6] за коефіцієнтами опору втомі для різних оціночних зон (основного металу та зварних швів) з урахуванням розподілу коефіцієнта вертикальної динаміки за діапазонами швидкостей експлуатації (спектр навантаження), а також з урахуванням додаткового спектру навантаження від поздовжніх стискаючих сил через автозчеплення показав, що розроблена суцільнозварна конструкція бічної рами є працездатною при змінних навантаженнях і задовольняє вимогам Норм [6] з коефіцієнтом опору втомі $[n] = 2$ як за умови неперевиконання розрахунковими напруженнями величин амплітуд напружень, що допускаються, так і за умови накопичення пошкоджуваності.

Коефіцієнт опору втомі конструкції оцінюється за формулою [6]:

$$n = \frac{\sigma_{a,N}}{\sigma_{a,e}} \geq [n], \quad (1)$$

де $\sigma_{a,N}$ – границя витривалості (за амплітудою) при симетричному циклі навантаження на базі випроб-

Л.М. Лобанов <https://orcid.org/0000-0001-9296-2335>, В.В. Книш – <http://orcid.org/0000-0003-1289-4462>,

С.А. Соловей – <http://orcid.org/0000-0002-1126-55366>

© Л.М. Лобанов, О.В. Махненко, В.В. Книш, С.А. Соловей, В.І. Павловський, 2020

увань $N_0 = 10^7$ циклів; $\sigma_{a,e}$ – розрахункова величина амплітуди динамічного напруження умовного симетричного циклу, еквівалентна за ушкоджувальною дією реальному режиму експлуатаційних напружень за термін служби деталі; $[n]$ – допустима мінімальна величина коефіцієнта опору втомі $[n] = 2$ обирається відповідно до Норм [6] для візка, що проектується знову.

Границя витривалості (за амплітудою) при симетричному циклі навантаження визначається за [6]:

$$\sigma_{a,N} = \frac{\bar{\sigma}_{-1}}{K_\sigma} (1 - z_p v_\sigma), \quad (2)$$

де $\bar{\sigma}_{-1}$ – середнє значення границі витривалості гладкого стандартного зразка; z_p – квантиль розподілу $\sigma_{a,N}$ як випадкової величини; v_σ – коефіцієнт варіації границі витривалості; K_σ – середнє значення коефіцієнта зниження границі витривалості деталі стосовно границі витривалості гладкого стандартного зразка.

Розрахункова величина амплітуди динамічного напруження умовного симетричного циклу, еквівалентна за ушкоджувальною дією реальному режиму експлуатаційних напружень за термін служби деталі, розраховується з урахуванням розподілу коефіцієнта вертикальної динаміки за десятима діапазонами швидкостей експлуатації [6]:

$$\sigma_{a,e} = \max(\sigma_a)^m \sqrt{\frac{T_p f_e}{N_0} \sum_{i=1}^{10} P(v_i) k_i^m}, \quad (3)$$

де m – показник степеня у рівнянні кривої втомі в амплітудах; T_p – сумарний час динамічних навантажень за розрахунковий термін служби деталі; f_e – ефективна частота процесу зміни динамічних навантажень для обресорених частин, $f_e = \sqrt{4c/m_k}$ (c – вертикальна жорсткість ресорного комплекту під вагою вагону брутто; m_k – вага навантаженого кузова); N_0 – базове число циклів динамічних напружень; i – номер діапазонів швидкості; $P(v_i)$ – частка часу, що припадає на експлуатацію у i -му

діапазоні швидкості (v_i – середнє значення швидкості у i -му діапазоні); k_i – коефіцієнт вертикальної динаміки у i -му діапазоні швидкості; $\max(\sigma_a)$ – максимальна амплітуда напружень при симетричному циклі навантаження.

З формул, наведених вище, допустимі максимальні амплітуди напруження за критерієм опору втомі виражаються наступним чином:

$$[\max(\sigma_a)] = \frac{\sigma_{a,N}}{[n]^m \sqrt{\frac{T_p f_e}{N_0} \sum_{i=1}^{10} P(v_i) k_i^m}}. \quad (4)$$

У випадку зварної конструкції бічної рами для різних оціночних зон основного матеріалу та металу зварних з'єднань обчислюються декілька значень допустимих амплітуд напружень за критерієм опору втомі. Для оцінки опору втомі бічної рами прикладалися навантаження, що відповідають режиму нормального руху вагону у складі потягу:

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

Величина (амплітуда) навантажень визначається коефіцієнтом вертикальної динаміки у діапазоні швидкостей руху до конструкційної (120 км/год). Коефіцієнт вертикальної динаміки прийнято однаковим для руху по прямих і кривих ділянках шляху. Розрахунковий спектр навантаження [6, 8] наведено у табл. 1.

Чисельним методом на основі МСЕ, визначалися максимальні напруження при квазістатичному навантаженні вертикальним зусиллям величиною 210,6 кН та зусиллям розпору клинів – 30,1 кН [8], відносно якого задано спектр навантаження (табл. 1). Вертикальне динамічне навантаження F_{1z} , що діє на бічну раму, прикладається до опорної поверхні центрального ресорного підвішування, сила розпору клинів F_{3x} – до вертикальних стійок центрального ресорного отвору (рис. 1). Результати розрахунків розподілу мак-

Таблиця 1. Нормативні навантаження для розрахунку опору втомі бічної рами візка з осевим навантаженням 23,5 тс

Інтервал швидкості руху, м/с	Середня швидкість інтервалу, м/с	Ймовірність руху в діапазоні швидкостей $P(v_i)$	Бічна рама		
			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

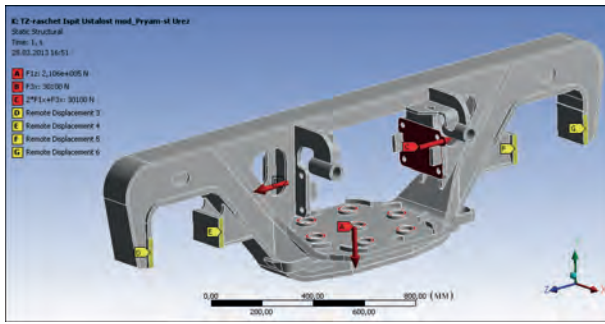


Рис. 1. Вертикальне навантаження $F_{1z} = 210,6$ кН (А), рівномірно розподілене по площі спирання пружин на опорній поверхні центрального ресорного підвішування, і сили розпору клинів $F_{3x} = 30,1$ кН (В), які прикладено до вертикальних стійок центрального ресорного отвору

симальних головних напружень від прикладеного квазістатичного навантаження подані на рис. 2 та в табл. 2.

Додатково проведений розрахунок опору втомі суцільнозварної конструкції бічної рами візка відповідно до Рекомендацій Міжнародного інституту зварювання (МІЗ) [7] за умовою зародження втомного руйнування (макротріщини) в різних оціночних зонах конструкції (зонах зварних з'єднань) з урахуванням заданого спектру навантаження при експлуатації [6] показав, що розроблений варіант суцільнозварної конструкції бічної рами має достатній рівень опору втомі зварних з'єднань з коефіцієнтом безпеки $\gamma_M = 1,1 \dots 1,4$.

Рекомендації МІЗ узагальнюють значний обсяг експериментальних досліджень для типових зварних з'єднань, що дозволило для кожного з'єднання сформулювати методику з визначення розмаху номінальних напружень, що допускаються при регулярному навантаженні у вигляді:

$$[\Delta\sigma] = \frac{FAT \cdot f_1(R) \cdot f_2(N) \cdot f_3(\vartheta) \cdot f_4(T)}{\gamma_M}, \quad (5)$$

де FAT – клас з'єднання і його допустимий розмах напружень на базі $2 \cdot 10^6$ циклів регулярного навантаження (постійні параметри циклу навантаження) при $f_1 = f_2 = f_3 = f_4 = \gamma_M = 1$; γ_M – коефіцієнт безпеки. В роботі [7] є таблиця значень FAT для різних типових зварних з'єднань. Множник $f_1(R)$ враховує вплив асиметрії циклу навантаження $R = 1 - \frac{\Delta\sigma}{\sigma_{max}}$, а також рівень залишкових напружень в зоні з'єднання. У випадку, якщо залишкові напруження не перевищують $0,2\sigma_T$, де σ_T – межа текучості матеріалу (для сталі 09Г2С $\sigma_T \approx 390$ МПа), то за [7]:

$$\begin{aligned} f_1(R) &= 1,6 \text{ для } R < -1,0; \\ f_1(R) &= -0,4R + 1,2 \text{ для } -1,0 \leq R \leq 0,5; \\ f_1(R) &= 1,0 \text{ для } R > 0,5. \end{aligned}$$

Множник $f_2(N)$ враховує обмежену втому. У діапазоні $10^4 < N < 10^8$ циклів $f_2(N)$ згідно з [7] (рис. 2) визначається залежністю:

$$f_2(N) = \left(\frac{C}{N} \right)^{\frac{1}{m}},$$

де N – довговічність зварного з'єднання; $C = 2 \cdot 10^6$, $m = 3$ при $10^4 < N < 10^7$ циклів; $C = 5,8 \cdot 10^6$, $m = 5$ при $10^7 < N < 10^8$ циклів.

Поправка на товщину елемента, що примикає, в якому виникає тріщина від втоми, $f_3(\delta) = 1,0$, якщо товщина $\delta < 25$ мм. При більших товщинах:

$$f_3(\delta) = \left(\frac{25}{\delta} \right)^{0,3}.$$

Для розглянутих з'єднань конструкції бічної рами з товщиною елементів до 25 мм можна прийняти $f_3(\delta) = 1,0$.

Множник $f_4(T)$ враховує робочу температуру T експлуатації з'єднання. За [7] при $T < 100$ °С можна приймати $f_4(T) = 1,0$.

При призначенні величини коефіцієнта безпеки γ_M слід враховувати, що FAT рекомендують на основі 0,95 ймовірності неруйнування (експериментальні дані). Тому в [7] рекомендують вибирати γ_M в межах 1,0...1,4. Причому величина коефіцієнта безпеки $\gamma_M = 1,4$ відповідає випадку, коли має місце загроза людському життю.

Спектр навантажень для розрахунку опору втомі визначається коефіцієнтом вертикальної динаміки та ймовірністю руху в діапазоні швидкостей руху до конструкційної (120 км/год).

З урахуванням викладеного для розглянутих оціночних зон конструкції бічної рами (зон зварних з'єднань) при регулярному навантаженні залежність (5) можна представити у вигляді:

$$[\Delta\sigma] = \frac{FAT}{\gamma_M} \left(\frac{C}{N} \right)^{\frac{1}{m}}. \quad (6)$$

Відповідно гранична довговічність $[N]$ при регулярному навантаженні з розмахом $\Delta\sigma$ виражається наступним чином:

$$[N] = C \left(\frac{FAT}{\Delta\sigma \gamma_M} \right)^m. \quad (7)$$

За умови врахування спектра навантаження із десяти регулярних циклів відповідно до Норм (табл. 1), довговічність $N_{спек}$ визначається шляхом лінійного підсумовування пошкоджуваності (метод Пальмгрен–Майнера):

$$\sum_{j=1}^{10} \frac{n_j}{N_j} \leq 1, \quad (8)$$

де n_j – кількість j -циклів з розмахом $\Delta\sigma_j$; N_j – гранична довговічність при регулярному навантаженні з розмахом $\Delta\sigma_j$ для j елемента спектру. Значення N_j визначається за формулою:

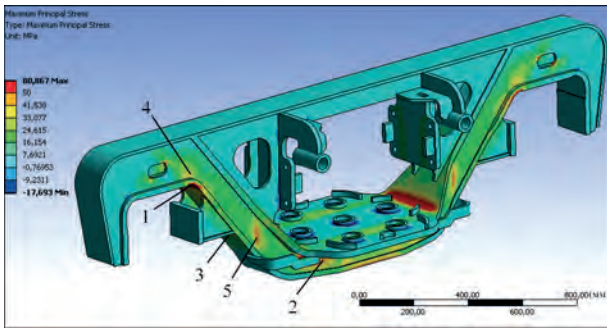


Рис. 2. Розподіл головних напружень в конструкції зварної бічної рами під дією регламентованих Нормами [6] навантажень (опис 1–5 див. у табл. 2)

$$N_j = C \left(\frac{FAT}{\Delta\sigma_j \gamma_M} \right)^m \quad (9)$$

У табл. 2 узагальнено допустимі амплітуди напружень (втомна міцність) відповідно до Норм [6] та рекомендацій МІЗ [7] у різних зонах зварної конструкції бічної рами з урахуванням зазначеного [6] спектра навантажень на базі 10^7 циклів під час тривалої експлуатації. Порівняння показує недостатній консерватизм Норм при оцінці втомної міцності зварних з'єднань.

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

Важливо, що розробка конструкції зварної бічної рами проводилась також з урахуванням тех-

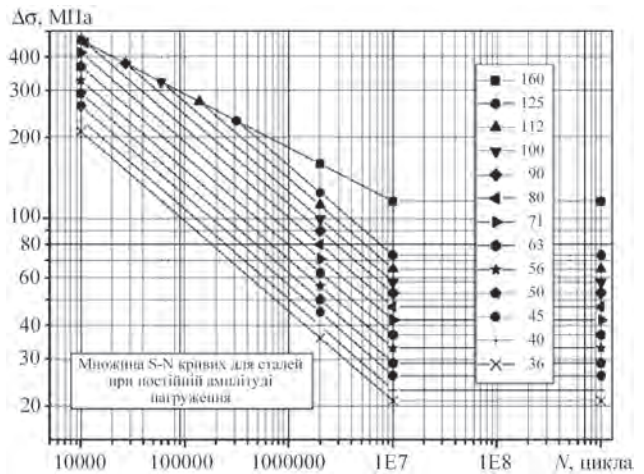


Рис. 3. Узагальнені криві Веллера для різних класів FAT зварних з'єднань (матеріал – сталь) для нормальних номінальних напружень при $N < 10^9$ циклів [7]



Рис. 4. Оснащення для збирання та зварювання конструкції бічної рами (а) і два виготовлених дослідних зразка (б)

Таблиця 2. Порівняння амплітуд напружень, що допускаються, і розрахункових максимальних напружень в різних зонах конструкції бічної рами відповідно до чинних Норм [6] і Рекомендацій МІЗ [7]

Зона конструкції бічної рами	Норми [6]		МІЗ [7]	Розрахунок/вимірювання
	Коефіцієнт зниження граници витривалості K_σ	Максимально допустима амплітуда напружень $\max(\sigma_\sigma)$, МПа	Допустима амплітуда напружень $[\sigma_\sigma]$, МПа ($\gamma_M = 1,0/1,4$)	
1. Основний матеріал в зоні R55 буксового отвору	1,5	150	-	81
2. Поздовжнє кутове зварне з'єднання бічної стінки і 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



Рис. 5. Дослідний зразок № 1 суцільнозварної бічної рами під час прискорених випробувань на втому (а) та руйнування в зоні поперечного зварного з'єднання бічної стінки (б), злам в зоні першої тріщини (в) і в зоні руйнування (г)

нологічних можливостей складання та зварювання всіх деталей із забезпеченням високих вимог щодо якості та несучої здатності виробу. З цією метою використовували мінімальну кількість зварних з'єднань, особливо поперечних і розташували їх в найменш навантажених зонах, забезпечення повного проплавлення всіх зварних з'єднань, по можливості виконання двостороннього зварювання з обробленням кромки. Було розроблено технологічну інструкцію збирання та зварювання бічної рами, а також, відповідне, спеціалізоване оснащення, яке забезпечує 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 та часу на виготовлення виробу.

Виготовлено два дослідних зразки (рис. 4) та проведено прискорені випробування на втому (рис. 5) за вимогами діючих в Україні стандартів [9].

Результати випробувань на втому показали, що в зразку зварної бічної рами № 1 після $N_{i,mp} = 8,8$ млн циклів вертикального навантаження (амплітуда $P_{ai} = 245$ кН = 25 тс, постійне середнє навантаження циклу $P_m = 363$ кН = 37 тс) утворилась перша макротріщина в основному металі на боковій стін-

ці між нижнім поясом і опорною поверхнею пружин. Під час продовження регулярних навантажень тріщина повільно розвивалася у нижньому поясі та фактично не розвивалася на опорній поверхні пружин. При 11,6 млн циклів в зоні поперечного зварного з'єднання бокової стінки утворилась друга макротріщина, яка і призвела до руйнування при $N_{i,p} = 13$ млн циклів (рис. 5, б). Проведено розкриття обох тріщин. Візуальний аналіз поверхні першої тріщини не виявив дефектів зварювання, всі зварні з'єднання виконано з повним проплавленням (рис. 5, в). Також аналіз виявив, що друга тріщина утворилась внаслідок дефекту несучільності, а саме неповного проплавлення поперечного зварного з'єднання (рис. 5, г). В зразку № 2 після $N_{i,mp} = 5,0$ млн циклів утворилась макротріщина в буксовому проїмі в зоні радіусного переходу R55, після $N_{i,p} = 5,4$ млн циклів відбулось руйнування. Візуальний аналіз зламу, виявив, що тріщина утворилась в зоні повздовжнього кутового зварного з'єднання, але дефектів зварювання не виявлено (рис. 6).

Взагалі, циклічна довговічність двох дослідних зразків зварної бічної рами у 2...4 рази перевищувала циклічну довговічність литих рам, навіть зміцнених технологією ВМП, при такому ж режимі навантаження. При цьому встановлена довговіч-



Рис. 6. Фрагмент руйнування дослідного зразка № 2 суцільнозварної бічної рами після утворення макротріщини під час прискорених випробувань на втому (а) та після руйнування в зоні радіусного переходу R55 буксового отвору (б, в)

ність зварних рам в десятки разів перевищує розрахункове допустиме число циклів до руйнування, яке для навантаження 37 ± 25 тс для литих рам складає $[N_p] = 0,345 \cdot 10^6$ (за даними досліджень, проведених УкрНДІ «Вагонобудування», м. Кременчук). Слід відмітити, що зразок зварної бічної рами № 1 показав високе значення відносної живучості $Z = (N_{i,p} - N_{i,mp}) / N_{i,p} = 0,32$, а за абсолютною величиною живучість зварного зразка перевищує у кілька разів довговічність стандартної литої рами (без додаткових зміцнюючих обробок).

Таким чином, експериментально підтверджено високі показники опору втомі розробленої в ІЕЗ ім. Є.О. Патона конструкції суцільнозварної бічної рами візка вантажного вагону з осьовим навантаженням 23,5 тс, що дає підстави рекомендувати дану конструкцію до впровадження на залізницях колії 1520 мм.

Висновки

1. Проведено розрахунок опору втомі розробленої в ІЕЗ ім. Є.О. Патона конструкції суцільнозварної бічної рами з листового прокату (сталь 09Г2С) візка вантажного вагону з осьовим навантаженням 23,5 тс з урахуванням заданого спектру навантаження. За критерій втомного руйнування приймали зародження втомної макротріщини. Встановлено максимально допустимі амплітуди напружень в різних зонах дослідженої рами відповідно до діючих норм в Україні та рекомендацій МІЗ. Показано, що проектування конструкцій бічної рами необхідно проводити за рекомендаціями МІЗ, оскільки вони є більш консервативними.

2. Доведено, що за допомогою розробленої технології та оснащення можливо виготовляти суцільнозварні бічні рами візка залізничного вагону із забезпеченням високої якості зварних з'єднань і геометричних форм виробів.

3. Проведено випробування на втому двох зразків суцільнозварної бічної рами при навантаженні 37 ± 25 тс. Експериментально встановлено, що циклічна довговічність зварних рам у 2...4 рази перевищувала циклічну довговічність литих

рам, навіть зміцнених технологією високочастотної механічної проковки. При цьому довговічність зварних рам в десятки разів перевищує розрахунково допустиме число циклів до руйнування при заданому режимі навантаження.

4. Високі показники опору втомі розробленої в ІЕЗ ім. Є.О. Патона конструкції суцільнозварної бічної рами візка вантажного вагону з осьовим навантаженням 23,5 тс дають підстави рекомендувати дану конструкцію до впровадження на залізницях колії 1520 мм.

Список літератури

1. Будюкин А.М., Кондратенко В.Г., Погудин В.Г. (2014) Анализ причин отказа боковых рам вагонных тележек при их эксплуатации на электрифицированных участках. *Бюллетень результатов научных исследований Петербургского государственного университета путей сообщения*, 1, 177–181.
2. Зарипов Р.Ю. (2015) О проблеме изломов боковых рам железнодорожных вагонов и пути ее решения. *Наука и техника Казахстана*, 3–4, 28–33.
3. Пастухов И.Ф., Пастухов М.И. (2012) О влиянии литейных дефектов на сопротивление усталости литых деталей. *Вестник Гомельского государственного технического университета им. П.О. Сухого*, 3, 11–18.
4. Махненко О.В., Сапрыкина Г.Ю., Мирзов И.В., Пустовой А.Д. (2014) Перспективы создания сварных конструкций несущих элементов тележки грузового вагона. *Автоматическая сварка*, 3, 36–42.
5. Патон Б.С., Підлужний В.Е. Лобанов Л.М., Махненко О.В., Павловський В.І., Пустовой А.Д., Лашко А.Д., Лашко А.А., Бучковський А.В. (2015) *Зварна бокова рама візка вантажного залізничного вагона*, Україна, Пат. 95960, МПК В61F 5/52 (2006.01).
6. (1995) *Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных)*. Москва, ГосНИИВ – ВНИИЖТ.
7. *Recommendations for Fatigue Design of Welded Joints and Components*. IIW Doc XIII-1965r14-03/XV-1127r14-03, Update 2006-07-10, 147 p.
8. Бороненко Ю.П., Орлова А.М., Рудакова Е.А. (2005) *Проектирование ходовых частей вагонов: учеб. пособие*. Ч. 2. Проектирование рам двухосных тележек грузовых вагонов. СПб.-Петербург. гос. ун-т путей сообщения.
9. (2010) *Надрессорные балки и боковые рамы литых двухосных тележек грузовых вагонов колеи 1520 мм. Методика испытаний на усталость*. Москва, «ВНИИЖТ» – «НИИ вагоностроения».

References

1. Budyukin, A.M., Kondratenko, V.G., Pogudin, V.G. (2014) Analysis of failure causes of side frames of car bogies during

- their operation on electrified tracks. *Bull. Rez. Nauchn. Issledov. PGUPS*, **1**, 177-181 [in Russian].
2. Zaripov, R.Yu. (2015) On problem of rupture of side frames of railway cars and means of its solution. *Nauka i Tekhnika Kazakhstana*, **3-4**, 28-33 [in Russian].
 3. Pastukhov, I.F., Pastukhov, M.I. (2012) On effect of cast defects on fatigue resistance of cast parts. *Vestnik Gomelskogo GTU*, **3**, 11-18 [in Russian].
 4. 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 J.*, **3**, 33-38.
 5. Paton, B.E., Pidluzhny, V.E., Lobanov, L.M., Makhnenko, O.V. et al. (2015) *Welded bogie side frame of railway freight car*. Ukraine Pat. 95960, Int. Cl. B61F 5/52 (2006.01) [in Ukrainian].
 6. (1995) *Norms for calculation and design of railway cars of MPS of 1520 mm track (non-self-propelled)*. Moscow, GosNIIV – VNIIZhT [in Russian].
 7. *Recommendations for fatigue design of welded joints and components*. IIW Doc. XIII-1965k14-03/XV-1127k14-03. Update 2006-07-10.
 8. Boronenko, Yu.P., Orlova, A.M., Rudakova, E.A. (2005) *Design of running gears: Manual*. Pt 2: Design of frames of two-axle bogies of freight cars. St.-Petersburg, PGUPS [in Russian].
 9. (2010) *Truck bolsters and side frames of cast two-axle bogies of freight cars of 1520 mm track, fatigue testing procedure*. Moscow, VNIIZhT – NII Vagonostroeniya [in Russian].

DEVELOPMENT OF WELDED STRUCTURE OF SIDE FRAME OF FREIGHT CAR TRUCK OF INCREASED RELIABILITY

L.M. Lobanov, O.V. Makhnenko, V.V. Knysh, S.A. Solovej, V.I. Pavlovskiy

E.O. Paton Electric Welding Institute of the NAS of Ukraine. 11 Kazymyr Malevych Str., 03150, Kyiv, Ukraine.
E-mail: office@paton.kiev.ua

Accidents occurring on railway track of 1520 mm are often associated with the fracture of cast load-carrying elements of three-element freight car trucks. The level of quality and endurance of such truck elements as side frame and truck bolster, which are traditionally manufactured by casting technology, are insufficient, so it is advisable to use welding technology to manufacture the mentioned parts of sheet rolled metal in order to increase the fatigue resistance characteristics. The development of a new all-welded structure of side frame of a three-element freight car truck with an axial load of 23.5 tc was carried out on the basis of widespread use of mathematical modelling to determine the stress-strain state of welded elements of the truck under the action of a regulated range of loads and to evaluate the strength according to the valid standards and modern global approaches. The technology of assembly and welding, as well as the appropriate specialized equipment for manufacture of a developed design of welded side frame were created. Two test specimens were manufactured and accelerated fatigue tests were carried out, the results of which showed a significant increase in endurance and vitality under operational cyclic loads as compared to designs of existing cast side frames. Taking into account high values of reliability, availability and manufacturability, ability of a significant reduction in unsprung weight and increase in dimensional accuracy, the welded structure of the side frame of a three-element freight car truck is very promising for its implementation on railway track of 1520 mm. 9 Ref., 2 Tabl., 6 Fig.

Keywords: freight car truck, side frame, welded structure, technology of production, fatigue resistance, endurance, vitality, mathematical modelling, calculation, fatigue testing

Надійшла до редакції 11.02.2020

X МІЖНАРОДНА КОНФЕРЕНЦІЯ «Математичне моделювання та інформаційні технології в зварюванні та споріднених процесах»

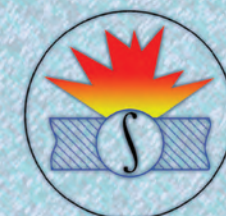
Україна, Одеса, готель «Аркадія»
14 – 18 вересня 2020 р.



Національна академія наук України
Інститут електрозварювання ім. Є.О. Патона НАН України
Міжнародна Асоціація «Зварювання»

Для участі в конференції необхідно заповнити реєстраційну картку і разом з тезами доповіді направити її в Оргкомітет до 19 червня 2020 р. До початку конференції будуть видані тези доповідей.

Збірники праць дев'яти попередніх конференцій «Математичне моделювання та інформаційні технології в зварюванні та споріднених процесах» знаходяться у відкритому доступі на сайті:
<http://patonpublishinghouse.com/rus/proceedings>



Контрольні дати

Надання заявок на участь та тез доповідей	до 19.06.2020 р.
Розсилка другого інформаційного повідомлення та підтвердження участі	до 17.07.2020 р.
Оплата реєстраційного внеску	до 15.09.2020 р.

Оргкомітет

ІЕЗ ім. Є.О. Патона НАН України
вул. Казимира Малевича 11
м. Київ, 03150, Україна
тел. / факс: (38044) 200-82-77, 205-22-26
E-mail: journal@paton.kiev.ua
<http://pwi-scientists.com/ukr/mmi2020>