

## Збільшення довговічності ребер жорсткості рам візків електро- возів ВЛ60

В. А. Леонець<sup>а</sup>, О. М. Дмитренко<sup>а</sup>, Л. М. Чаус<sup>а</sup>, О. А. Леонець<sup>б</sup>,  
О. Д. Токарєв<sup>а</sup>

<sup>а</sup> Інститут проблем міцності ім. Г. С. Писаренка НАН України, Київ, Україна

<sup>б</sup> ТОВ Інженерний центр “НАВІТЕЛ”, Київ, Україна

*Представлено результати досліджень щодо виникнення і розвитку тріщин втоми у ребрах жорсткості рам візків електровозів ВЛ60. Встановлено, що це зумовлено деформацією рам візків у горизонтальній площині та резонансними коливаннями ребер жорсткості. Запропоновано технічне рішення зміни форми ребра жорсткості, що забезпечило його працездатність.*

**Ключові слова:** міцність рами візка, ребро жорсткості, тріщина втоми, резонансні коливання.

**Вступ.** Продовження призначеного терміну служби залізничного рухомого складу часто вимагає його модернізації [1, 2]. Зокрема, продовження початково призначеного терміну служби електровозів ВЛ60, що експлуатуються в Україні, передбачає модернізацію конструкції рам візків. Попередня оцінка умов їх роботи показує, що основною причиною виникнення тріщин є дія сил у горизонтальній площині [3]. Із врахуванням цього було розроблено проект модернізації рам візків таких електровозів. Проте у ребрах жорсткості Э3.205.00.00.002 (перше і друге конструктивні рішення), виконаних зі сталі Ст. 3сп (ГОСТ 14637-89), приблизно після 120 тис. км пробігу почали виникати тріщини втоми (рис. 1). Дослідження причин виникнення тріщин та збільшення довговічності ребер жорсткості є актуальними проблемами нашого часу.

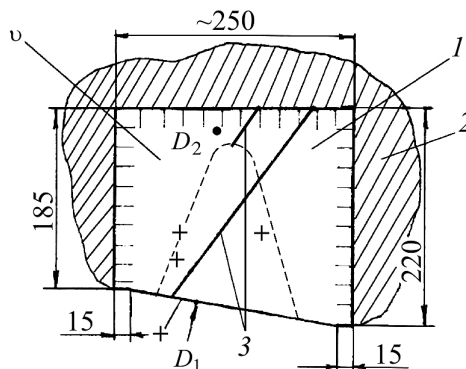


Рис. 1. Схема ребра жорсткості першого і другого конструктивних рішень: 1 – ребро товщиною  $v$ ; 2 – рама візка; 3 – тріщини;  $D_1$ ,  $D_2$  – місця встановлення тензодатчиків; хрестиком позначено місця вимірювання залишкових термічних напружень. Штриховою лінією показано форму ребра жорсткості першого конструктивного рішення.

**Аналіз результатів ходових динаміко-міцнісних випробувань.** Програма включала визначення на локомотиворемонтному заводі залишкових термічних напружень  $\sigma_{\text{зал}}$ , які виникають у ребрах жорсткості після їх приварки до боковини та шворневого бруса рами візка (2 на рис. 1), а також проведення ходових динаміко-міцнісних випробувань одного ребра жорсткості.

Об'єктом досліджень служив електровоз ВЛ60п/к № 001 після капітального ремонту з продовженим початково призначеним терміном служби. Вимірювання залишкових напружень  $\sigma_{\text{зал}}$  проводили в місцях приварки ребра жорсткості (хрестики на рис. 1). Товщина ребра жорсткості становила 12 (перше конструктивне рішення) та 20 мм (друге конструктивне рішення). Для цього використовували прилад БГШ, виготовлений в Інституті проблем міцності ім. Г. С. Писаренка НАН України [4]. Принцип його дії базується на використанні залежності між механічними напруженнями, які виникають у досліджуваному елементі конструкції, та намагнічуванням феромагнітного матеріалу внаслідок переорієнтації доменної структури при штучному перемагнічуванні його локальної ділянки. Прилад забезпечує збудження шумів Баркгаузена у феромагнітному матеріалі, їх перетворення в електричну напругу, підсилення, фільтрацію та вимірювання ефективного значення цієї напруги. Довжина локальної ділянки складала 7 мм. Для градуювання приладу БГШ використовували чотири зразки, виготовлені зі сталі Ст. 3сп. Два зразки розміром 11,8×19,6×400 мм вирізали з гарячекатаного листа товщиною 12,0<sub>-0,2</sub> мм. Перший зразок вирізали вздовж напрямку прокату листа, а другий – в поперечному напрямку. Два інші зразки (20,1×19,1×400 мм) були вирізані з листа прокату товщиною 20<sup>+0,1</sup> мм, що відповідало ребрам жорсткості другого конструктивного рішення. Напрямки вирізання цих зразків аналогічні попереднім. Всі зразки виготовляли на заводі з листів-заготовок ребер жорсткості обох конструктивних рішень. Робочі поверхні зразків полірували за допомогою абразивних шкурок. Шуми Баркгаузена реєстрували накладним індуктором-приймачем. Для зменшення впливу шорсткості поверхонь зразків на результати вимірювань встановлювали лавсанову плівку товщиною 20 мкм між індуктором-приймачем та робочою поверхнею. Зразки деформували на установці ДСО [5]. Шуми Баркгаузена вимірювали в місці найбільшого розрахункового значення згинаючих напружень. Градуювання показань приладу здійснювали при струмі перемагнічування індуктора 8,0 мА. Початкове показання приладу БГШ становило 80 поділок. Коефіцієнт підсилення вимірювального каналу приймача становив 80 дБ.

Криві 1, 3 та 2, 4 (рис. 2) демонструють вплив напрямку прокату металу на рівень збудження в ньому шумів Баркгаузена, і нерівномірність пластичної деформації поверхонь листів. Графіки 1 та 3 в більшій мірі відрізняються між собою, ніж 2 та 4, що свідчить про більшу неоднорідність пластичної деформації листів металу в напрямку прокату.

Виготовлені ребра жорсткості приварювали до рами візка по технології, описаній в [6]. На рис. 2 стрілками показані результати вимірювань залишкових термічних напружень  $\sigma_{\text{зал}}$  в ребрі жорсткості другого конструктивного рішення. Середнє арифметичне число поділок становило 38, що відповідало  $\sigma_{\text{зал}} = 25$  МПа. В ребрі жорсткості першого конструктивного рішення  $\sigma_{\text{зал}}$  не вимірювали через зняття тих ребер з виробництва.

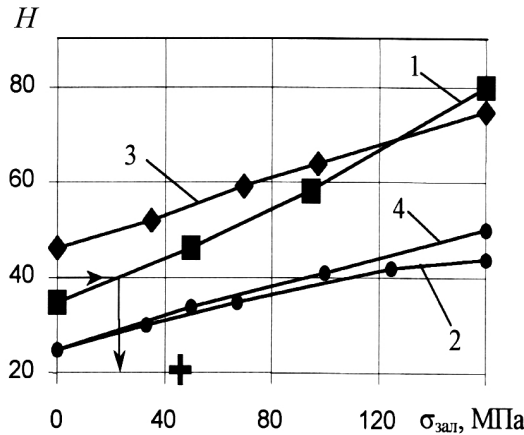
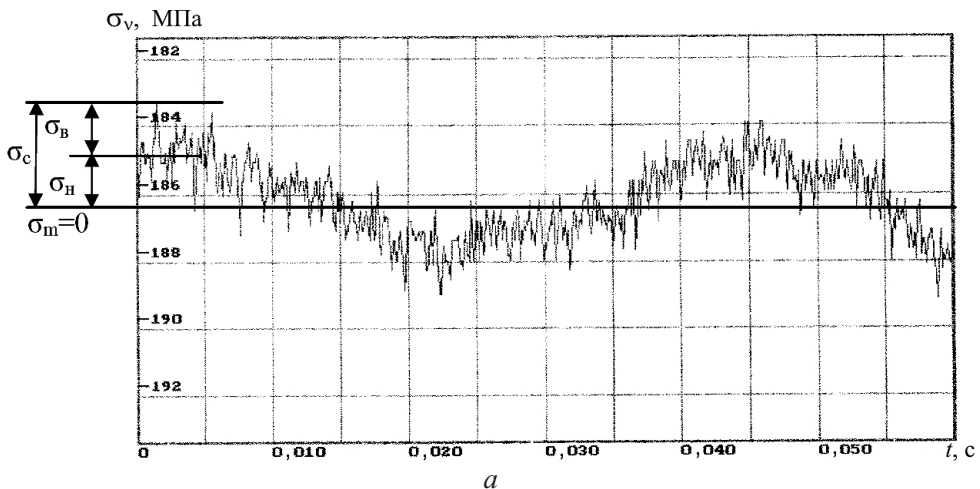


Рис. 2. Графіки градування приладу БГШ: 1, 2 – зразки з поперечнім перетином  $19,1 \times 20,1$  мм; 3, 4 –  $19,6 \times 11,8$  мм;  $H$  – число поділок шкали; 1, 3 – зразки, вирізані з заготовки уздовж прокату метала; 2, 4 – поперек прокату метала; + – розрахункове значення залишкових термічних напружень.

Деформації торцевої поверхні ребра жорсткості другого конструктивного рішення в місці зародження тріщин ( $D_1$  на рис. 1) вимірювали тензорезистором КФ5П1-100-15-А. Термокомпенсаційний тензорезистор ( $D_2$  на рис. 1) вибраний з тієї ж партії, що і деформаційний. Падіння електричної напруги на тензорезисторах  $D_1$  та  $D_2$  вимірювали за допомогою бортового вимірювального комплексу БВК-6 [7]. Ходові динаміко-міцнісні випробування здійснювали на Одеській залізниці протягом трьох поїздок електровоза у складі пасажирських поїздів. Загальний підконтрольний пробіг локомотива становив 838 км, загальна тривалість вимірювань – 24 години.

Типова осцилограма (рис. 3,а) залежності амплітуд механічних напружень  $\sigma_v$  від часу  $t$  свідчить про двохчастотне навантаження ребра жорсткості. Частота низькочастотних коливань становила 18,18 Гц, а високочастотних – 0,67 кГц. Амплітуда механічних напружень за період близько десяти циклів складає  $\sigma_v \geq 100$  МПа (рис. 3,б).



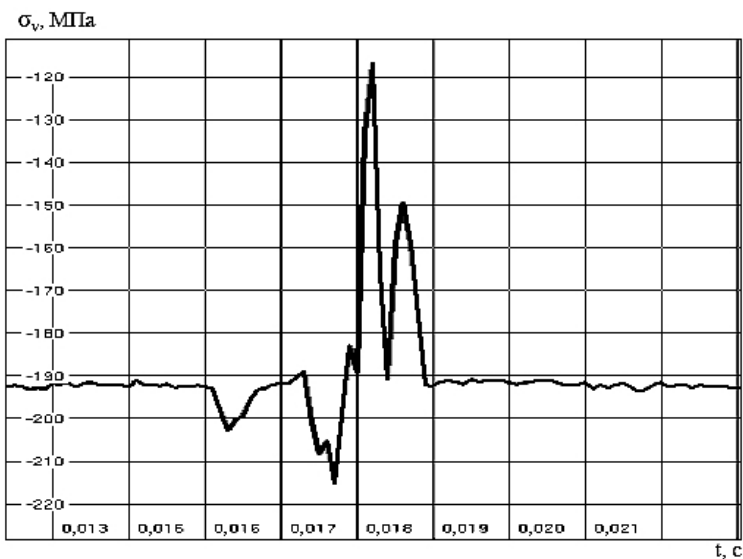
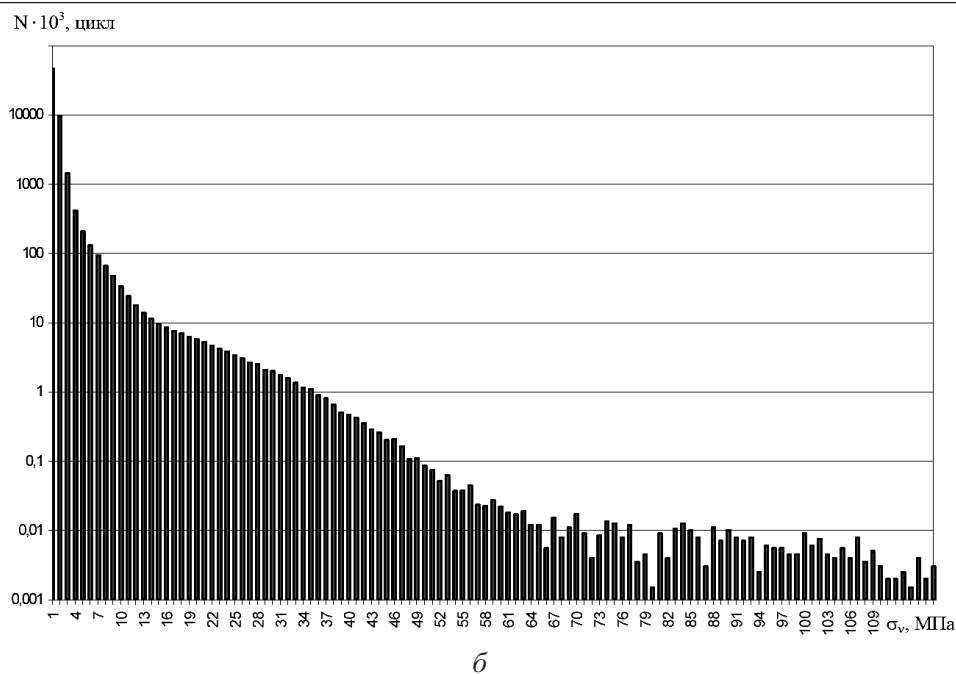


Рис. 3. Типова осцилограма двочастотних амплітуд напружень  $\sigma_v$  в ребрі жорсткості другого конструктивного рішення (а), залежність кількості циклів навантажень  $N$  від  $\sigma_v$  (б) та осцилограма залежності  $\sigma_v - t$  при імпульсному навантаженні ребра жорсткості (в).

Окрім напружень, які змінювались по синусоїдальному закону, були також зареєстровані імпульси напружень (рис. 3,в). Тривалість імпульсів змінювалась від 2,5 мс до 4,0 мс. Максимальна амплітуда напружень розтягнення становила 76,7 МПа.

Вплив двочастотного навантаження на втомну довговічність ребра жорсткості можна розрахувати за формулою [8]

$$\frac{N''}{N'} = \frac{1}{1 + (f - 1)(1 - q)^{m'}}, \quad (1)$$

де  $N'$ ,  $N''$  – довговічність ребра жорсткості (цикл) при одно- та двочастотному навантаженнях, відповідно;  $q = \sigma_H / \sigma_C$  – відношення максимальної низькочастотної складової напружень  $\sigma_H$  до сумарного напруження  $\sigma_C = \sigma_B + \sigma_H$  ( $\sigma_B$  – високочастотна складова напружень);  $f$  – відношення частоти високочастотних коливань до частоти низькочастотних коливань;  $m'$  – параметр кривої втоми матеріалу. При  $\sigma_B = 1$  МПа,  $\sigma_H = 1,75$  МПа,  $f = 36,67$ ;  $m' = 6,53$  [9] величина  $N''/N' = 0,995 \approx 1$ . Як видно, двочастотне навантаження не впливає на втомну довговічність ребра жорсткості.

Розрахунок запасу міцності ребра жорсткості здійснено згідно [10] за формулою Серенсена–Кінасшвілі з врахуванням лише  $\sigma_B$ . Прийнято, що амплітуда напружень  $\sigma_v = \sigma_B$ . Оскільки амплітуди напружень, що виникають в рамі візка, не залежать від швидкості руху локомотива, визначення максимального розрахункового значення амплітуди напружень  $\sigma_v$  здійснено для всієї сукупності експериментально отриманих проміжних значень (рис. 3,б). Сумарна кількість циклів розбита на 10 інтервалів. Визначені середні значення  $\sigma_{vi}$  та загальне число циклів навантажень  $n_i$  в  $i$ -му інтервалі. Середньостатистична величина амплітуд напружень  $\bar{\sigma}_v$  становила:

$$\bar{\sigma}_v = \sum \sigma_{vi} \frac{n_i}{N_\Sigma}, \quad (2)$$

де  $N_\Sigma$  – загальне число циклів навантаження;  $\bar{\sigma}_v = 4,893952 \approx 4,89$  МПа.

Середнє квадратичне відхилення  $S_{\sigma_v}$  розраховане за формулою:

$$S_{\sigma_v} = \sqrt{\sum (\sigma_{vi} - \bar{\sigma}_v)^2 \frac{n_i}{N_\Sigma}} = 4,705 \text{ МПа.} \quad (3)$$

Згідно [10] максимальне значення амплітуди напружень  $\sigma_v$  розраховано за формулою:

$$\sigma_v = \bar{\sigma}_v + 2S_{\sigma_v} = 4,89 + 2 \cdot 4,705 = 14,3 \text{ МПа.} \quad (4)$$

Розрахунок запасу втомної міцності  $n$  ребер жорсткості здійснено за формулою [10]:

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{k_\sigma \sigma_v + \psi \sigma_m} \geq 2,0, \quad (5)$$

де  $\sigma_{-1}$  – середнє значення границі витривалості стандартного зразка при симетричному циклі навантаження;  $k_\sigma$  – коефіцієнт, який характеризує зменшення границі витривалості конструкції по відношенню до границі витривалості стандартного зразка;  $\sigma_m$  – середня амплітуда напруження циклу;  $\psi$  –

коефіцієнт, який характеризує вплив асиметрії циклу навантажень. Для сталі Ст. 3сп  $\psi = 0,3$  при  $\sigma_m > 0$  [10].

Згідно [10]:

$$k_\sigma = \frac{k_1 k_2}{\gamma m} \beta_k = 2,32, \quad (6)$$

де прийнято  $\beta_k = 1$ ;  $k_1 = 1,1$ ;  $k_2 = 1,1$ ;  $\gamma = 0,58$ ;  $m$  – коефіцієнт, який враховує стан поверхні деталі,  $m = 0,9$ .

Для сталі Ст. 3сп  $\sigma_{-1} = 228$  МПа [11]. Вважаємо, що  $\sigma_m$  дорівнює сумі напружень, зумовлених деформацією боковин рам візків відносно шворневих брусів  $\sigma_{ст}$  при проходженні локомотивом криволінійних ділянок колій [3], та залишкових термічних напружень  $\sigma_{зал}$ . В роботі [3] наведено максимальне значення  $\sigma_{ст} = 85$  МПа, яке зареєстроване в точці П $\alpha$  при проходженні локомотивом кривої радіусом, більшим 650 м, при швидкості руху 20–40 км/год,  $\sigma_{зал} = 25$  МПа. Тому

$$\sigma_m = \sigma_{ст} + \sigma_{зал} = 85 \text{ МПа} + 25 \text{ МПа} = 110 \text{ МПа}. \quad (7)$$

Запас втомної міцності  $n$  ребер жорсткості, розрахований за формулою (5), становить:

$$n = \frac{228}{2,32 \cdot 14,3 + 0,3 \cdot 110} = 3,44, \quad (8)$$

що більше мінімально допустимого значення запасу міцності  $[n] = 2$  [10].

Великий запас втомної міцності  $n$  ребер жорсткості другого конструктивного рішення свідчить про неможливість їх руйнування лише під дією статичних та знакозмінних по синусоїдальному закону напружень.

**Моделювання умов експлуатації ребер жорсткості ЭЗ.205.00.00.002 другого конструктивного рішення.** Розрахунок напружено-деформованого стану ребра жорсткості другого конструктивного рішення здійснено методом скінчених елементів [12] з використанням програмних комплексів Pro/ENGINEER [13] та ANSYS [14]. Розробка моделей та розрахунок здійснювали на технологічній платформі ANSYS 6.1. Розрахункові схеми деталей повторювали геометрію елементів конструкцій рами візка з точністю до допустимих відхилень у їх виробництві. Моделі ребер жорсткості розраховувались з дискретизацією біля 160000 елементів (TET10).

Спочатку в розрахунках розглянуті сили, які діють в горизонтальній площині (рис. 4):  $\vec{P}_к$  – сила, яка виникає в рамі візка при проходженні її колісних пар криволінійних ділянок колії;  $\vec{P}_т$  – сили тяги;  $\vec{P}_п$  – поперечна сила. В розрахунках прийнято, що  $\vec{P}_к$  прикладена до однієї з боковин рами по її поздовжній вісі в напрямку, протилежному дії сил тяги;  $\vec{P}_т$  прикладені до середини першого та другого шворневих брусів і діючі паралельно  $\vec{P}_к$ ;  $\vec{P}_п$  прикладені в місцях кріплення сайлент-блоків поводків букс і діючі в напрямку, перпендикулярному поздовжній вісі боковини рами. Прийнято  $\vec{P}_к = 70000$  Н,

$\vec{P}_\Pi = 40000 \text{ Н}$ ,  $2\vec{P}_T = 100000 \text{ Н}$ . Трьохвісна рама візка електровозів є статично невизначеною системою. Тому епюри розподілів в ній поздовжніх, поперечних сил, згинаючих моментів, а також деформацій розраховані методом сил [15] за допомогою вищезгаданих програмних комплексів. Розрахунки здійснені для спрощеної конструкції рами візка, яка не враховує впливу на жорсткість її боковин, кронштейнів, опор та литих жолобів. Розрахунки показали, що максимальні згинаючі моменти виникають в горизонтальній площині, в місцях кріплення шворневих брусів до боковин. В цих місцях виникали тріщини в реальних конструкціях рам візків до встановлення ребер жорсткості.

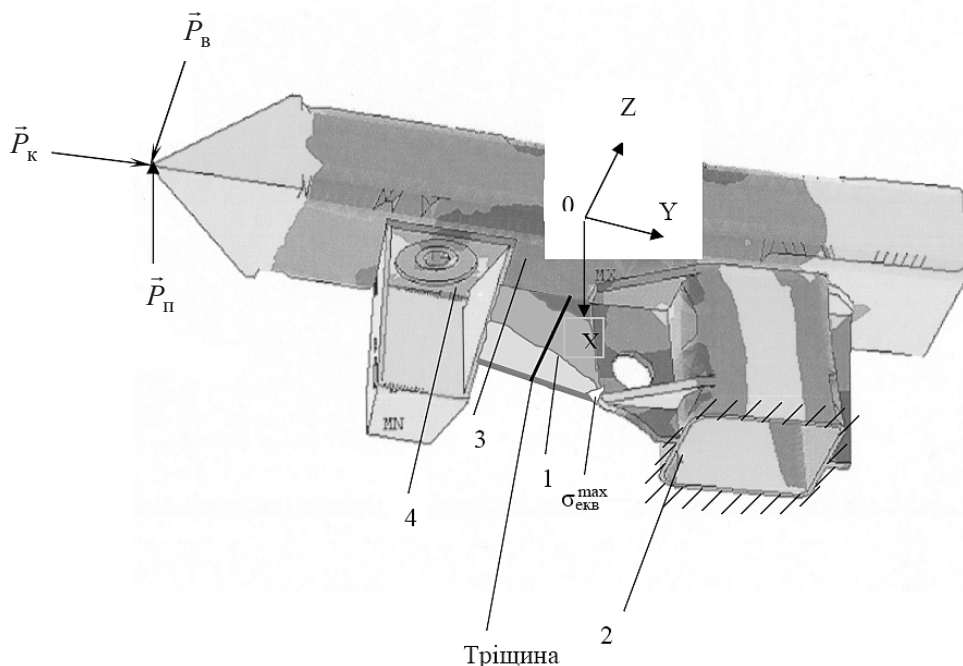


Рис. 4. Розподіл  $\sigma_{\text{екв}}$  в ребрі жорсткості другого конструктивного рішення (масштаб 1:57,1) при дії в горизонтальній площині  $\vec{P}_K$  та  $\vec{P}_\Pi$ ;  $\sigma_{\text{екв}}^{\text{max}} = 197,6 \text{ МПа}$ ; 1 – ребро жорсткості, 2 – шворневий брус, 3 – боковина рами візка, 4 – гальмівний кронштейн.

На рис. 4 показана розрахункова схема спрощеного навантаження елемента конструкції рами візка з ребром жорсткості другого конструктивного рішення та розподіл виникаючих в ньому еквівалентних напружень  $\sigma_{\text{екв}}$ , розрахованих по 4-й теорії міцності [15]. Розрахунки  $\sigma_{\text{екв}}$  здійснено за умови, що вертикальна сила  $\vec{P}_B = 0$ . Сили прикладені до боковини рами візка в місці кріплення переднього поводка букси. Косими тонкими лініями схематично показано защемлення шворневого бруса рами візка.

Максимальне значення  $\sigma_{\text{екв}} = 197,6 \text{ МПа}$  досягається на початку зварного шва, як показано на рис. 4. Це зумовлено концентрацією напружень на його кінці. В місці появи тріщини  $\sigma_{\text{екв}} = 28,3 \text{ МПа}$ . Невідповідність місць виникнення максимальних розрахункових значень  $\sigma_{\text{екв}}$  та появи тріщин свідчить про те, що дія сил в горизонтальній площині не може бути єдиною причиною їх виникнення.

Під час руху локомотива спостерігається виляння та галопування рам візків на коліях. При цьому відбувається бокова качка та галопування кузова електровоза. Виникають вертикальні сили, обумовлені вагою кузова, які передаються на раму візка за допомогою бокових опор [16]. Тому окрім сил, що діють в горизонтальній площині, на раму візка діють також вертикальні сили  $\vec{P}_B$ , прикладені до кронштейнів бокових опор. Для розрахунків прийнято  $\vec{P}_B = 60000$  Н, що відповідає максимально допустимому значенню стискування пружини бокової опори [16]. Для спрощення розрахунків  $\vec{P}_B$  прикладена в точці дії інших вищезгаданих сил (рис. 4).

На рис. 5,а показано розподіл напружень  $\sigma_{\text{екв}}$  в ребрі жорсткості другого конструктивного рішення у випадку згинаючого момента під дією сили  $\vec{P}_B$ . Значення  $\sigma_{\text{екв}}$  розраховані методом скінченних елементів по 4-й теорії міцності [15] за умови защемлення шворневого бруса рами візка та приварки сторін ребра жорсткості товщиною 20 мм (рис. 4). В місцях появи тріщин виникають  $\sigma_{\text{екв}} = 18,6$  МПа (рис. 5,а), в місцях закінчення зварних швів  $\sigma_{\text{екв}} = 200$  МПа. Це зумовлено дією в цих місцях концентраторів напружень та виникненням максимальних дотичних напружень. Згідно цієї розрахункової моделі напружено-деформованого стану ребра жорсткості тріщини повинні були виникати не на середині торцевої поверхні ребра жорсткості, а в місцях закінчення зварних швів, що не відповідає дійсності.

На підставі вищенаведених розрахунків можливо зробити висновок, що лише дія сил  $\vec{P}_K$ ,  $\vec{P}_\Pi$  та  $\vec{P}_B$  не може бути причиною руйнування ребер жорсткості.

Порушення технології приварювання ребер жорсткості, описаної в [6], може призвести до виникнення значно більших залишкових термічних напружень  $\sigma_{\text{зал}}$  в порівнянні з заміряними в рамі візка електровоза ВЛ60п/к № 001. Для розрахунку можливого розподілу залишкових термічних напружень в ребрі жорсткості методом скінченних елементів вирішена стаціонарна задача термопружності за умови, що заварене з трьох сторін ребро жорсткості було миттєво нагріте з цих сторін до температури 400°С. При такій температурі у маловуглецевих сталях ще не відбуваються структурні перетворення. Нагрівання металу до такої температури не супроводжується впливом його структурних перетворень на термічні напруження. Прийнято, що при нагріванні зварних швів не відбувалось теплове розширення елементів конструкцій рами візка (шворневого бруса 2, боковини рами візка 3, гальмівного кронштейна 4) – рис. 4. Теплопередача в навколишнє середовище відбувалась в зварних швах через метал рами візка, а на вільних поверхнях ребра жорсткості – шляхом нагріву повітря. Для спрощення розрахунків прийнято, що початкова температура навколишнього середовища становила 0°С. Не враховувалось виникнення термічних напружень, зумовлених “усадкою” зварних швів [17]. Розрахунок коефіцієнта тепловіддачі від поверхонь ребра жорсткості здійснено за критерієм Нуссельта [18]:

$$\text{Nu}_0 = 0,2K'_i \text{Gr}_0^{0,33}, \quad (9)$$



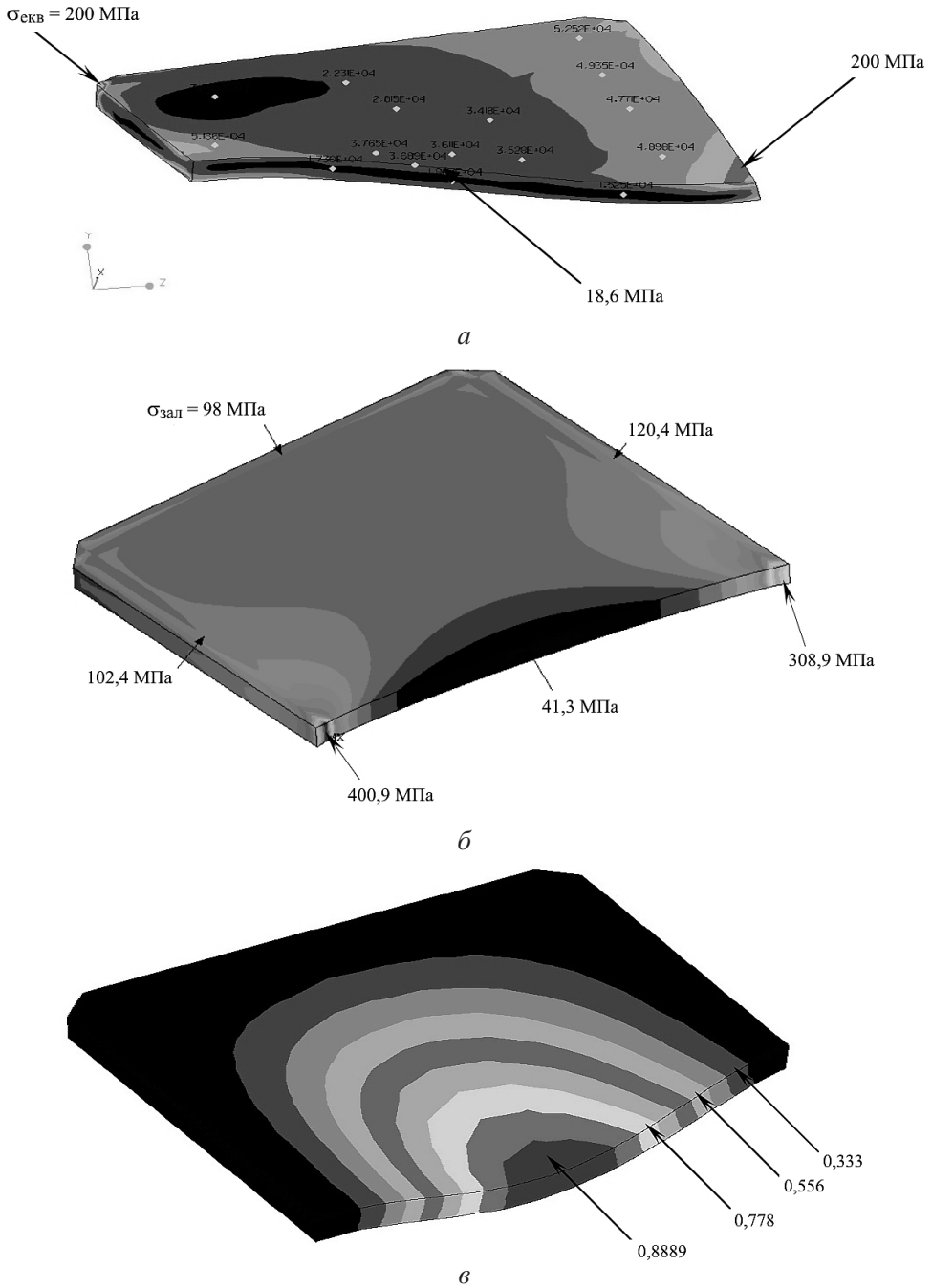


Рис. 5. Розподіл  $\sigma_{\text{СКВ}}$  в ребрі жорсткості другого конструктивного рішення при закручуванні (а); миттєвому нагріві зварних швів (б) та відносних поперечних переміщеннях (в).

де  $K'_i$  – коефіцієнт, який враховує напрямок тепловіддачі ребра жорсткості. Для ребра при тепловіддачі, направленої вгору,  $K'_B = 1,0$ , для ребра при тепловіддачі, направленої вниз:

$$K'_H = 120/b, \quad (10)$$

де  $b$  – середня ширина ребра жорсткості (відповідно до рис. 1),

$$b = \frac{185 + 220}{2} = 202,5 \text{ мм}; \quad (11)$$

тому  $K'_H = 0,593$ ;  $Gr_0$  – критерій Грасгофа при температурі  $\Theta_0 = 0^\circ\text{C}$ ;

$$Gr_0 = \beta \frac{gl^3}{\nu^2} (\Theta_s - \Theta_0), \quad (12)$$

де  $\beta$  – коефіцієнт об'ємного розширення повітря при  $\Theta_0$ ,  $\beta = 34,1 \cdot 10^{-4} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$ ;  $g = 9,81 \text{ м/с}^2$  – прискорення вільного падіння,  $l = \nu = 0,02 \text{ м}$  – характерний розмір ребра жорсткості в напрямку переміщення нагрітого повітря;  $\nu$  – кінематична в'язкість повітря. При  $\Theta_0 = 0^\circ\text{C}$  маємо  $\nu = 15,06 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  [18];  $\Theta_s = 400^\circ\text{C}$  – температура нагріву зварного шва.

Коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_0$  при температурі  $\Theta_0$  визначено за формулою [18]:

$$\alpha_0 = \frac{Nu_0 \lambda_0}{l}, \quad (13)$$

де  $\lambda_0$  – коефіцієнт теплопровідності повітря при  $\Theta_0$ ,  $\lambda_0 = 2,59 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м}\cdot^\circ\text{C)}$  [18]. Для ребра жорсткості другого конструктивного рішення коефіцієнт тепловіддачі вверх становить  $\alpha_0^B = 0,495 \text{ Вт/(м}^2\cdot^\circ\text{C)}$ , а вниз –  $\alpha_0^H = 0,294 \text{ Вт/(м}^2\cdot^\circ\text{C)}$ .

При температурі  $400^\circ\text{C}$  для сталі Ст. 3сп коефіцієнт лінійного термічного розширення зварного шва  $\alpha_T = 1,54 \cdot 10^{-6} \text{ }^\circ\text{C}^{-1}$  [19], коефіцієнт теплопровідності  $\lambda_{ст} = 49,5 \text{ Вт/(м}^2\cdot^\circ\text{C)}$  [20], модуль пружності  $E = 1,54 \cdot 10^5 \text{ МПа}$  [19], коефіцієнт Пуассона  $\mu = 0,25$  [15].

Розрахунки в термопружній постановці, здійснені за допомогою програмних комплексів Pro/ENGINEER [13] та ANSYS [14], показали, що на середині вільної бокової поверхні ребра жорсткості виникають мінімальні термічні напруження, які становлять  $41,292 \text{ МПа}$  (рис. 5,б). Максимальні термічні напруження виникають на кінцях зварних швів. Такий розподіл термічних напружень також не відповідає умовам виникнення тріщини на середині вільної торцевої поверхні досліджуваного ребра жорсткості.

Розрахункове значення залишкових термічних напружень показано знаком “+” (рис. 2). Вищезгаданими комплексами здійснено розрахунок розподілу відносних амплітуд переміщень у вертикальній площині поверхні ребра жорсткості другого конструктивного рішення за умови його коливань по першій згинній формі (рис. 5,в). Розрахунок передбачав жорстке защемлення трьох бокових поверхонь деталі, приварених до рами візка. Розрахункова резонансна частота коливань становить  $1,3219 \text{ кГц}$ , що відповідає періоду коливань  $0,756 \text{ мс}$ . Розрахункове значення періоду коливань ребра жорсткості одного порядку з тривалістю експериментально отриманих імпульсів напружень. Тому, на нашу думку, можливою причиною виникнення короткочасно

діючих напружень великої амплітуди можуть бути поперечні резонансні коливання ребра жорсткості.

Розрахунки напружено-деформованого стану досліджуваного ребра жорсткості методом скінчених елементів, показали, що при дії згинаючих моментів, прикладених до ребра жорсткості в горизонтальній та вертикальній площинах, виникають максимальні напруження на початку зварних швів. Максимальні амплітуди динамічних напружень виникають на середині вільної торцевої поверхні ребра жорсткості через його поперечні резонансні коливання. З метою запобігання виникненню великих амплітуд напружень в ребрі жорсткості запропонована його форма у вигляді півкола (рис. 6). Оптимізація розмірів ребра жорсткості здійснена за критерієм досягнення мінімального значення  $\sigma_{\text{екв}}^{\text{max}}$  в місці виникнення тріщин. В запропонованому нами ребрі жорсткості найбільше розрахункове значення  $\sigma_{\text{екв}}^{\text{max}} = 12,82$  МПа виникає на середині торцевої поверхні ребра жорсткості при дії сил в горизонтальній площині, а не на кінцях зварних швів (рис. 4). Форма ребра жорсткості у вигляді півкола дозволила зменшити його жорсткість в горизонтальній площині, довжину зварних швів, а також змінити резонансну частоту поперечних коливань. Зменшення довжини зварних швів обумовило зменшення залишкових термічних напружень, які виникають в ребрі жорсткості, скорочення часу приварки ребра жорсткості, економію електроенергії, необхідної для приварювання ребра жорсткості, та витратних матеріалів.

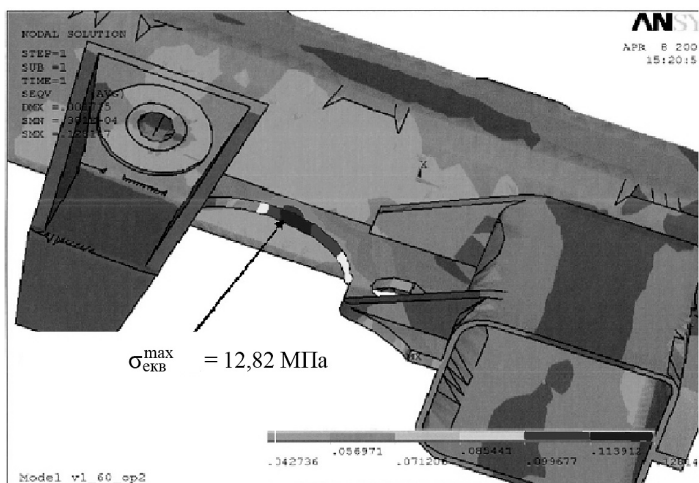


Рис. 6. Запропоноване конструктивне рішення ребра жорсткості.

Запропонована форма ребра жорсткості введена на локомотиворемонтному заводі Укрзалізниці. Рами візків електровозів ВЛ60 із запропонованою формою ребра жорсткості успішно працюють протягом восьми років.

## Висновки

1. Збільшення довговічності ребра жорсткості здійснено завдяки зменшенню його жорсткості в горизонтальній площині, зменшенню довжини зварних швів та зміні резонансної частоти його поперечних коливань.

2. Запропонована форма ребра жорсткості впроваджена на локомотиво-ремонтному заводі Укрзалізниці. Протягом восьми років успішно експлуатуються електровози серії ВЛ60 Укрзалізниці з ребрами жорсткості вищезгаданої форми.

## Резюме

Представлены результаты исследований возникновения и развития усталостных трещин в ребрах жесткости рам тележек электровозов ВЛ60. Установлено, что это обусловлено деформацией рам тележек в горизонтальной плоскости и резонансными колебаниями ребер жесткости. Предложено техническое решение изменения формы ребра жесткости, что обеспечило его работоспособность.

1. *Winkler U.* Europe's cleanest diesel locomotive // *European Railway Review*. – 2005. – No. 2. – P. 23 – 25.
2. *Третьяков А. В.* Управление индивидуальным ресурсом вагонов в эксплуатации. – СПб.: Изд-во ОМ-Пресс, 2004. – 345 с.
3. *Бондарев А. М., Горобец В. Л., Груцак И. М. и др.* Влияние эксплуатационных нагрузок на напряжения в элементах несущих конструкций электровоза ВЛ60 // *Залізничний транспорт України*. – 2002. – № 4. – С. 21 – 25.
4. *Ковалев А. И.* Приборы на основе эффекта Баркгаузена для оценки состояния поверхностного слоя ферромагнитных материалов // *Информ. письмо № 137*. – Киев: Ин-т пробл. прочности АН УССР, 1987. – 4 с.
5. *Дегтярев В. А.* Установка типа ДСО для испытаний на усталость при повторном ударном и гармоническом нагружении с различной асимметрией цикла // *Пробл. прочности*. – 1982. – № 10. – С. 110 – 113.
6. *ЦТ-251.* Инструктивные указания по сварочным работам при ремонте тепловозов, электровозов и моторвагонного подвижного состава. – М.: Транспорт, 1975. – 205 с.
7. *Леонец В. А., Леонец А. А., Токарев О. Д. и др.* Система динамико-прочностных испытаний несущих конструкций подвижного состава и верхнего строения пути при повышенных скоростях движения // *Железные дороги мира*. – 2002. – № 9. – С. 73 – 76.
8. *Буглов Е. Г., Коликов Э. А., Филатов М. Я.* Исследование усталости стали при бигармоническом нагружении // *Пробл. прочности*. – 1970. – № 1. – С. 46 – 49.
9. *Троценко В. Т., Сосновский Л. А.* Сопроотивление усталости металлов и сплавов. Справочник. – Киев: Наук. думка, 1987. – Ч. 1. – 509 с.
10. *Аверин Н. А., Заикин Г. И., Буханцев А. А. и др.* Нормы для расчета и оценки прочности несущих элементов, динамических качеств и воздействия на путь экипажной части локомотивов железных дорог МПС РФ колеи 1520 мм. – М.: ВНИИЖТ, 1998. – 145 с.

11. *Гальперин М. Я., Козаев В. П., Мейснер Б. А.* Сопротивление усталости сварных балок рам локомотивных тележек // Тр. ЦНИИ МПС. – 1977. – Вып. 574. – С. 50 – 71.
12. *Сегерлинд Л. Дж.* Применение метода конечных элементов. – М.: Мир, 1979. – 392 с.
13. *Чемоданова Т. В.* Pro/ENGINEER: Деталь. Сборка. Чертеж. – СПб.: Из-во БХВ-Петербург, 2003. – 560 с.
14. *Янишевская А. Г., Пергун И. Н.* Использование программного комплекса ANSYS при расчетах тепловых процессов в машиностроении. – Омск: Омск. гос. тех. ун-т, 2001. – 96 с.
15. *Писаренко Г. С., Азарев В. А., Квитка А. Л. и др.* Сопротивление материалов. – Киев: Техніка, 1967. – 791 с.
16. *Дубровский З. М., Лорман Л. М.* Электровозы ВЛ60к и ВЛ60п/к. Руководство по эксплуатации. – М.: Транспорт, 1993. – 399 с.
17. *Тарасов В. А., Григорьянц А. Г., Баскаков В. Д. и др.* Методика расчета усадочной силы при сварке тонкостенных конструкций // Свароч. произ-во. – 2000. – № 6. – С. 10 – 13.
18. *Резников А. Н., Резников Л. А.* Тепловые процессы в технологических системах. – М.: Машиностроение, 1990. – 287 с.
19. *Наргужан М. Д., Даненова Г. Т., Шигаев Т. Г.* Расчет остаточных напряжений и деформаций при дуговой сварке модулированным током // Тр. III конф. пользователей программного обеспечения CAD-FEM GmbH (М., 23–24 апр. 2003 г.) / Под. ред. А. С. Шадского. – М.: Полигон-пресс, 2003. – С. 425 – 433.
20. *Охотин Л. С., Боровикова Р. П., Пушкарский А. С.* Теплопроводность твердых тел. – Справочник. – М.: Энергоиздат, 1984. – 320 с.

Поступила 18. 09. 2009