

ОСОБЕННОСТИ РАМЫ ТЕЛЕЖКИ ГРУЗОВОГО ВАГОНА И УСТАЛОСТНАЯ ВЫНОСЛИВОСТЬ

Голубенко А.Л., Губачева Л.А., Андреев А.А., Мокроусов С.Д.

FEATURES THE BOGIE FRAME FREIGHT WAGONS AND FATIGUE STRENGTH

Golubenko A.L., Gubacheva L.A., Andreev A.A., Mokrousov S.D.

Рассмотрены вопросы влияния геометрии боковой рамы тележки типа 18-100 на усталостную выносливость и предложено мероприятие по повышению прочности ходовых частей грузового вагона.

Ключевые слова: рама, тележка, вагон, расчетные факторы, эпюры сил, эпюры напряжений, концентраторы напряжений, усталостная выносливость.

Постановка проблемы. Грузовые перевозки на территории стран СНГ и Балтии в последние годы выполняются подвижным составом с двухосными трехэлементными тележками типа 18-100 (ЦННИ-ХЗ-0), разработанными более 40 лет назад [1].

Изменение уровня качественного состояния рельсового пути, технического обслуживания и условий эксплуатации вагонов в последнее время все чаще приводит к появлению усталостных трещин рам тележек грузовых вагонов, их изломов и разрушений, сходов с рельсов и крушениям поездов. На рис. 1 представлен внешний вид разрушения литой боковой рамы двухосной тележки грузового вагона. Анализ показывает, что это связано в первую очередь с такими факторами, как переход с рельсовой колеи шириной 1524 мм на деревянных шпалах массой 70 кг на колею шириной 1520 мм на тяжелых железобетонных шпалах массой 260 кг и тяжелыми рельсами марки Р65 и Р75 при одновременном увеличении осевой нагрузки с 20 т до 23 т и более. Прохождение вагоном стыковых соединений рельсов сопровождается появлением настолько больших сил, передаваемых от букс, что наблюдается пластическая деформация нижней опорной поверхности литой боковой рамы и даже уменьшение ее толщины на 4-7 мм и более. Как показала практика, примитивное увеличение площади поперечного сечения боковых рам

тележек в 2 и более раз не приводит к устранению такого негативного фактора, как излом рам тележки в месте сопряжения с буксовым проемом. В целом перечисленные факторы свидетельствуют об актуальности проблемы повышения прочности и усталостной выносливости тележек грузовых вагонов.

Методы решения. В соответствии с современными требованиями конструкция двухосной тележки типа 18-578 (ОАО «НПК УРАЛВАГОНЗАВОД») и Всероссийский научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ) была спроектирована с учетом повышения межремонтных пробегов грузовых вагонов до 500 тыс. км и увеличения гарантийного срока эксплуатации до 4 лет при одновременном увеличении осевой нагрузки до 23-25 т [2].

Одним из путей решения проблемы повышения усталостной выносливости является обоснованное изменение геометрии поперечного сечения литой рамы на основе учета новых факторов при расчете. Как отмечено в источнике [1]: «расчет литой боковой рамы тележки должен выполняться точными методами, так как недостаточная прочность боковой рамы создает угрозу безопасности движения поездов, а излишняя – увеличит массу этой обычно необрессоренной части вагона». Известная методика расчета литой боковой рамы тележки сводится к расчету стержневой системы, находящейся под действием вертикальной статической силы $R_{ст}$ и динамической силы $R_{д}$, а также боковой силы $R_{б}$. В то же время «... при расчете основных элементов рам тележек тормозные нагрузки обычно не учитывали».

Практика эксплуатации вагонов свидетельствует о появлении трещин в месте сопряжения наружной челюсти с боковой рамой именно под действием силы нажатия тормозной

колодки на бандаж колеса при повторяющихся ударных нагрузках во время движения по стыковому рельсовому пути, что предлагается учитывать при проведении расчета. Имеющийся опыт изменения конструкции сечения боковой рамы в районе появления трещин за счет уширения наклонной полки при одновременном увеличении ее толщины с 16 мм до 30 мм не привел к увеличению усталостной выносливости тележки типа 18-100. По всей видимости, это является следствием оставления без внимания таких факторов, как появление дополнительных концентраторов напряжения и учета продольных сил от нажатия тормозных колодок и от торможения.

Как известно, переменные напряжения, появляющиеся в деталях от изменения нагрузки, приводят к внезапному разрушению, хотя величина этих напряжений часто существенно ниже предела текучести материала. Усталостное разрушение начинается с накопления повреждений на границах зерен материала и образования на поверхности в месте концентрации напряжений микротрещины, развития трещины и ослабления сечения. Трещина обычно распространяется в направлении, перпендикулярном линии действия наибольших нормальных напряжений. Когда прочность оставшейся неповрежденной части становится недостаточной, происходит внезапное разрушение детали [3].

Для оценки сопротивления усталости материала действию переменных напряжений проводят испытания партии стандартных образцов деталей (15-20 шт.) и определяют кривые усталости - зависимости между числом циклов N нагружения образцов до разрушения и максимальным действующим напряжением. Продолжительность (базу) испытаний образцов из сталей ограничивают 10^7 циклов, что соответствует пробегу вагона по стыковому рельсовому пути с длиной рельсового звена 25 м $L=0,025 \cdot 10^7 = 250$ тыс.км (в груженом направлении) или общему пробегу 500 тыс.км.

В общем случае зависимость между переменным напряжением σ_3 и числом циклов до разрушения достаточно приближенно описывается уравнением:

$$\sigma_3^m \cdot N = C, (N \leq N_0), \quad (1)$$

$$m \approx 4; \sigma_3 = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}. \quad (2)$$

Тогда для определения долговечности детали при заданном переменном напряжении и характеристиках детали и предела выносливости может использоваться зависимость:

$$N = N_0 \cdot \left(\frac{\sigma_0}{\sigma} \right)^m = N_0 \cdot \left(\frac{\sigma_{эб}}{\sigma_3} \right)^m. \quad (3)$$

Перечисленные доводы требуют разработки и использования для оценки мероприятий по повышению усталостной выносливости двухосных тележек грузовых вагонов новых подходов и методики расчета. С учетом места излома боковой рамы целесообразно рассмотреть схему нагружения различными силами модели не всей боковой рамы тележки, а только условно жестко заземленной консоли сопряжения задней по ходу вагона челюсти буксового проема с центральной частью по линии ЕА, наиболее часто встречающихся изломов боковых рам тележек (рис. 1).

На рис.2 дается предлагаемая расчетная схема рассматриваемой части боковой рамы тележки и представлены в качестве действующих следующие силы:

$\overline{Q_{cm}}$ - статическая нагрузка, прикладываемая от буксы к боковой раме в точке D снизу вверх;

\overline{K} - сила нажатия колодки на бандаж колеса и затем передаваемая через буксу на наружную челюсть в точке C;

$\overline{B_T}$ - тормозная сила, передаваемая от контакта бандажа с рельсом через колесо и буксу на наружную челюсть в точке C;

$\overline{F_K}$ - сила трения тормозной колодки о бандаж, передаваемая частично на боковую раму в точке D_1 и челюсть в точке C;

$\overline{Q_{DZ}}$ - переменная динамическая сила, возникающая при прохождении стыкового соединения рельсов и передаваемая в точке D_1 от буксы на боковую раму снизу вверх;

$\overline{Q_{DX}}$ - переменная динамическая сила, возникающая при прохождении стыкового соединения рельсов и передаваемая в точке C от буксы на наружную челюсть.

Искомые реакциями, в конечном итоге и определяющими напряжения материала боковой рамы тележки в критическом по излому сечении ЕА, являются:

\overline{Z}_A - вертикальная составляющая реакция;

\overline{X}_A - горизонтальная составляющая реакция;

M_A - реактивный изгибающий момент в условной жесткой заделке.

В общем случае статическая нагрузка на колесо может быть принятой равной от 2,88 т (для порожнего вагона) до 11,5 т (для груженого вагона).

Сила удара колеса о рельсовый стык зависит от неподрессоренной массы вагона m_n ; приведенной массы рельсового пути m_p ; контактной вертикальной жесткости c_k колеса и рельсового пути; а также скорости удара $V_{y\partial}$ колеса о конец принимающего рельса и может быть приближенно определена по методике и формулам, представленным в источнике [4]:

$$V_{y\partial} \approx V \cdot \frac{l_{\Pi}}{r}, \quad (4)$$

где V - скорость движения колеса;

l_{Π} - зазор в стыковом соединении рельсов;

r - радиус колеса по кругу катания.

Максимальное значение силы удара (она же динамическая нагрузка) равна при $m_n \gg m_p$:

$$P_{K \max} \approx V_{y\partial} \sqrt{c_k \frac{m_H \cdot m_P}{m_H + m_P}}. \quad (5)$$

Оценим величины вертикальных ударов в стыках для пути с рельсами Р50 и деревянными шпалами:

$c_k = 40 \text{ МН/м};$

$m_n = 1500 \text{ кг};$

$m_p = l_{\Pi} \cdot m_{po} + n_{ш} \cdot m_{ш} = 1,5 \cdot 100 + 4 \cdot 72 = 438 \text{ кг};$

$$P_{K \max o} = V_{y\partial} \cdot \sqrt{40 \frac{1500 \cdot 438}{1500 + 438}} = 116 \cdot V_{y\partial}, \text{ кН}.$$

Аналогично оценим величины вертикальных ударов в стыках пути с рельсами р75 на железобетонных шпалах:

$c_k = 80 \text{ МН/м};$

$m_n = 1500 \text{ кг};$

$m_p^* = l_{\Pi} \cdot m_{po} + n_{ш} \cdot m_{ш} = 2 \cdot 150 + 4 \cdot 250 = 1300 \text{ кг};$

$$P_{K \max \Pi} = V_{y\partial} \cdot \sqrt{80 \frac{1500 \cdot 1300}{1500 + 1300}} = 239 \cdot V_{y\partial}, \text{ кН}.$$

При прочих равных условиях эксплуатации силы ударов колес по рельсовым стыкам после перехода на более прогрессивное верхнее строение пути с железобетонными шпалами возрастает в два раза и более по сравнению с деревянными шпалами.

В качестве определяющего рассмотрим режим торможения грузового вагона с колесами диаметром 950 мм при движении по стыковому пути с зазорами в стыках 10 мм на скорости $V=25 \text{ м/с}$, когда расчетная сила динамического удара достигает величины

$$P_{K \max \Pi} = 25 \cdot \frac{0,01}{0,475} \cdot 239 = 125, \text{ кН}.$$

В дальнейшем принимаем динамическую нагрузку на уровне $Q_d \approx 100 \text{ кН} \approx 10 \text{ т} \approx Q_{ст}$, равном величине статической нагрузки на колесо. Согласно режимам торможения сила нажатия тормозной колодки может быть принята равной $K=3,5 \text{ тс}$, а сила торможения, приложенная к поверхности катания колеса на уровне головки рельса и в точке прижатия тормозной колодки к колесу, принимается равной $B_T = 0,35 \text{ тс} = F_k$. С учетом углов наклона оси тормозной колодки – центр колеса и расположения системы осей координат проекции расчетных составляющих сил могут быть определены по формулам:

$Q_{\partial x} = 0,35 \text{ тс}; Q_{\partial z} = 9,9 \text{ тс};$

$K_{\partial x} \approx K \cdot \cos \alpha = 0,985 \cdot K;$

$K_{\partial z} \approx K \cdot \sin \alpha = 0,173 \cdot K;$

$F_{kx} \approx F_k \cdot \sin \alpha \approx 0,173 \cdot F_k;$

$F_{kz} \approx F_k \cdot \cos \alpha \approx 0,985 \cdot F_k.$

Для оценки напряженного состояния литой боковой рамы двухосной тележки грузового вагона принятой модели прохождения стыковых соединений рельсов в первом приближении применим принцип

Германа-Эйлера-Даламбера для механической системы с идеальными связями и рассмотрим равновесие консольной части буксового проема боковой рамы под действием приложенных статических сил Q_{CT} , K , F_K , B_T , динамических сил Q_D и реакций связей X_A , Z_A , M_A в эквивалентной жесткой заделке по методикам теоретической механики [5].

Составим уравнения равновесия консоли проема задней челюсти боковой рамы двухосной тележки типа 18-100 грузового вагона под действием указанных сил по условиям равновесия в осях координат хоуз:

$$\begin{cases} \sum F_{KX} = 0; \\ \sum F_{KZ} = 0; \\ \sum M_A(\overline{F_K}) = 0. \end{cases} \quad (6)$$

$$\begin{cases} -X_A + K_{OX} + B_T + Q_{DX} - F_{KX} = 0; \\ Z_A + K_{OZ} + F_{KZ} + Q_{DZ} + Q_{CT} = 0; \\ -M_A + a(K_{OZ} + F_{KZ} + Q_{DZ} + Q_{CT}) + \\ + b(K_{OX} + B_T + Q_{DX} - F_{KX}) \end{cases} \quad (7)$$

Из системы трех независимых уравнений с тремя неизвестными находим расчетные формулы для величин:

- продольную реакцию X_A в критическом по излому сечении EA рамы:

$$X_A = K_{OX} + B_T + Q_{DX} - F_{KX}; \quad (8)$$

- вертикальную реакцию Z_A :

$$Z_A = -K_{OZ} - F_{KZ} - Q_{DZ} - Q_{CT}; \quad (9)$$

- реактивный момент M_A :

$$M_A = a(K_{OZ} + F_{KZ} + Q_{DZ} + Q_{CT}) + b(K_{OX} + B_T + Q_{DX} - F_{KX}) \quad (10)$$

Расчетные величины реакций в критическом по излому сечении EA сопряжения консоли буксового проема задней челюсти с боковой литой рамой двухосной тележки грузового вагона в принятых условиях окажутся равными:

$$X_A = 0,985 \cdot K_{OX} + B_T + Q_{DX} - 0,173 \cdot F_K =$$

$$= 0,985 \cdot 3,5 + 0,35 + 0,35 - 0,173 \cdot 0,35 = 4,08 \text{ мс};$$

$$Z_A = -0,173 \cdot K_{OZ} - 0,985 \cdot F_K - Q_{CT} - Q_{DZ} =$$

$$= -0,173 \cdot 3,5 - 0,985 \cdot 0,35 - 10,0 - 9,9 = -20,844 \text{ мс};$$

$$M_A = 0,14(0,173 \cdot K_{OZ} + 0,985 \cdot F_K + Q_{DZ} + Q_{CT}) +$$

$$+ 0,17(0,985 \cdot K_{OX} + B_T + Q_{DX} - 0,173 \cdot F_K) =$$

$$= 0,14(0,173 \cdot 3,5 + 0,985 \cdot 0,35 + 9,9 + 10) +$$

$$+ 0,17(0,985 \cdot 3,5 + 0,35 + 0,35 - 0,173 \cdot 0,35) = 3,613 \text{ Тм}$$

Вторым шагом расчета напряженного состояния

боковой литой рамы в зоне сопряжения с консолью буксового проема задней челюсти является расчет и построение эпюр нормальных сил N , перерезывающих сил Q и изгибающего момента M для расчетной схемы в виде изогнутого стержня- консоли с использованием методик сопротивления материалов [6].

Сосредоточенные силы целесообразно заменить равномерно распределенными нагрузками q_1 и q_2 по расчетным формулам:

$$q_1 \cong \frac{Q_{CT} + Q_{DZ} + F_{KZ}}{D \cdot U} = 101,7 \text{ Тс/м}; \quad (11)$$

$$q_2 \cong \frac{K + B_T + Q_{DX} - F_{KX}}{C \cdot L} = 23,3 \text{ Тс/м}. \quad (12)$$

На рис.3,а представлена расчетная схема изогнутой консоли, эквивалентной сопряжения челюстной консоли с центральной частью литой боковой рамы двухосной тележки грузового вагона, а также расчетные эпюры распределения нормальных нагрузок, перерезывающих сил и изгибающих моментов на этой изогнутой консоли.

Условно принято, что равномерно распределенная нагрузка от вертикальных сил передается верхней частью буксы на опорную планку буксового проема литой рамы между точками D и U , а равномерно

распределенная нагрузка от продольных сил нажатия тормозной колодки на колесо, динамической силы удара в стыковом соединении рельсов и тормозной силы передается на заднюю по ходу движения вагона челюсть между точками С и L. Также в качестве определяющих на расчетных схемах эпюр нагрузок на условном изогнутом стержне указаны дополнительно точка В появления трещин в месте непосредственного примыкании челюсти к консоли челюстного проема ; точка D1 приложения сосредоточенной равнодействующей вертикальной силы к боковой раме в челюстном проеме; точка C1 приложения равнодействующей сосредоточенной горизонтальной силы к буксовой челюсти рамы тележки, а также дополнительной точки V в месте непосредственного присоединения челюстного проема к центральной части литой боковой рамы тележки.

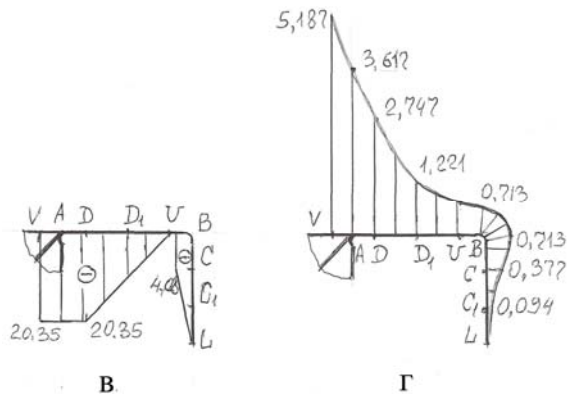


Рис.3. Эпюры расчетных нормальных сил, перерезывающих нагрузок и изгибающих моментов, приложенных к боковой раме тележки а – схема; б - Эп “N”, Тс; в - Эп “Q”, Тс; г - Эп “M”, Тм

Анализ эпюры нормальных сил рис.3, б показывает, что растяжению подвержен горизонтальный участок буксового проема литой рамы VB силой 4,08 тс, определяемой силой нажатия тормозной колодки на колесо, силой удара колеса о стыковое соединение рельсов и силой торможения.

Анализ эпюры перерезывающих сил рис.3, в показывает, что если в точке В непосредственного присоединения челюсти к боковой перерезывающая сила равна 4,08 тс, то в критическом по излому сечении EA и до точки V она достигает значения 20,85 тс.

На рис. 3, г представлена эпюра изгибающих заднюю челюсть и часть литой боковой рамы моментов сил. Анализ показывает, что если от точки L до точки В изгибающий момент увеличивается от 0 до 0,713 тс*м, то на участке BD он увеличивается от 0,713 тс*м до 2,747 тс*м, а затем достигает значения 3,617 тс*м в критической по излому точке А и наибольшего значения 5,187 тс*м – в точке V.

Третьим шагом расчета боковой рамы тележки грузового вагона является определение геометрических характеристик поперечных сечений в расчетных точках для тележки типа 18-100. На рис. 4, а представлен расчетный поперечный вид критического по излому сечения EA боковой с характеристиками : высота коробчатого сечения H=180 мм; ширина коробчатого сечения B=150 мм; толщина стенок и стоек коробчатого сечения t=16 мм, причем нижняя полка в штатном варианте тележки типа 18-100 с целью упрочнения имеет выступ за пределы боковых стоек и сопряжена с ними по радиусу r=5мм.

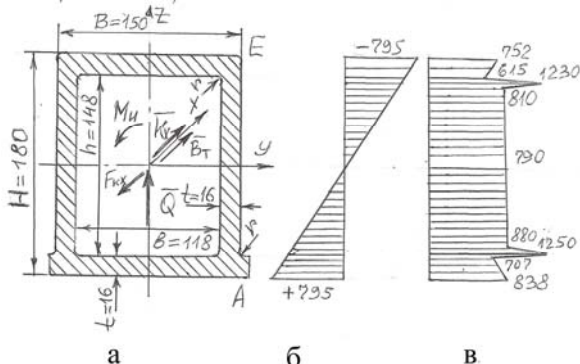


Рис. 4. Расчетная схема поперечного критического по излому сечения боковой рамы тележки типа 18-100: а – критическое сечение рамы тележки 18-100; б - Эп “σ_н” кгс/см², в - Эп “σ_с” кгс/см²

Площадь критического поперечного сечения EA приблизительно определяется по формуле:

$$F_{AE} = B \cdot H - b \cdot h \approx 95 \text{ см}^2. \quad (13)$$

Расчетный момент инерции критического поперечного сечения EA относительно центральной поперечной оси у определяется по формуле:

$$I_y = \frac{1}{12}(B \cdot H^3 - b \cdot h^3) \approx 4110 \text{ см}^4. \quad (14)$$

Расчетный момент сопротивления изгибу критического поперечного сечения EA определяется по формуле:

$$W_y = \frac{2I_y}{H} = 455 \text{ см}^3. \quad (15)$$

Нормальное напряжение растяжения в нижних слоях критического поперечного сечения от действия изгибающего момента определяется по формуле:

$$\sigma_u \approx \frac{M_u}{W_y} = 795 \text{ кгс/см}^2. \quad (16)$$

Нормальное напряжение растяжения от растягивающей силы по всему сечению определяется по формуле:

$$\sigma^* \approx \frac{N}{F_{AE}} = 43 \text{ кгс/см}^2. \quad (17)$$

На рис.4, б представлена эпюра нормальных напряжений от изгибающего момента в различных точках критического по излому рамы сечения EA. Анализ показывает, что значения нормальных напряжений изменяются от 795 кгс/см²- растяжения нижних волокон, до -795 кгс/см² – сжатия верхних волокон материала литой рамы тележки.

Согласно известным в вагоностроении расчетам рам тележек напряжения от горизонтальных нагрузок суммируются не только с напряжениями от вертикальных нагрузок, но и должны учитываться касательные напряжения от перерезывающих сил, обычно определяемые по формулам Журавского

$$\tau' = \tau = \frac{Q \cdot S_y'(Z)}{b(Z) \cdot I_y}, \quad (18)$$

где $S_y(Z)$ - статический момент относительно нейтральной линии той части площади $F(Z)$, которая расположена ниже или выше рассматриваемого слоя сечения на расстоянии Z от нейтрального слоя сечения;

$b(Z)$ - ширина материала в рассматриваемом слое сечения;

I_y - момент инерции сечения рамы относительно нейтральной оси;

Q - величина перерезывающей силы.

Для ускорения расчетов касательных напряжений представляется целесообразным оценивать их с помощью коэффициента эквивалентности касательных напряжений от перерезывающих сил:

$$K_\tau = \frac{S_{yomc}}{I_y \cdot b_i^*}, \quad (19)$$

где $S_{yomc} = B_i \cdot t_i \cdot h_i$ - статический момент условно отсеченной части поперечного сечения относительно нейтральной оси;

$b_i^* = b_A = B$ - ширина нижней полки до места соединения со стойками поперечного сечения рамы;

$b_i^* = b_A^* = 2t$ - ширина двух стоек после места соединения с нижней полкой;

I_y – момент инерции рассматриваемого сечения EA относительно центра оси у.

Так, для нижней кромки соединения полки в положении А статический момент равен:

$$S_{yomc} = B \cdot t \cdot \left(\frac{H}{2} - \frac{t}{2}\right) = 197 \text{ см}^3, \quad (20)$$

а коэффициент эквивалентности касательного напряжения на верхней кромке нижней полки равен:

$$K_{1\tau u} = \frac{197}{4100 \cdot 15} = 0,0032.$$

Расчетный коэффициент эквивалентности касательного напряжения в месте присоединения стоек к нижней полке определится по формуле:

$$K_{1\tau b} = \frac{197}{4100 \cdot 2 \cdot 1,6} = 0,015.$$

Тогда расчетные касательные напряжения в указанных точках равны:

$$\tau_{1H} = K_{1H} \cdot Q = 66,5 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\tau_{1B} = K_{1B} \cdot Q = 313 \text{ кгс/см}^2.$$

Особое внимание при расчете усталостной выносливости литых рам двухосных тележек грузовых вагонов следует обращать на наличие концентраторов напряжений в местах резкого изменения формы поперечного сечения. При изгибе рам особую роль играет концентрация касательных напряжений, которые в местах резкого перехода от полок к стойкам поперечных сечений могут в два и более раз превосходить величины, вычисленные по формулам Журавского.

Представляется правомочным в расчетах учитывать из-за относительной малости радиуса закругления перехода от нижней полки к вертикальным стойкам местное увеличение касательных напряжений на поверхности с 313 кгс/см² до 616 кгс/см².

Определяющие выносливость литых рам тележек эквивалентные напряжения по вычисленным нормальным и касательным напряжениям в вагостроении принято рассчитывать по третьей энергетической теории прочности по формуле:

$$\tau_{1B}^* \approx 2 \cdot \tau_{1B} = 616 \text{ кгс/см}^2.$$

Тогда величины расчетных эквивалентных напряжений в нижней части критического по излому сечения ЕА боковой литой рамы тележки типа 18-100 в принятых условиях нагружений окажутся равными:

$$\sigma_{\sigma_0} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{838^2 + 3 \cdot 0} = 838 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\sigma_{\sigma_{1H}} = \sqrt{698^2 + 3 \cdot 66,5^2} = 707 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\sigma_{\sigma_{1B}} = \sqrt{698^2 + 3 \cdot 313^2} = 880 \text{ кгс/см}^2;$$

$$\sigma_{\sigma_{1B}}^* = \sqrt{698^2 + 3 \cdot 616^2} = 1250 \text{ кгс/см}^2.$$

Анализ расчетной эпюры эквивалентных напряжений поперечного критического сечения ЕА литой боковой рамы двухосной тележки, представленной на рис.4, в, показывает, что если на нижних волокнах нижней полки их величины равны 838 кгс/см², в местах присоединения к вертикальным стойкам по малым радиусам закруглений (до 5 мм) они достигают значений 1250 кгс/см², что и может явиться центрами усталостного трещинообразования и последующего излома рам.

Следует отметить, что в верхней части соответствующие величины эквивалентных напряжений из-за сжатости волокон несколько меньше: соответственно 752 кгс/см² и 1230 кгс/см².

Для более полной картины происходящих явлений и возникающих напряжений необходимо учитывать также влияние на эквивалентные напряжения формы продольных профилей сопряжения консольных челюстей буксовых проемов с центральной частью боковой литой рамы двухосной тележки грузового вагона. На наш взгляд, следует также учитывать тот факт, что при изгибе в местах резкого изменения формы или размеров возникает дополнительная концентрация напряжений в районе закруглений по радиусу мест присоединения, особенно внутренней челюсти нижней полки боковой рамы тележки.

В первом приближении модель боковой рамы и консоли буксовой челюсти может быть представлена в виде пластины толщиной δ и шириной $2a_1$ под действием пары сил с моментом M_1 . Тогда в зоне концентраций максимальные напряжения, согласно теории сопротивления материалов, определяются по формуле:

$$\sigma_{\max} = \sigma_u \frac{4 \cdot \frac{a_1}{\rho} \sqrt{\frac{a_1}{\rho}}}{3 \left[\sqrt{\frac{a_1}{\rho}} + \left(\frac{a_1}{\rho} - 1 \right) \operatorname{arctg} \sqrt{\frac{a_1}{\rho}} \right]} = \sigma_u \cdot K_{\sigma} \quad (21)$$

Для рассматриваемого варианта боковой литой рамы двухосной тележки типа 18-100 имеем для точки А критического по излому сечения расчетные геометрические величины равны:

Тогда значение расчетного коэффициента увеличения напряжений может быть рассчитано по формуле:

$$K\sigma = \frac{4 \cdot \frac{9}{4} \sqrt{\frac{9}{4}}}{3 \left[\sqrt{\frac{9}{4}} + \left(\frac{9}{4} - 1 \right) \operatorname{arctg} \sqrt{\frac{9}{4}} \right]} = 1,64 \cdot$$

На четвертом шаге расчетов определялись геометрические характеристики поперечных сечений боковой литой рамы тележки грузового вагона для интересующих точек буксового проема по уже приведенным выше формулам.

На рис.5, а представлена эпюра живых площадей поперечных сечений боковой рамы в буксовом проеме. Анализ показывает, что если площадь поперечного сечения наружной челюсти изменяется от 63,5 см² в точке L до 91,5 см² в точке В, то для более нагруженной части рамы над буксой эта площадь изменяется от 91,5 см² до 95 см² в точке А, и даже до 118 см² – в точке V.

На рис.5, б представлена эпюра расчетных моментов инерции сечений боковой рамы в буксовом проеме. Анализ показывает, что если для наружной челюсти он изменяется от 533 см⁴ в точке L до 3570 см⁴ в точке В, то для более нагруженной части рамы он несколько уменьшается для точки D и затем возрастает до величины 4110 см⁴ в критической точке А и резко увеличивается до 9320 см⁴ в точке V присоединения к центральной части рамы.

На рис. 5, в представлена эпюра расчетных моментов сопротивления изгибу поперечных сечений боковой рамы в буксовом проеме. Анализ показывает, что если для наружной челюсти он изменяется от 133 см³ в нижней точке L до 420 см³ в точке В, то затем он несколько уменьшается до значения 383 и затем возрастает до значения 457 см³ в критической точке А и резко увеличивается до значения 744 см³ в точке V.

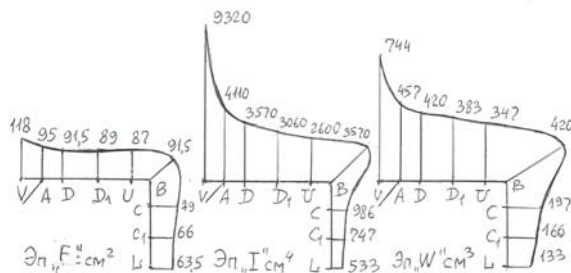


Рис. 5. Расчетные эпюры геометрических характеристик поперечных сечений боковой литой рамы в буксовом проеме

Особый интерес с точки зрения обоснования законности трещин и излома боковой литой рамы двухосной тележки грузового вагона именно в сечении EA являются эпюры расчетных нормальных напряжений, касательных напряжений и эквивалентных напряжений, представленных на рис.6, а, рис.6, б и рис.6, в.

Анализ показывает, что если для наружной челюсти нормальные напряжения изменяются от 0 в точке L до 280 кгс/см² и для боковой рамы от 280 кгс/см² до 576 кгс/см² в точке D, то именно в точке А оно достигает уровня 1250 кгс/см², причем в точке V напряжение опускается до уровня 646 кгс/см².

Несколько по- иному распределяются касательные напряжения. Так, в нижней точке L и U касательное напряжение равно 0 и в точке С становится равным 135 кгс/см². Затем на горизонтальном участке боковой рамы увеличивается до 330 кгс/см² в точке D и в точке V уменьшается до величины 191 кгс/см².

Анализ эпюры расчетных эквивалентных напряжений рис.6, в показывает, что если для челюсти они изменяются от 0 в точке L до значения 297 кгс/см², то для горизонтального участка боковой рамы эквивалентное напряжение уменьшается до 209 кгс/см² в точке U и затем плавно увеличивается до 813 кгс/см² в точке D, причем оно резко возрастает до 1520 кгс/см² в критической точке А. Примечательно, что в точке V эквивалентное напряжение снижается до уровня 725 кгс/см².

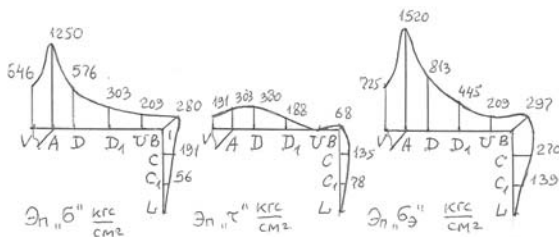


Рис.6. Расчетные эпюры нормальных касательных и эквивалентных напряжений литой боковой рамы тележки типа 18-100

Полученный характер распределения расчетных эквивалентных напряжений в боковой раме для разработанной модели оценки усталостной выносливости двухосных тележек типа 18-100 грузовых вагонов не только совпадает с картиной появления трещин и последующих изломов, но и позволяет выбрать правильный путь разработки технических решений по снижению уровня эквивалентных напряжений и повышению гарантийного пробега вагонов без разрушения ходовых частей подвижного состава, что в целом способствует повышению безопасности железнодорожного транспорта.

По первому мероприятию снижения напряжений в боковой раме тележки предлагается с целью снижения коэффициента продольных концентраций напряжений увеличить радиус кривизны сопряжения челюстей с нижней полкой боковой рамы с 40 мм (для тележки типа 18-100) до величины 120 мм, а также увеличить высоту поперечного сечения с 180 мм до 220 мм.

Тогда расчетный коэффициент продольных концентраций напряжений для усовершенствованной боковой рамы определится по формуле:

$$K^* \sigma = \frac{4 \cdot \frac{11}{12} \sqrt{\frac{11}{12}}}{3 \left[\sqrt{\frac{11}{12}} + \left(\frac{11}{12} - 1 \right) \operatorname{arctg} \sqrt{\frac{11}{12}} \right]} = 1,38.$$

По второму мероприятию снижения напряжений в боковой раме тележки предлагается изменить конфигурацию поперечного сечения в критическом по излому месте, позволяющему одновременно уменьшить уровень напряжений от приложенных нагрузок и уменьшить коэффициент поперечной концентрации эквивалентных напряжений. Как уже отмечалось, высота боковой рамы должна быть увеличена до 220 мм. Кроме того, предлагается увеличить толщину стоек до 22 мм по центру и внизу поперечного сечения и выполнить сопряжение внешних стенок стоек с нижней полкой по радиусу 20 мм и сопряжение внутренних стенок стоек с нижней полкой по радиусу 30 мм.

На рис. 7, а представлена расчетная схема критического сечения ЕА модернизированной боковой рамы с приложенными нагрузками. Сравнительный анализ показывает, что площадь поперечного сечения увеличилась для критического по излому положения линии ЕА 95 см² до 125 см²; момент инерции относительно нейтральной линии увеличился с 4110 см⁴ до 7100 см⁴; момент сопротивления изгибу увеличился с 457 см³ до 645 см³ при прочих равных условиях.

На рис.7, б представлена эпюра нормальных напряжений по поперечному сечению ЕА боковой рамы от приложенных нагрузок. Анализ показывает, что максимальные растягивающие напряжения в нижней полке при прочих равных условиях уменьшились с 795 кгс/см² до 560 кгс/см².

На рис. 7, в представлена эпюра эквивалентных напряжений в сечении ЕА боковой рамы тележки от приложенных нагрузок. За счет увеличения радиусов сопряжений стоек и нижней полки в поперечном плане коэффициенты концентраций уменьшаются настолько, что величина максимальных напряжений уменьшается с 1250 кгс/см² до 524 кгс/см², а величина эквивалентных напряжений на нижних волокнах нижней полки уменьшилась с 838 кгс/см² до 592 кгс/см² при прочих равных условиях.

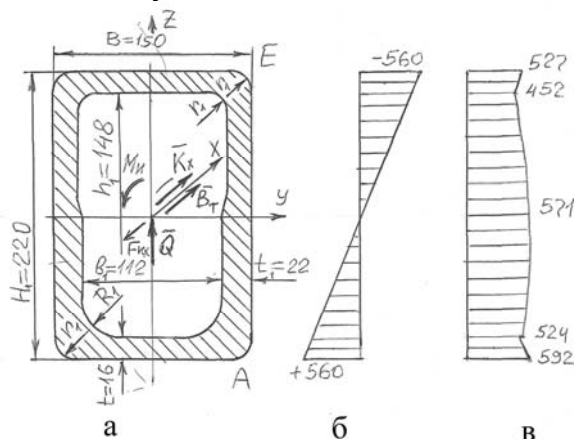


Рис.7. Расчетная схема поперечного критического по излому сечения предлагаемой боковой рамы тележки типа 18-100: а – критическое сечение рамы модернизированной; б - Эпн “σ_н” кгс/см², в - Эпн “σ_э” кгс/см²

На рис. 8, а представлена расчетная эпюра площади живого поперечного сечения по изогнутому профилю буксового проема предлагаемой конструкции боковой рамы тележки грузового вагона. Следует

отметить увеличение по сравнению с исходным вариантом тележки типа 18-100 величины площади в точке В с $91,5 \text{ см}^2$ до 115 см^2 , а также увеличение площади сечения в точке В с 118 см^2 до 130 см^2 .

На рис. 8, б представлена расчетная эпюра моментов инерции относительно нейтральной линии по изогнутому профилю предлагаемой конструкции боковой рамы тележки вагона. Анализ показывает, что при прочих равных условиях момент инерции поперечного сечения в точке В увеличился с 3570 см^4 до 4300 см^4 , а в точке В- с 9320 см^4 до 10100 см^4 .

На рис.8, в представлена расчетная эпюра моментов сопротивления изгибу поперечного сечения по изогнутому профилю предлагаемой конструкции боковой рамы тележки. Анализ показал, что в точке В величина момента сопротивления увеличилась с 420 см^3 до 525 см^3 , а в точке В с 744 см^3 до 830 см^3 .

Суммирующие результаты предлагаемого исследования хорошо иллюстрируются расчетными эпюрами нормальных напряжений, касательных напряжений и эквивалентных напряжений, представленных на рис.9.

Анализ рис. 9, а показывает, что величина нормальных напряжений в точке В снижается с 280 кгс/см^2 до 220 кгс/см^2 , а в критической по излому рамы точке А уменьшается с 1250 кгс/см^2 до 560 кгс/см^2 .

Анализ рис. 9, б показывает, что касательные напряжения в точке В снижаются с 68 кгс/см^2 до 53 кгс/см^2 , а в точке А с 303 кгс/см^2 до 203 кгс/см^2 .

Анализ рис. 9, в показывает, что величина эквивалентных напряжений в точке В снижается с 297 кгс/см^2 до 243 кгс/см^2 , а в критической по излому боковой рамы точке А снижается с 1520 кгс/см^2 до 860 кгс/см^2 .

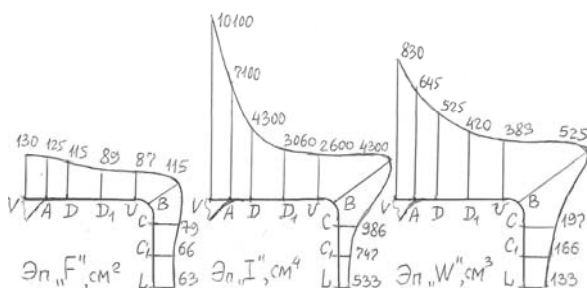


Рис. 8. Расчетные эпюры геометрических характеристик поперечных сечений предлагаемой боковой рамы тележки типа 18-100

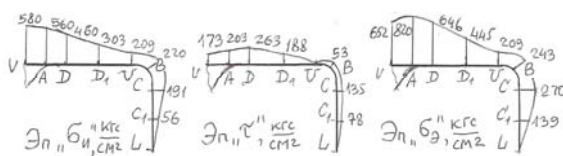


Рис. 9. Расчетные эпюры нормальных касательных и эквивалентных напряжений предлагаемой боковой рамы тележки типа 18-100

Выводы

1. Практика современной эксплуатации грузовых вагонов с двухосными тележками типа 18-100 свидетельствует о резком увеличении потока разрушений литых боковых рам тележек и схода вагонов с колеи, приводящих к снижению безопасности функционирования железнодорожного транспорта в целом.

2. Существующие методики расчета не обеспечивают достаточной надежности эксплуатации спроектированного подвижного состава без учета совместного действия как статических и динамических сил, так и реализации сил торможения.

3. Предложенная уточненная методика оценки прочностного состояния боковой рамы тележки грузового вагона основана на определении напряжений в модели условно

жестко заделанной консольной части буксового проема с наружной челюстью.

4. Учет наличия концентраторов напряжения в местах сопряжения консоли буксового проема с центральной частью боковой литой рамы позволил с достаточной точностью определить место наиболее вероятного появления трещины и излома рамы расчетным путем.

5. Предложены пути снижения расчетных напряжений в материале боковой литой рамы двухосной тележки грузового вагона, заключающиеся в изменении конструкции сопряжения консоли буксового проема и центральной части боковой литой рамы, связанные с увеличением радиусов закругления переходов от нижней полки к стойкам поперечного сечения.

6. Расчеты показали, что проведение конструктивных мероприятий по усилению боковой рамы тележки грузового вагона позволит снизить уровень эквивалентных напряжений в критическом по разрушению излома боковой литой рамы в 1,8-1,9 раза при прочих равных условиях эксплуатации, что может обеспечить увеличение пробега вагона без выхода из строя по данному фактору в 3-4 раза.

Л и т е р а т у р а

1. Вагоны Учебник для вузов ж.-д. трансп./ Под ред. Л.А.Шадура.-3-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1980.-439 с.
2. Цыган Б.Г., Мокроусов С.Д. Современное состояние и перспективы развития ходовых частей грузового подвижного состава.- «ТРАНСМАШ» № 10. Луганск, 2012.Стр.25=30.
3. Иосилевич Г.Б. и др. Прикладная механика: для студентов вузов.- М.: Машиностроение,1985.- Стр.247-258.
4. Динамика вагона. Вершинский С.В., Данилов В.И., Челноков И.И. М.: «Транспорт», 1972. Стр.33-63.
5. Яблонский А.А. Курс теоретической механики. Ч.2. Динамика. Учебник для вузов. М.: «Высшая школа», 1971.Стр.317-338.
6. Справочник по сопротивлению материалов/ Отв. ред. Писаренко Г.С.- 2-е изд., перераб. и доп.- Киев,: наук. Думка. 1988.- 736 с.

R e f e r e n c e s

1. Vagony Uchebnik dlja vuzov zh.-d. transp./ Pod red. L.A.Shadura.-3-e izd., pererab. i dop. – М.: Transport, 1980.-439 s.
2. Cygan B.G., Mokrousov S.D. Sovremennoe sostojanie i perspektivy razvitija hodovyh chastej gruzovogo podvizhnogo sostava.- «TRANSMASh» № 10. Lugansk, 2012.Str.25=30.
3. Iosilevich G.B. i dr. Prikladnaja mehanika: dlja studentov vuzov.- М.: Mashinostroenie,1985.- Str.247-258.
4. Dinamika vagona. Vershinskij S.V., Danilov V.I., Chelnokov I.I. М.: «Transport», 1972. Str.33-63.

5. Jablonskij A.A. Kurs teoreticheskoy mehaniki. Ch.2. Dinamika. Uchebnik dlja vuzov. М.: «Vysshaja shkola», 1971.Str.317-338.

6. Spravochnik po soprotivleniju materialov/ Otv. red. Pisarenko G.S.- 2-e izd., pererab. i dop.- Kiev,: nauk. Dumka. 1988.- 736 s.

Gubacheva L.A. Andreev A.A. FEATURES THE BOGIE FRAME FREIGHT WAGONS AND FATIGUE STRENGTH

Considered questions about the effects geometry of the side frame truck-type 18-100 on the fatigue stamina and proposed action to improve the strength running parts of the freight car.

Keywords: *frame, truck, car, design factors, diagrams of forces, stress distribution, stress concentrators, the fatigue endurance.*

Губачева Л.А., Андреев О.О. ОСОБЛИВОСТІ РАМИ ВІЗКА ВАНТАЖНОГО ВАГОНА І ВТОМНА ВИТРИВАЛІСТЬ

Розглянуто питання впливу геометрії бічної рами візка типу 18-100 на втомну витривалість і запропоновано захід з підвищення міцності ходових частин вантажного вагона.

Ключові слова: *рама, візок, вагон, розрахункові фактори, епюри сил, епюри напружень, концентратори напружень, втомна витривалість.*

Губачева Л.А. - д.т.н., проф., зав кафедрой «Компьютерные технологии на промышленном и городском транспорте», Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля, г. Луганск, Украина.

Андреев А.А. - к.т.н., доц., кафедры «Компьютерные технологии на промышленном и городском транспорте», Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля, г. Луганск, Украина.

Статья подана 5.06. 2013