

РУХОМИЙ СКЛАД ЗАЛІЗНИЦЬ І ТЯГА ПОЇЗДІВ

УДК 629.463.027.23-027.45

А. Г. РЕЙДЕМЕЙСТЕР¹, А. А. ШИКУНОВ^{2*}

¹Каф. «Вагоны и вагонное хозяйство», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днипро, Украина, 49010, тел. +38 (056) 373 15 04, эл. почта reidemeister.a@gmail.com, ORCID 0000-0001-7490-7180

^{2*}Каф. «Вагоны и вагонное хозяйство», Днепропетровский национальный университет железнодорожного транспорта имени академика В. Лазаряна, ул. Лазаряна, 2, Днипро, Украина, 49010, тел. +38 (056) 373 15 04, эл. почта tri_s@ua.fm, ORCID 0000-0002-8256-2634

ЧУВСТВИТЕЛЬНОСТЬ НАПРЯЖЕНИЙ К СИЛАМ, ДЕЙСТВУЮЩИМ НА ЛИТЫЕ ДЕТАЛИ ТЕЛЕЖЕК ГРУЗОВЫХ ВАГОНОВ

Цель. Определить влияние компонентов сил, действующих в буксовом узле и центральной рессорной ступени подвешивания, на напряжения, возникающие в боковой раме трёхэлементной тележки грузового вагона, – основная цель научной работы. **Методика.** Для оценки влияния сил на возникновение напряжения в боковой раме была разработана ее конечно-элементная модель. После этого проведена оценка напряженно-деформированного состояния боковой рамы при вариантах нагружения, соответствующих I и III расчетным режимам. По полученным результатам определены точки концентрации напряжений в конструкции, которые выбраны в качестве контрольных для дальнейших исследований. Также в качестве контрольных приняты точки, соответствующие местам установки датчиков при оценке напряжений в боковой раме во время испытаний. На следующем этапе последовательно прикладывались единичные нагрузки в местах взаимодействия боковой рамы с буксами и центральным рессорным комплектом. Для получения более точного результата единичные силы были уравновешены соответствующими силами и моментами инерции. При каждом варианте нагружения в контрольных точках были получены тензоры напряжений, возникающие от действия единичных нагрузок. На основе полученных тензоров напряжений определялись соответствующие эквивалентные напряжения – коэффициенты чувствительности. **Результаты.** В работе определены коэффициенты чувствительности напряжений к внешним нагрузкам в боковой раме трехэлементной тележки. Внешние нагрузки действуют на раму со стороны буксы и центрального рессорного комплекта. По результатам оценки полученных коэффициентов определены силы, оказывающие наибольшее влияние на отдельные участки боковой рамы. **Научная новизна.** Впервые проведена оценка влияния отдельных компонентов сил, действующих на боковую раму, на напряжения в ней. Дана оценка возможности применения полученных результатов при оптимизации параметров рессорного подвешивания тележки для увеличения прочности и долговечности боковой рамы. **Практическая значимость.** Полученный результат может быть использован при проектировании и оптимизации трехэлементных тележек для повышения долговечности боковых рам. Полученные тензоры напряжений могут быть использованы для оценки влияния сложного нагружения на прочность и долговечность боковой рамы.

Ключевые слова: прочность; боковая рама; трехэлементная тележка; долговечность; грузовой вагон

Введение

Отсутствие в трехэлементных тележках грузовых вагонов устройств, предохраняющих ее основные несущие элементы, такие как наддрессорная балка и боковая рама, от падения на путь, резко повышают требования надежности, предъявляемые к этим элементам. Однако достаточно большая часть сходов грузового состава на текущий момент вызвана дефектами литых деталей тележек, а именно изломами боковых рам.

Проблема массовых изломов боковых рам остро стала перед железнодорожными пред-

приятиями с 2006 г. [3, 5, 16], и в качестве основных причин можно выделить две.

Первая – это низкое качество литья. Исследования в этом направлении выявили скрытые дефекты литья [6] и несоответствие установленным требованиям вязкости стали КСВ (-60 °С) [2]. Для решения данных проблем ведутся работы по усовершенствованию технологии литья (регулирование процессов остывания металла за счет модернизации опок или конструкции самой боковой рамы), ужесточения контроля за качеством металла и отливки методами разрушающего и неразрушающего контроля.

РУХОМИЙ СКЛАД ЗАЛІЗНИЦЬ І ТЯГА ПОЇЗДІВ

Вторая возможная причина массовых изломов боковых рам связана с их конструкцией. В 2001 г. произошел переход с двутаврового сечения верхнего пояса на надбуксовом участке к коробчатому [14]. Выдвинуто предположение, что двутавровое сечение консольной части боковой рамы выполняло роль упруго-деформирующегося гасителя крутящих моментов, возникающих при критических забеганиях боковых рам относительно друг друга и соответствующих угловых перемещениях колесных пар в буксовом проеме. Иными словами, двутавровая конструкция была менее жесткой в горизонтальной плоскости и имела малонагруженное место – челюсть буксового проема двутаврового сечения, которая оказывала компенсирующее действие изгибающих моментов колесных пар. Таким образом, при нештатных режимах работы были видны все дефекты работы боковой рамы. Решение данной проблемы связано с разработкой методов усиления конструкции боковой рамы на основании проведенных расчетов и испытаний по определению ее прочности [7, 13, 15, 22, 23], надежности, а также динамических характеристик вагона в целом [4, 8, 9, 16, 18, 19, 21]. Возможным решением являются попытки создания сварных конструкций боковых рам [1, 11]. Данное решение хоть и исключает проблемы литья, однако вызывает много вопросов, связанных с надежностью сварных соединений.

Для повышения надежности литых деталей тележки также нужно рассмотреть на стадии ее проектирования возможность учета влияния параметров рессорного подвешивания на напряжения, возникающие в деталях.

Цель

Определить влияние компонентов сил, действующих в буксовом узле и центральной рессорной ступени подвешивания, на напряжения, возникающие в боковой раме трёхэлементной тележки грузового вагона, – основная цель научной работы.

Методика

Под чувствительностью показателя σ к величине P_j (j – индекс, выделяющий рассматриваемую величину из множества величин P_i , от которых зависит σ) подразумевают отно-

шение изменения показателя $\Delta\sigma$ к изменению аргумента ΔP_j :

$$k_j^{(\sigma)} = \Delta\sigma / \Delta P_j. \quad (1)$$

В случае линейной зависимости показателя от всех аргументов это определение однозначно в том смысле, что значение чувствительности $k_j^{(\sigma)}$ не зависит от того, при каких значениях аргументов вычисляли показатель σ , а также от выбранного приращения ΔP_j . В общем случае нужно как-то охарактеризовать совокупность значений $k_j^{(\sigma)}$ в компактной форме.

Для этой цели распространено применение метода Морриса [20], который состоит в том, что значения чувствительности рассчитывают в случайных точках области определения при специальном образом выбранных приращениях аргументов (так, чтобы уменьшить объем вычислений), а затем подвергают анализу математическое ожидание $E[k_j^{(\sigma)}]$ и среднеквадратическое отклонение $\sigma[k_j^{(\sigma)}]$ чувствительностей. Выполнение условия

$$|E[k_j^{(\sigma)}]| < 2\sigma[k_j^{(\sigma)}] \quad (2)$$

свидетельствует о существенно нелинейном характере зависимости.

Поскольку зависимость компонент тензора напряжений от нагрузок линейна, а изменение параметров ходовых частей вызывает относительно небольшое изменение нагрузок, то нелинейности (при определении эквивалентных напряжений и числа циклов до появления трещины) едва ли можно рассматривать как существенные, что избавляет от необходимости применять более сложные методы анализа чувствительности вроде индексов Соболя [17].

Напряжения, которые возникают в боковой раме тележки под действием статической нагрузки, показаны на рис. 1. Хорошо видны сильно нагруженные области в районе нижнего угла центрального рессорного проёма, на нижнем поясе и в точке R55 буксового проёма. Уровни напряжений в этих местах при различных комбинациях нагрузок приведены в табл. 1 и приближаются к предельно допустимым значениям для стали 20ГЛ. Расчетному режиму I

РУХОМИЙ СКЛАД ЗАЛІЗНИЦЬ І ТЯГА ПОЇЗДІВ

соответствуют варианты нагружения а и б, режиму III – в...е. Также концентрация напряжений заметна в углах технологического окна (101 МПа) и верхних углах центрального рессорного проема (114 МПа).

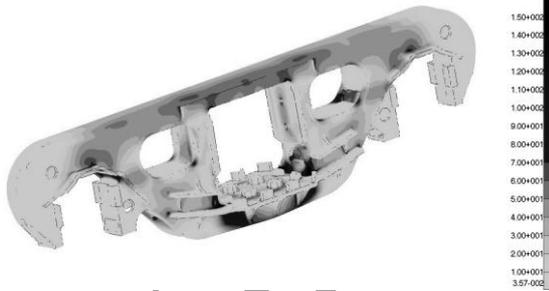


Рис. 1. Распределение напряжений в модели боковой рамы при расчетном режиме III, МПа

Таблица 1

Максимальные напряжения в боковой раме тележки, МПа

Вариант нагружения	Место возникновения	Допускаемые значения	Расчетное значение	Контрольные точки
а	Нижние углы центрального рессорного проема	250	240	6, 7, 27
б	Вертикальная упорная поверхность челюстного проема	250	235	14, 15,
в	Нижние углы центрального рессорного проема	140	132	6, 7, 27
г	Вертикальная упорная поверхность челюстного проема	140	137	14, 15,
д	Вертикальная упорная поверхность челюстного проема	140	139	14, 15,
е	Нижние углы центрального рессорного проема	140	131	6, 7, 27

Концентрация напряжений в этих точках ожидаема в связи с геометрией модели. Также эти точки являются контрольными согласно [12].

С учетом полученных результатов, для оценки напряженного состояния боковой рамы были выбраны точки, показанные на рис. 2. Их общее число – 43, они расположены посередине нижнего пояса (1–5, 18, 19, 25), в верхнем (8, 9) и нижнем (6, 7, 26, 27) углах центрального проема для рессорного подвешивания, в проеме между наклонным поясом и колонкой (10–13), во внутреннем угле челюстного проема (14, 15), посередине (20–24) и в консольной части (16, 17) верхнего пояса. Точки, расположенные симметрично, на рис. 2 не показаны. Им присвоены номера 4'...27'.

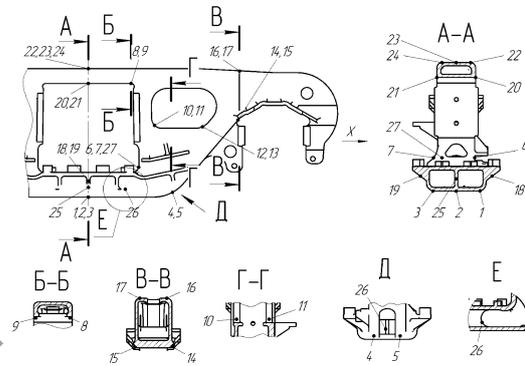


Рис. 2. Контрольные точки максимальных напряжений в боковой раме тележки

На боковую раму действуют силы со стороны центрального рессорного подвешивания и буксового узла. Для оценки влияния этих сил на напряжения, возникающие в раме, были последовательно определены напряжения от единичных сил, действующих в трех направлениях в соответствующих местах. Для уравнивания действия единичных сил к боковой раме были приложены силы инерции и момент инерции, соответствующий действующим силам. Точки приложения единичных сил и направления локальных координатных осей показаны на рис. 3.

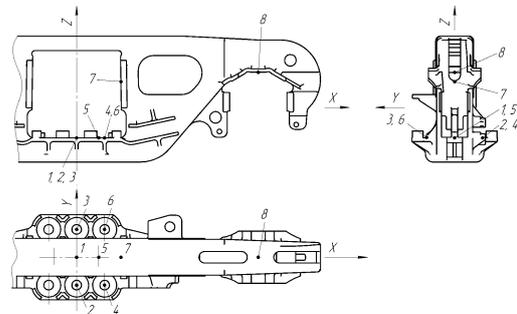


Рис. 3. Точки приложения единичных сил к боковой раме тележки

Результаты

Вследствие расчета получены тензоры напряжений, возникающие от действия единичных нагрузок в контрольных точках рамы. На основе полученных компонент напряжений рассчитаны соответствующие эквивалентные напряжения, возникающие от действия единичных нагрузок, – коэффициенты чувствительности. Интенсивность влияния единичных сил на напряжения в точках конечно-элементной модели приведена в табл. 2. (на рис. 4).

В табл. 2 (на рис. 4) интенсивность заливки отдельных ячеек характеризует степень влияния силы на эквивалентные напряжения в точке модели.

Анализируя результаты расчета, можно сделать вывод, что наиболее чувствительными к изменению внешней нагрузки являются точки 6, 8, 9 и симметричные им 6', 8' и 9' – нижний и верхние углы центрального рессорного проема – до 1,204 МПа/кН. Точка 26 – усиливающее ребро в нижнем поясе, чувствительна к вертикальной нагрузке от подклиновой пружины – 1,054 МПа/кН.

Точки, расположенные на нижнем поясе (т. 1–3, 18, 19, 25) и в нижнем угле центрального рессорного проема (т. 6, 7, 27), чувствительны к вертикальным нагрузкам, действующим на опорную поверхность центрального проема, коэффициент чувствительности составляет до 0,411 МПа/кН и 1,154 МПа/кН соответственно. Точки 6, 7, 27 также чувствительны к вертикальным нагрузкам от фрикционного клина – до 0,772 МПа/кН. Переход от нижнего пояса к наклонному (т. 4, 5) практически одинаково чувствителен ко всем вариантам нагружения, кроме продольных сил в буксовом проеме и действия фрикционных клиньев – до 0,156 МПа/кН. Верхний угол центрального рессорного проема (т. 8, 9) чувствителен к вертикальным и поперечным нагрузкам от действия фрикционного клина – до 1,204 МПа/кН. Верхний пояс рамы в средней части (т. 20–24) более чувствителен к поперечным оси пути нагрузкам, действующим от гасителей колебаний и в буксовом узле, – до 0,166 МПа/кН. Для точек, расположенных в районе технологического окна (т. 10–13), определить конкретную группу сил, оказывающую значительное влияние, до-

статочно сложно, так как этот район испытывает сложное нагружение – до 0,348 МПа/кН.

На внутренний угол буксового проема (т. 14, 15) наибольшее влияние оказывают продольные и вертикальные силы со стороны ближайшего буксового проема – до 0,143 МПа/кН. На верхний пояс в районе буксового проема (т. 16, 17) также наибольшее влияние оказывают силы в местах опирания рамы на буксы вертикальные и поперечные – до 0,109 МПа/кН, влияние остальных нагрузок меньше примерно в два раза.

Таким образом, для уменьшения, например, напряжений в нижних углах буксового проема (т. 6, 7, 27) на 5 % (6,95 МПа, расчетный режим III) необходимо снизить вертикальную нагрузку на центральный рессорный проем на 19,64 кН (средний коэффициент чувствительности 0,35 МПа/кН). Для снижения напряжений во внутреннем углу буксового проема (т. 14, 15) на 5 % необходимо снизить уровень продольных или вертикальных составляющих нагрузки в буксовом узле на 52 МПа (средний коэффициент чувствительности 0,132 МПа/кН). Снижение нагрузки в таком диапазоне может быть затруднительно, поэтому наряду с изменениями параметров рессорных комплектов необходимо предусмотреть и увеличение прочности конструкции за счет местного усиления.

В эксплуатации на боковую раму действуют статические силы от массы вагона брутто – около 220 кН при осевой нагрузке 23,5 т. Действующие на ось динамические силы, возникающие при движении вагона, могут составлять от 50 до 80 % от статических [10]. Уменьшение статических нагрузок нецелесообразно, так как основная их составляющая – грузоподъемность вагона. Динамические же нагрузки, величина которых может достигать до 176 кН, могут быть уменьшены за счет использования рациональных параметров рессорного подвешивания и конструкции в целом. При этом уменьшение динамической составляющей нагрузок, действующих на боковую раму, всего на 5 % (8,8 кН) может привести к снижению уровня напряжений в боковой раме на 1,37–10,60 МПа. Данное снижение незначительно при оценке прочности конструкции, однако при оценке долговечности снижение амплитуды динамического нагружения на 5 % вызовет ее увеличение на 20 % (показатель кривой усталости 4).

РУХОМИЙ СКЛАД ЗАЛІЗНИЦЬ І ТЯГА ПОЇЗДІВ

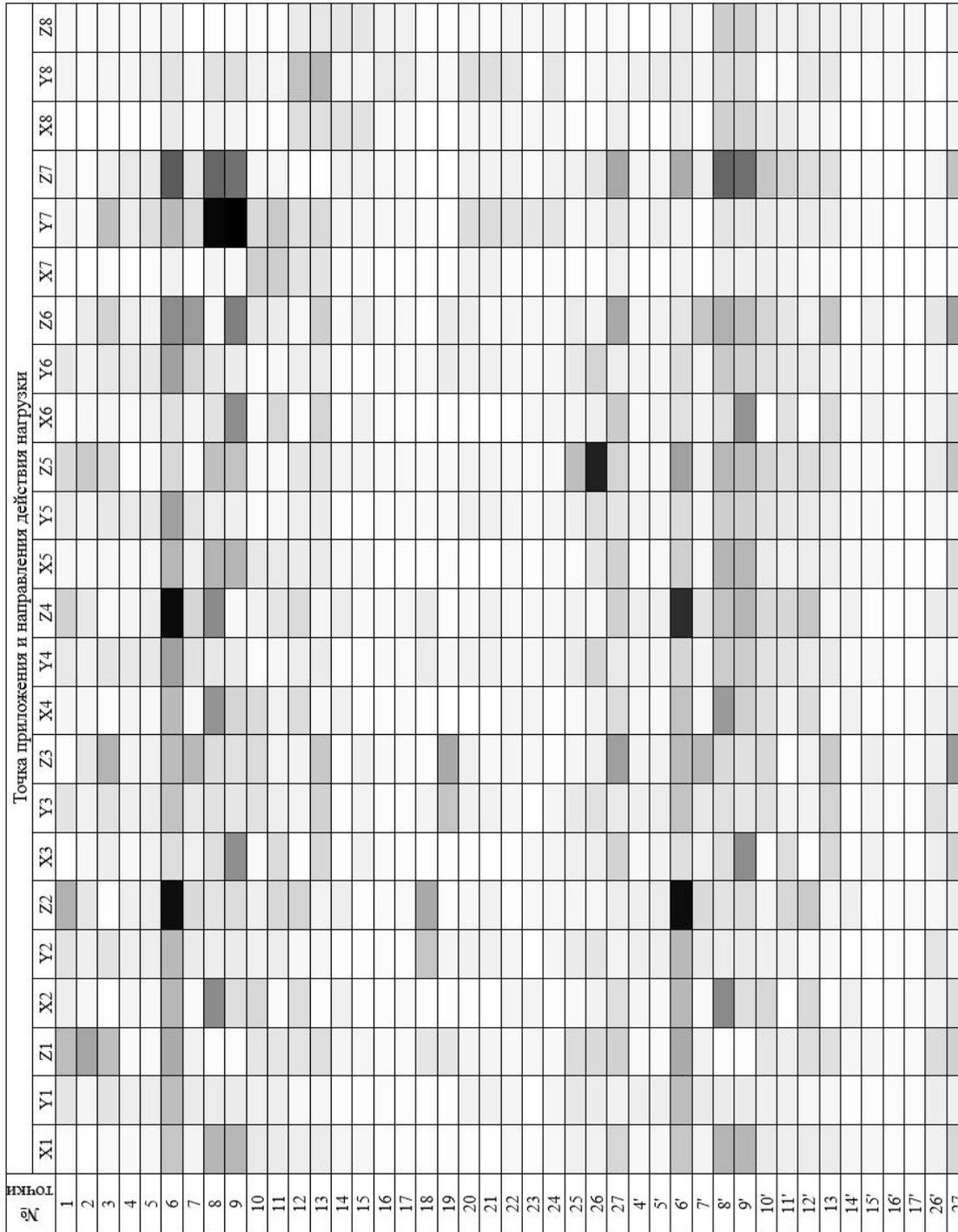


Рис. 4. Интенсивность влияния единичных сил на напряжения в точках конечно-элементной модели

Научная новизна и практическая значимость

Впервые проведена оценка влияния сил, действующих на боковую раму трехэлементной тележки грузового вагона, на уровень напряжений, возникающих в ней.

Выведенные коэффициенты чувствительности могут быть использованы при оптимизации параметров тележки грузового вагона для увеличения долговечности ее деталей.

Полученные тензоры напряжений можно использовать для оценки влияния сложного

РУХОМИЙ СКЛАД ЗАЛІЗНИЦЬ І ТЯГА ПОЇЗДІВ

нагрузки на прочность и долговечность боковой рамы.

Выводы

В работе определены коэффициенты чувствительности напряжений к внешним нагрузкам на отдельных участках боковой рамы

трехэлементной тележки. Внешние нагрузки действуют на боковую раму со стороны буксового и рессорного проемов. Полученный результат может быть использован при проектировании и оптимизации трехэлементных тележек грузовых вагонов, для повышения долговечности боковых рам.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Богатов, А. А. О повышении служебных характеристик боковой рамы тележки грузового вагона / А. А. Богатов, Р. А. Ильиных // Вестник ВНИИЖТ. – 2010. – № 6. – С. 42–44.
2. Волченков, Н. Стальное литье и методы повышения качества [Электронный ресурс] / Н. Волченков, В. Моисеенков, Е. Сургаева // ИИС «Металлоснабжение и сбыт». – 2011. – Режим доступа: <http://www.metainfo.ru/ru/news/49443> – Загл. с экрана. – Проверено : 18.07.2018.
3. Демин, Ю. В. Улучшение технических характеристик тележек грузовых вагонов / Ю. В. Демин, Г. Д. Кочмала // Заліз. трансп. України. – 1999. – № 3. – С. 26–29.
4. Динамика грузовых вагонов с учетом поперечного смещения тележек / Н. И. Луханин, С. В. Мямлин, Л. А. Недужая, А. А. Швец // Зб. наук. пр. Донец. ін-ту заліз. трансп. – Донецьк, 2012. – № 29. – С. 234–241.
5. ДСТУ 7598:2014. Вагони вантажні. Загальні вимоги до розрахунків та проектування нових і модернізованих вагонів колії 1520 мм (несамохідних). – Чинний від 2014–01–02. – Київ : УкрНДНЦ, 2017. – 162 с.
6. Ишмухамметов, Ф. Рамы грузовых тележек продолжают ломаться [Электронный ресурс] / Ф. Ишмухамметов // Коммерсант.ru. – Режим доступа: <http://www.kommersant.ru/doc/2421946> – Загл. с экрана. – Проверено : 18.07.2018.
7. Конькова, Т. Е. О путях повышения эксплуатационной надежности стальных литых деталей тележек грузовых вагонов / Т. Е. Конькова, В. Б. Беловодский, А. В. Великанов // Вестник ВНИИЖТ. – 2009. – № 1. – С. 22–26.
8. Манашкин, Л. А. Об измерении вертикальных сил в тележках грузовых вагонов / Л. А. Манашкин, С. В. Мямлин, Е. А. Письменный // Вісн. Дніпропетр. нац. ун-ту заліз. трансп. ім. акад. В. Лазаряна. – Дніпропетровськ, 2004. – Вип. 5. – С. 132–135.
9. Мурадян, Л. А. Залежність величини зносу пари тертя «п'ятник–підп'ятник» від пробігу вантажного вагона / Л. А. Мурадян, Д. О. Подосьонов, В. Ю. Шапошник // Наука та прогрес транспорту. – 2017. – № 6 (72). – С. 61–69. doi: 10.15802/stp2017/118136
10. Мурадян, Л. А. К вопросу о планах испытаний надежности механических систем / Л. А. Мурадян, В. Ю. Шапошник // Зб. наук. пр. Укр. держ. ун-ту заліз. трансп. – Харків, 2015. – Вип. 157. – С. 119–128.
11. Перспективы создания сварных конструкций несущих элементов тележки грузового вагона / О. В. Махненко, Г. Ю. Сапрыкина, И. В. Мирзов, А. Д. Пустовой // Автоматическая сварка. – 2014. – № 3. – С. 36–42.
12. РД 24.050.37.95. Вагоны грузовые и пассажирские. Методы испытания на прочность и ходовые качества. – Москва : ГосНИИВ, 1995. – 101 с.
13. Рейдемейстер, А. Г. Способы увеличения прочности боковых рам трехэлементных тележек / А. Г. Рейдемейстер, А. А. Шикинов // Наука та прогрес транспорту. – 2015. – № 5 (59). – С. 141–149. doi: 10.15802/stp2015/55351
14. Савчук, В. Б. Радиус излома на Совете главных конструкторов / В. Б. Савчук, Г. М. Зобов // Техника железных дорог. – 2013. – № 2 (22). – С. 32–36.
15. Ушкалов, В. Ф. Определение состава и уровня сил, действующих на консольную часть боковой рамы в процессе эксплуатации грузового вагона / В. Ф. Ушкалов, Н. В. Безрукавый // Техническая механика. – 2016. – № 2. – С. 85–90.
16. Шупелов, Н. Анализ изломов боковых рам (2006÷2014 гг.) [Электронный ресурс] / Н. Шупелов // MyShared. – Режим доступа: <http://www.myshared.ru/slide/992141> – Загл. с экрана. – Проверено : 18.07.2018.

РУХОМИЙ СКЛАД ЗАЛІЗНИЦЬ І ТЯГА ПОЇЗДІВ

17. A new lever-type variable friction damper for freight bogies used in heavy haul railway / Ximing Xu, Maohai Fu, Zhaoxia Xu, Zhongyi Chen // *Journal of Modern Transportation*. – 2016. – Vol. 24. – Iss. 3. – P. 159–165. doi: 10.1007/s40534-016-0116-4
18. Global sensitivity analysis. The primer / A. Saltelli, M. Ratto, T. Andres, F. Campolongo, J. Cariboni, D. Gatelli, M. Saisana, S. Tarantola. – Chichester, West Sussex, England : John Wiley & Sons, 2008. – 292 p.
19. Mathematical Modeling of Dynamic Loading of Cassette Bearings for Freight Cars / S. Myamlin, O. Lunys, L. Neduzha, O. Kyryl'chuk // *Transport Means : Proc. of 21st Intern. Scientific Conf. (20–22nd September, 2017)*. – Kaunas, 2017. – P. 973–976.
20. Morris, M. D. Factorial sampling plans for preliminary computational experiments / Max D. Morris // *Technometrics*. – 1991. – Vol. 33, No. 2. – P. 161–174.
21. Prospects for the Use of Gondola Cars on Bogies of Model ZK1 in the Organization of Heavy Freight Traffic in the Republic of Kazakhstan / S. Abdullayev, G. Imasheva, N. Tomkurzina, N. Adilova, G. Bakyt // *Mechanics*. – 2018. – Vol. 24. – Iss. 1. – P. 32–36. doi: 10.5755/j01.mech.24.1.17710
22. Reidemeister, O. H. Method of Constructing the Dynamic Model of Movement of the Multi-Mass System / O. H. Reidemeister, V. O. Kalashnyk, O. A. Shykunov // *Наука та прогрес транспорту*. – 2017. – № 5 (71). – С. 99–106. doi: 10.15802/stp2017/112921
23. Shykunov, O. A. Three-element bogie side frame strength / O. A. Shykunov // *Наука та прогрес транспорту*. – 2017. – № 1 (67). – С. 183–193. doi: 10.15802/stp2017/92535

О. Г. РЕЙДЕМЕЙСТЕР¹, О. А. ШИКУНОВ^{2*}

¹Каф. «Вагони та вагонне господарство», Дніпропетровській національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (056) 373 15 04, ел. пошта reidemeister.a@gmail.com, ORCID 0000-0001-7490-7180

^{2*}Каф. «Вагони та вагонне господарство», Дніпропетровській національний університет залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна, вул. Лазаряна, 2, Дніпро, Україна, 49010, тел. +38 (056) 373 15 04, ел. пошта tri_s@ua.fm, ORCID 0000-0002-8256-2634

ЧУТЛИВІСТЬ НАПРУЖЕНЬ ДО СИЛ, ЩО ДІЮТЬ НА ЛИТІ ДЕТАЛІ ВІЗКІВ ВАНТАЖНИХ ВАГОНІВ

Мета. Визначити вплив компонентів сил, які діють у буксовому вузлі та центральному ресорному ступені підвищення, на напруження, що виникають у бічній рамі трьохелементного візка, – основна мета наукової роботи. **Методика.** Для оцінки впливу сил на виникнення напруги в бічній рамі була розроблена її кінцево-елементна модель. Після цього проведена оцінка напружено-деформованого стану бічної рами при варіантах навантаження, відповідних I і III розрахунковим режимам. За отриманими результатами визначені точки концентрації напружень у конструкціях, які обрані в якості контрольних для подальших досліджень. Також в якості контрольних прийняті точки, що відповідають місцям встановлення датчиків при оцінці напружень у бічній рамі під час випробувань. На наступному етапі послідовно прикладалися одиночні навантаження в місцях взаємодії бічної рами з буксами і центральним ресорним комплектом. Для отримання більш точного результату одиничні сили були врівноважені відповідними силами та моментами інерції. При кожному варіанті навантаження в контрольних точках були отримані тензори напружень, що виникають під дією одиничних навантажень. На основі отриманих тензорів напружень визначалися відповідні еквівалентні напруження – коефіцієнти чутливості. **Результати.** У роботі визначені коефіцієнти чутливості напруг до зовнішніх навантажень у бічній рамі трьохелементного візка. Зовнішні навантаження діють на раму з боку букси і центрального ресорного комплекту. За результатами оцінки отриманих коефіцієнтів визначені сили, що чинять найбільший вплив на окремі ділянки бічної рами. **Наукова новизна.** Вперше наведена оцінка впливу окремих компонентів сил, що діють на бічну раму, на напруги в ній. Подана оцінка можливості застосування отриманих результатів під час оптимізації параметрів ресорного підвищення візка для збільшення міцності й довговічності бічної рами. **Практична значимість.** Отриманий результат може бути використаний під час проєктування й оптимізації трьохелементного візка, для підвищення довговічності бічних рам. Отримані тензори напружень можуть бути використані для оцінки впливу складного навантаження на міцність і довговічність бічної рами.

Ключові слова: міцність; бічна рама; трьохелементний візок; довговічність; вантажний вагон

¹ Dep. «Cars and Cars Facilities», Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryan St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel. +38 (056) 373 15 04, e-mail reidemeister.a@gmail.com, ORCID 0000-0001-7490-7180

^{2*} Dep. «Cars and Cars Facilities», Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan, Lazaryan St., 2, Dnipro, Ukraine, 49010, tel. +38 (056) 373 15 04, e-mail tri_s@ua.fm, ORCID 0000-0002-8256-2634

SENSITIVITY OF STRESSES TO THE FORCES ACTING ON THE MOLDED PIECES OF FREIGHT-CAR BOGIE

Purpose. To determine the effect of the force components acting in the axle box and the central spring suspension on the stresses occurring in the solebar of the three-piece bogie. **Methodology.** To assess the effect of the forces acting on the solebar on the stresses in it, we developed a finite element model of the solebar. After that, we carried out an assessment of its stress-strain state under loading conditions corresponding to the I and III design modes. According to the results obtained, we determined the stress concentration points in the construction, which are selected as check ones for further studies. Also, as checkpoints we took the points corresponding to the sensor locations when estimating the stresses in the solebar during the tests. At the next stage, we applied unit loads in sequence at the interaction points of the solebar with the boxes and the central spring group. To obtain a more accurate result, the unit forces were balanced by the corresponding forces and moments of inertia. With each loading variant, tensors of stresses arising from the action of unit loads were obtained at checkpoints. On the basis of the stress tensors obtained, we determined the corresponding equivalent stresses - the sensitivity coefficients. **Findings.** The paper determines the stress sensitivity coefficients in the three-piece bogie solebar to external loads acting on the solebar from the side of axle box and central spring group. Based on the results of the assessment of the coefficients obtained, we determined the forces having the greatest influence on individual sections of the solebar. We estimated the possibility of using the obtained results in optimizing the parameters of the bogie spring suspension to increase the strength and durability of the solebar. **Originality.** For the first time, the effect of individual components of the forces acting on the solebar on the stresses in it has been estimated. **Practical value.** The obtained result can be used in the design and optimization of three-piece bogies, to improve the solebar durability. The stress tensors obtained can be used to estimate the effect of complex loading on the solebar strength and durability.

Keywords: strength; solebar; three-piece bogie; durability; freight car

REFERENCES

1. Bogatov, A. A., & Ilinykh, R. A. (2010). O povyshenii sluzhebnykh kharakteristik bokovoy ramy telezhki gruzovogo vagona. *Vestnik of the Railway Research Institute*, 6, 42-44. (in Russian)
2. Volchenkov, N., Moiseenkov, V., & Surgaeva, Ye. (2011). Stalnoe lite i metody povysheniya kachestva. *IIS Metallosnabzhenie i sbyt*. Retrieved from <http://www.metalinfo.ru/ru/news/49443> (in Russian)
3. Demin, Yu. V., & Kochmala, G. D. (1999). Uluchshenie tekhnicheskikh kharakteristik telezhek gruzovykh vagonov. *Zaliznychnyj transport Ukrainy*, 3, 26-29. (in Russian)
4. Lukhanin, N. I., Myamlin, S. V., Neduzhaya, L. A., & Shvets, A. A. (2012). Dinamika gruzovykh vagonov s uchetom poperechnogo smeshcheniya telezhek. *Zbirnik naukovih prac' of Donetsk Railway Transport Institute*, 29, 234-241. (in Russian)
5. Vagoni vantazhni. Zagalni vimogi do rozrakhunkiv ta proektuvannya novikh i modernizo-vanikh vagoniv kolii 1520 mm (nesamokhidnikh), 162 DSTU 7598:2014 (2017). (in Ukrainian)
6. Ishmukhammetov, F. (2014). Ramy gruzovykh telezhek prodolzhayut lomatsya. *Kommersant.ru*. Retrieved from <http://www.kommersant.ru/doc/2421946> (in Russian)
7. Konkova, T. Ye., Belovodskiy, V. B., & Velikanov, A. V. (2009). O putyakh povysheniya ekspluatatsionnoy nadezhnosti stalnykh litykh detaley telezhek gruzovykh vagonov. *Vestnik of the Railway Research Institute*, 1, 22-26. (in Russian)
8. Manashkin, L. A., Myamlin, S. V., & Pismenny, Y. A. (2004). About measuring vertical forces in freight car bogies. *Bulletin of Dnipropetrovsk National University of Railway Transport named after Academician V. Lazaryan*, 5, 132-135. (in Russian)

РУХОМИЙ СКЛАД ЗАЛІЗНИЦЬ І ТЯГА ПОЇЗДІВ

9. Muradyan, L. A., Podosonov, D. O., & Shaposhnik, V. Yu. (2017). Theoretical dependence of wear value of friction pair «center plate – center pad» on a freight car mileage. *Science and Transport Progress*, 6(72), 61-69. doi: 10.15802/stp2017/118136 (in Ukrainian)
10. Muradyan, L. A., & Shaposhnik, V. Yu. (2015). Question of Plans at Trials Reliability of Mechanical Systems. *Collected Scientific Works of Ukrainian State University of Railway Transport*, 157, 119-128. (in Russian)
11. Makhnenko, O. V., Saprykina, G. Yu., Mirzov, I. V., & Pustovoy, A. D. (2014). Perspektivy sozdaniya svarynykh konstruksiy nesushchikh elementov telezhki gruzovogo vagona. *Avtomaticheskaya svarka*, 3, 36-42. (in Russian)
12. Vagony gruzovye i passazhirskie. Metody ispytaniya na prochnost i khodovye kachestva, 101 RD 24.050.37.95 (1995). (in Russian)
13. Reydeyemyster, A. G., & Shikunov, A. A. (2015). Strength increase methods of the side frame of the bogie in three-piece truck. *Science and Transport Progress*, 5(59), 141-149. doi: 10.15802/stp2015/55351 (in Russian)
14. Savchuk, V. B., & Zobov, G. M. (2013). Radius izloma na Sovete glavnykh konstruktorov. *Tekhnika zheleznykh dorog*, 2(22), 32-36. (in Russian)
15. Ushkalov, V. F., & Bezrukavyy, N. V. (2016). Opredelenie sostava i urovnya sil, deystvuyushchikh na konsolnuyu chast bokovoy ramy v protsesse ekspluatatsii gruzovogo vagona. *Tekhnicheskaya mekhanika*, 2, 85-90. (in Russian)
16. Shupelov, N. (2015). Analiz izlomov bokovykh ram (2006÷2014 gg.). *MyShared*. Retrieved from <http://www.myshared.ru/slide/992141> (in Russian)
17. Xu, X., Fu, M., Xu, Z., & Chen, Z. (2016). A new lever-type variable friction damper for freight bogies used in heavy haul railway. *Journal of Modern Transportation*, 24(3), 159-165. doi: 10.1007/s40534-016-0116-4 (in English)
18. Saltelli, A., Ratto, M., Andres, T., Campolongo, F., Cariboni, J., Gatelli, D., Saisana, M., & Tarantola, S. (2008). *Global sensitivity analysis. The primer*. Chichester, West Sussex, England: John Wiley & Sons. (in English)
19. Myamlin, S., Lunys, O., Neduzha, L., & Kyryl'chuk, O. (2017). Mathematical Modeling of Dynamic Loading of Cassette Bearings for Freight Cars. *Transport Means: Proc. of 21st Intern. Scientific Conf, 20-22 September, 2017, Kaunas*, 973-976. (in English)
20. Morris, M. D. (1991). Factorial sampling plans for preliminary computational experiments. *Technometrics*, 33(2), 161-174. (in English)
21. Imasheva, G., Abdullayev, S., Tokmurzina, N., Adilova, N., & Bakyt, G. (2018). Prospects for the Use of Gondola Cars on Bogies of Model ZK1 in the Organization of Heavy Freight Traffic in the Republic of Kazakhstan. *Mechanics*, 24(1), 32–36. doi: 10.5755/j01.mech.24.1.17710 (in English)
22. Reidemeister, O. H., Kalashnyk, V. O., & Shykunov, O. A. (2017). Method of Constructing the Dynamic Model of Movement of the Multi-Mass System. *Science and Transport Progress*, 5(71), 99-106. doi: 10.15802/stp2017/112921 (in English)
23. Shykunov, O. A. (2017). Three-element bogie side frame strength. *Science and Transport Progress*, 1(67), 183-193. doi: 10.15802/stp2017/92535 (in English)

Поступила в редколлегию: 10.04.2018

Принята к печати: 20.07.2018