
**НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ,
ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ**

УДК 629.4.023.1

**ПРИМЕНЕНИЕ НЕЛИНЕЙНОГО СТАТИЧЕСКОГО АНАЛИЗА
ДЛЯ ОЦЕНКИ ПАРАМЕТРОВ НАГРУЖЕННОСТИ БОКОВЫХ СТОЕК ВАГОНА
ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ ТРУБ**© 2023 г. Н. Л. Гуржи^{1,*}, Д. В. Казаков¹¹*Армавирский механико-технологический институт (филиал)
“Кубанский государственный технологический университет”, Армавир, Россия***e-mail: a_natali@bk.ru*

Поступила в редакцию 11.01.2023 г.

После доработки 13.06.2023 г.

Принята к публикации 20.06.2023 г.

В статье представлены результаты сопоставления методов исследования параметров надежности узла заделки боковой стойки, являющейся одним из наиболее ответственных узлов вагона-платформы для перевозки труб. Показана неточность существующей методики расчета параметров нагруженности боковых стоек вагона, влияющая на надежность и безопасность грузовых транспортных перевозок. Предложена новая методика расчета с использованием нелинейного статического анализа с учетом силы от раскатывания труб.

Ключевые слова: вагон-платформа, расчет, нелинейный динамический анализ, переходные процессы, метод конечных элементов

DOI: 10.31857/S0235711923050097, **EDN:** XSVWSX

В настоящее время Российская трубная отрасль продолжает активно развиваться и наращивать производство трубной продукции, что обусловлено стабильным экономическим ростом, развитием нефтехимической промышленности, прокладкой новых и модернизацией существующих газопроводов. По оценкам экспертов рост объемов производства в нынешнем году составит не менее 3–4%.

Наибольшая экономическая выгода достигается при перевозке труб специализированным подвижным составом. Такие вагоны-платформы оборудованы специальными системами крепления труб и имеют погрузочную длину более 24 м. Кроме того, специализированные вагоны-платформы, предназначенные для перевозки труб, имеют торцевые щиты, которые препятствуют продольному смещению труб при распуске с горок и сверхнормативных продольных нагрузках, возникающих в эксплуатации [1].

Одним из узлов вагона-платформы для перевозки труб, который существенно влияет на надежность вагона в целом, является узел заделки стойки. Выход из строя данного узла может привести к серьезным авариям, влекущим за собой значительный материальный ущерб и даже человеческие жертвы.

Нормативным документом [2] регламентировано требование, боковые стенки кузовов вагонов, предназначенных для перевозки труб, бревен и других скатывающихся материалов производить с учетом давления распора, определенного по формуле, применяющейся для расчета распорной нагрузки от сыпучего груза. Такой подход, который не учитывает особенности конкретной схемы загрузки, дает некорректный результат. В документах [3, 4] приведены расчетные формулы для определения инерции

онных и ветровых нагрузок, но отсутствует методика определения распорной нагрузки от труб. Самый новый из нормативных документов [5] требует учитывать самоуравновешенную нагрузку от раскатки труб, но конкретные рекомендации по данному вопросу отсутствуют, вследствие чего задача разработки нового подхода в оценке параметров нагруженности боковых стоек вагона, стоящая перед вагоностроительными предприятиями, является актуальной.

Проведем сравнительный анализ нагруженности боковой стойки в соответствии с [2, 5], а также с применением нелинейного динамического анализа. На рис. 1 приведена расчетная схема.

В соответствии с [2], расчет боковых стенок кузовов вагонов, предназначенных для перевозки труб, бревен и других скатывающихся материалов проводится с учетом давления распора, определяемого по формуле

$$P = (1 + K_{дв}) \gamma g y \operatorname{tg}^2 \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right),$$

где $K_{дв}$ – коэффициент вертикальной динамики; γ – условная плотность груза, равная отношению массы груза к его объему, кг/м³; g – ускорение свободного падения м/с²; y – расстояние от поверхности груза до точки, в которой определяется давление, в данном случае поверхностью груза будем считать точку касания верхней трубы и стойки, мм; φ – угол естественного откоса, при перевозке труб принимается $\varphi = 0^\circ$.

Условная плотность определяется по формуле

$$\gamma = \frac{m_T n_T}{BLh}, \quad (1)$$

где m_T – масса одной трубы, т; n_T – количество труб на платформе; h – вертикальное расстояние от поперечных балок на которых лежат трубы до высоты погрузки, мм; B – внутренняя ширина платформы между стойками, мм; L – суммарная длина труб на платформе, мм.

Таким образом, с учетом (1), формула распределения давления по высоте боковой стены будет иметь вид

$$P = (1 + K_{дв}) \frac{m_T n_T}{BLh} g y.$$

Преобразовав давление, действующее на боковую стенку, к распределенной нагрузке, действующей на одну боковую стойку, получим

$$q_L = (1 + K_{дв}) \frac{m_T n_T}{B h n_{ст}} g y,$$

где $n_{ст}$ – количество стоек на один штабель труб.

Градиент этой нагрузки является величиной постоянной и определяется формулой

$$dq = (1 + K_{дв}) \frac{m_T n_T}{B h n_{ст}} g.$$

В итоге изгибающий момент, действующий на стойку определяется по кубическому закону

$$M(y) = dq \frac{y^3}{6}. \quad (2)$$

В нормативном документе [3, 4] не приведена методика расчета нагрузок от раскатки труб, но предприятия, проводящие погрузку, для дальнейшего согласования в надзорных органах, для каждой схемы погрузки проводят расчеты, рассматривая статиче-

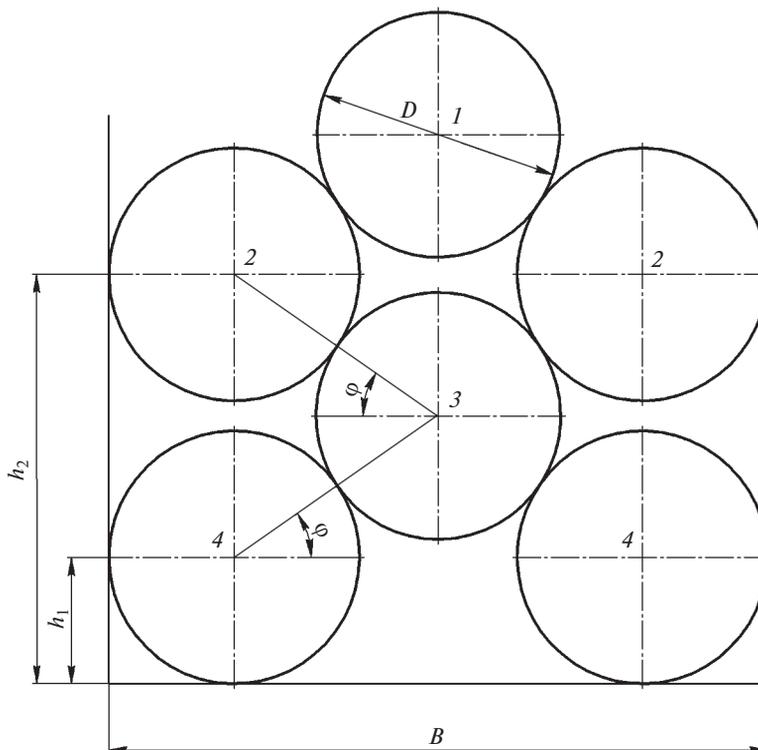


Рис. 1. Расчетная схема загрузки трубами диаметром 1067 мм.

ское равновесие каждой трубы. Приведем такой расчет для схемы, представленной на рис. 1. Расчетные формулы и поясняющие рисунки приведены в табл. 1.

Изгибающий момент, действующий на стойку от распора труб при рассматриваемой схеме загрузки

$$M(y) = R_{s1}y + R_{s2}(y - (h_1 - h_2))|_{y > h_1 - h_2}.$$

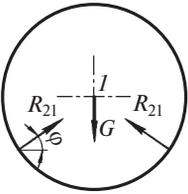
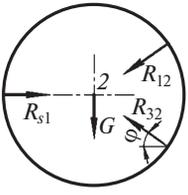
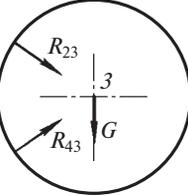
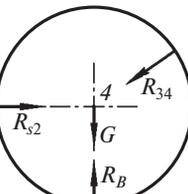
По результатам расчетов (рис. 2), приведены эпюры изгибающих моментов и нагрузок от распорной нагрузки, определенной по [2], возникающих от раскатки труб. Из эпюр видно, что изгибающий момент в основании стойки от распора труб в 4.6 раза больше, чем определенный по [2]. Таким образом, можно сделать однозначный вывод, что методика, изложенная в “Нормах...” [2], даже без учета других видов поперечных нагрузок для некоторых схем загрузки трубами большого диаметра дает заниженную нагрузку, что может привести к выходу из строя данного узла, к серьезным авариям, влекущим за собой значительный материальный ущерб.

В приведенных расчетах не учитываются силы трения покоя, возникающие как между трубами, так и между трубами и стойками. Очевидно, что эти силы уменьшают распорную нагрузку, но определить их значение аналитическими методами не представляется возможным.

Поэтому рассматривать данную задачу наиболее рационально с применением метода конечных элементов (МКЭ), на упрощенной модели (рис. 3).

Нелинейный анализ позволяет учесть как физическую нелинейность материала, так и геометрическую нелинейность, при которой нагрузки, граничные условия и

Таблица 1. Расчетные формулы R_{s1}

№ трубы	Расчетная схема	Уравнения равновесия	Неизвестные реакции
1		$\Sigma R_y = 2R_{21} \sin \varphi - G = 0$	$R_{21} = \frac{G}{2 \sin \varphi}$
2		$\Sigma R_x = R_{s1} - 2R_{12} \cos \varphi - R_{32} \cos \varphi = 0$ $\Sigma R_y = -R_{12} \sin \varphi + R_{32} \sin \varphi - G = 0$	$R_{s1} = \frac{2G}{\operatorname{tg} \varphi}$ $R_{32} = \frac{3G}{2 \sin \varphi}$
3		$\Sigma R_y = -2R_{23} \sin \varphi - G + 2R_{43} \sin \varphi = 0$	$R_{43} = \frac{2G}{\sin \varphi}$
4		$\Sigma R_x = R_{s2} - 2R_{34} \cos \varphi = 0$ $\Sigma R_y = R_b - R_{34} \sin \varphi - G = 0$	$R_{s2} = \frac{2G}{\operatorname{tg} \varphi}$
Изгибающий момент в основании стойки		$M = R_{s1}h_1 + R_{s2}h_2$	

условия контактного взаимодействия меняются в зависимости от перемещений в расчетной модели [6].

Так как целью расчета на упрощенной модели является только оценка влияния коэффициентов трения на раскатку труб, в модели (рис. 3) элементы, имитирующие боковые стойки, закреплены от поперечных перемещений, а элементы имитирующие поперечные балки от вертикальных перемещений.

Таким образом, в расчете не учитывается податливость стойки и поперечной балки. В рассматриваемой расчетной модели применен наиболее простой закон с постоянным коэффициентом трения, не зависящим от скорости и силы нормального давления.

На рис. 4 представлены перемещения труб при отсутствии трения как между трубами и стойками, так и между собой. Максимальные перемещения, полученные в результате расчета, довольно велики и составляют более 55 мм, что, по всей видимости, не позволяет достичь сходимости при использовании линейного реше-

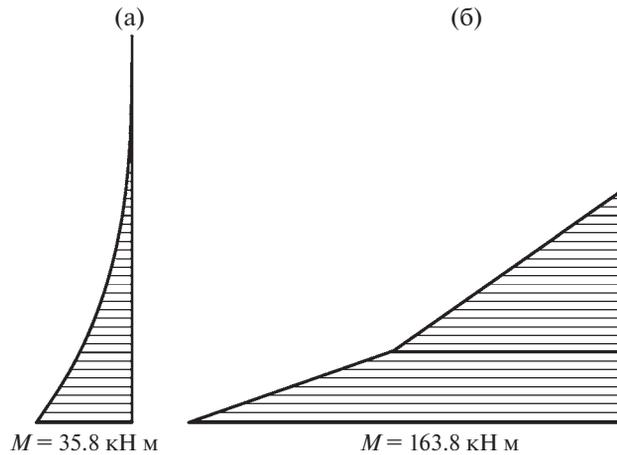


Рис. 2. Эпюры изгибающих моментов по “Нормам...” (а) и от распора труб (б).

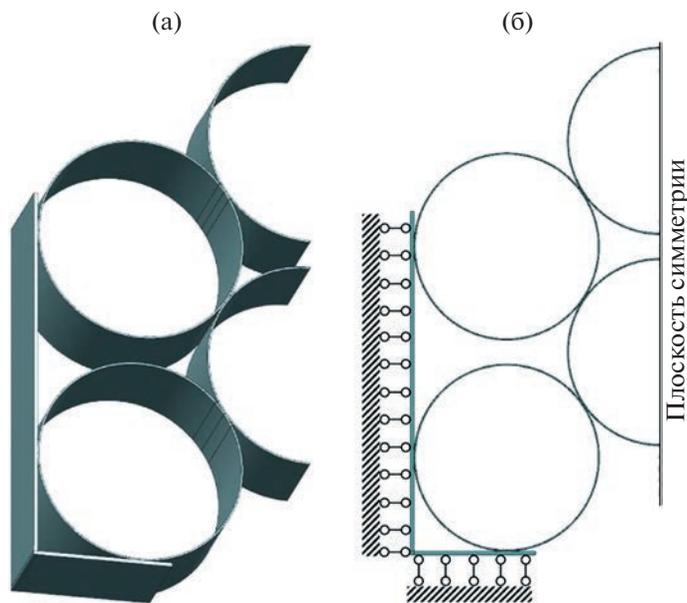


Рис. 3. Упрощенная КЭ-модель: (а) – 3D-модель; (б) – расчетная модель.

теля. В табл. 2 представлены сравнительные результаты аналитического расчета и нелинейного статического расчета для различных значений коэффициента статического трения.

В табл. 2 приведены расхождения между аналитическими результатами, рассчитанными по формулам из табл. 1 и полученными методом нелинейного статического анализа при коэффициенте трения $\mu = 0$.

На рис. 5 приведены зависимости сил контактного взаимодействия между трубами и между трубами и стойками в зависимости от коэффициентов трения. Как видно из

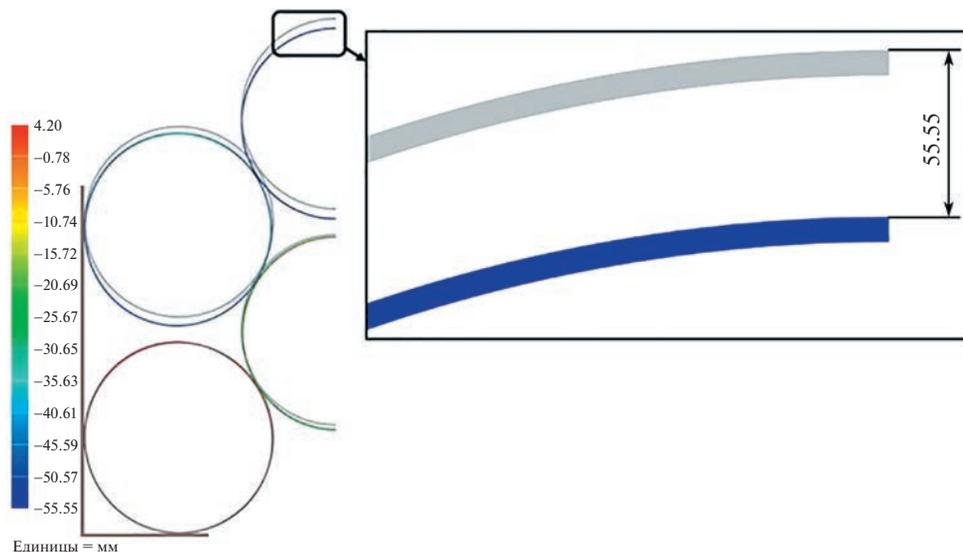


Рис. 4. Перемещения труб при отсутствии трения (верхняя образующая соответствует недеформированной модели).

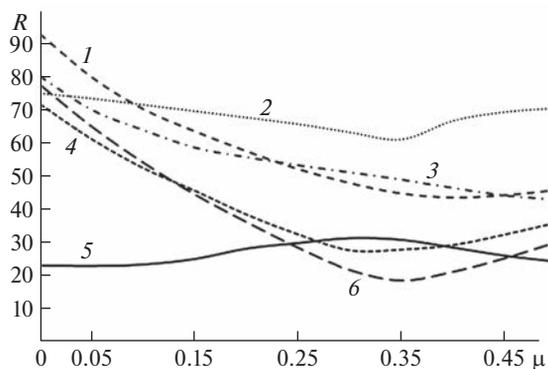


Рис. 5. Изменение сил контактного взаимодействия в зависимости от коэффициента трения: 1 – R_{43} ; 2 – R_B ; 3 – R_{y1} ; 4 – R_{z2} ; 5 – R_{z1} ; 6 – R_{y2} .

представленных графиков силы контактного взаимодействия довольно существенно зависят от коэффициентов трения. Так, например, сила взаимодействия между трубой 4 (табл. 1) при коэффициенте трения $\mu = 0$ составляет $R_{z2} = 77.5$ кН, а при коэффициенте трения $\mu = 0.35$ значение данной силы будет всего $R_{z2} = 18.5$ кН, т.е. разница более чем в 4 раза.

Несмотря на то, что рассмотренная конечно-элементная модель позволяет определить нагрузки на стойки с учетом трения и больших перемещений, она не учитывает количество стоек и их податливость, прогиб рамы вагона. Для учета этих факторов, построена конечно-элементная модель реального прототипа вагона-платформы для

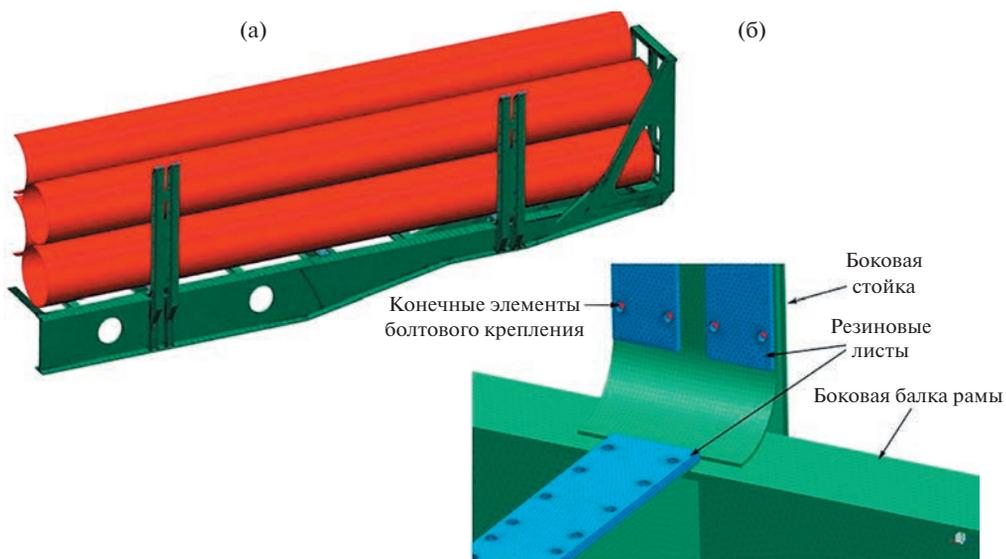


Рис. 6. (а) – Конечно-элементная модель вагона, загруженного трубами; (б) – особенности конечно-элементной модели.

перевозки труб (рис. 6). Модель состоит из 3D-элементов и в точности повторяет геометрию CAD-модели. Учтено покрытие поперечных балок, которые служат опорами для труб, резиновыми листами.

На вагон, загруженный трубами, действует только сила тяжести. Коэффициент трения между трубами (сталь по стали) принят равным 0.2. Коэффициент трения между трубами и боковыми стойками, а также между трубами и поперечными балками, покрытыми резиной (сталь по резине) принят равным 0.3.

В результате расчета получено, что максимальные напряжения в заделке стоек составляют 127 МПа. Как правило, такой уровень напряжений от вертикальной статической нагрузки не обеспечивает достаточной сопротивляемости усталостному разрушению. Кроме того, в самих трубах в зонах их контактного взаимодействия со стойками возникают напряжения 170 МПа. Следует заметить, что данное напряженное состояние возникает после загрузки вагона трубами. Как правило, после окончания погрузки противоположные стойки вагона-платформы с помощью механизма натя-

Таблица 2. Сравнительные результаты аналитического расчета и нелинейного статического расчета

Обозначение силы	Результат аналитического решения, кН	Результат, нелинейного анализа, кН	Расхождение, %
R_{21}	21.8	23.1	+5.96
R_{32}	65.5	71.8	+9.62
R_{43}	87.3	92.9	+6.41
R_{s1}	72.1	80.0	+10.96
R_{s2}	72.1	77.5	+7.49
R_b	73.8	74.9	+1.49
M	163.68 кН м	176.46 кН м	+7.81



Рис. 7. Напряженно-деформированное состояние от силы тяжести.

жения стягиваются тросами, что позволяет уменьшить изгибающий момент в зоне заделки стойки.

В результате моделирования стяжки стоек вагона тросами были получены напряжения в заделках стоек в пределах 70 МПа. На рис. 7 представлено напряженное деформированное состояние при стягивании стоек тросами.

Аналогичные исследования были проведены для смежных отраслей производства зарубежными исследователями [6, 7]. Специалистами ООО «ИЦПС» (Санкт-Петербург) и ЗАО НО «ТИВ» (Тверь) была разработана методика ресурсных испытаний для узла заделки стойки вагона и проведен комплекс таких испытаний применительно к вагону-платформе для перевозки лесоматериалов [9]. Статические испытания показали, что максимальные напряжения составили в месте заделки боковой стойки и составили 195 МПа. Учитывая, что загрузка платформы лесоматериалами, вызывает большие силы распора на стойки и приводит к возникновению более высоких напряжений, можно считать приведенные в исследовании результаты расчета конструкции методом конечных элементов обоснованными.

По результатам проведенных исследований можно сделать вывод, что подход к определению нагрузки на стойки по [2] слишком упрощен и не учитывает силы от раскатки труб. В требованиях Приложения 14 к соглашению о международном железнодорожном грузовом сообщении (СМГС) и Инструкции ЦМ-943 [3, 4] также нет однозначных рекомендаций, но методы определения нагрузок, применяемые организациями, разрабатывающими технические условия погрузки в соответствии с данными документами, учитывают усилия от раскатки труб. Однако с учетом вертикальных, поперечных угловых ускорений и ветровой нагрузки рассчитанная таким образом нагруженность получается явно завышенной. Таким образом, все нормативные документы нуждаются в доработке.

Наиболее корректные результаты будут получены на полной модели вагона с использованием метода нелинейного анализа, который позволит контролировать нагруженность стоек грузового вагона с учетом таких факторов, как большие перемещения, коэффициенты трения, податливость стоек и рамы вагона.

Так как трубы имеют относительно низкую изгибную жесткость, влияющую на коэффициент вертикальной динамики, то для более углубленного изучения вопроса в дальнейшем планируется проведение динамических расчетов, учитывающих воздействие от неровностей пути, а также проведение экспериментальных исследований для проверки корректности полученных данных [9].

Результаты полученной методики исследования могут быть полезны для совершенствования технического обслуживания объектов машиностроения [10], а также для определения наиболее рациональных сечений исследуемого узла при проектировании нового подвижного состава, а также для подбора схем загрузки эксплуатируемого подвижного состава, с учетом существующей несущей способности конструкции вагона.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бубнов В.М., Тусиков Е.К., Маринюк В.С., Тисенко А.И., Анисимов В.И., Бурков А.В., Никитченко А.А., Андриющенко Н.Л. Патент РФ 2473437, 2013.
2. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). ГосНИИВ, ВНИИЖТ, 1996.
3. Технические условия размещения и крепления грузов в вагонах и контейнерах № ЦМ-943. М.: Юридическая фирма "Юртранс", 2003.
4. Приложение 14 к СМГС. Правила размещения и крепления грузов в вагонах и контейнерах (По состоянию на 1 июля 2014 года).
5. ГОСТ 33211-2014 Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам.
6. Endo T. et al. A numerical analysis of contact and limit-point behavior in a class of problems of finite elastic deformation // Computers & structures. 1984. Т. 18. № 5. С. 899.
7. Fischer K.A., Wriggers P. Frictionless 2D contact formulations for finite deformations based on the mortar method // Computational Mechanics. 2005. Т. 36. № 3. С. 226.
8. Додонов А.В., Афанасьев А.Е., Хоменко А.А., Иванов А.А. Разработка и апробация методики ресурсных испытаний узла заделки стойки вагона-платформы для лесоматериалов // Транспорт Урала. 2019. № 1 (60). С. 45.
9. Nikitchenko A., Artiukh V., Shevchenko D., Spitsov D. Application of Nonlinear Dynamic Analysis in Calculation of Characteristics of Frictional Draft Gears // In VIII International Scientific Siberian Transport Forum / Eds. Z. Popovic, A. Manakov, V. Breskich. TransSiberia 2019. Advances in Intelligent Systems and Computing. 2020. V. 1115.
10. Kazakov D.V., Kuzmenko I.P., Moskvitin A.A., Abelyan A.S. Development and testing of hardware-software complex for diagnostics of freight vehicles energy parameters // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering: 1, Stavropol, 28–29 мая 2020 года. 2020. P. 012027. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/873/1/012027>