

Анализ влияния характеристик гидравлического гасителя колебаний на напряженно-деформированное состояние тележки пассажирского вагона

С.С. Пригожаев¹✉, А.А. Пыхалов^{1,2}, Н.О. Бурмакин³

¹Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск, Российская Федерация,

²Иркутский национальный исследовательский технический университет, г. Иркутск, Российская Федерация,

³ООО «Новотэк», г. Иркутск, Российская Федерация

✉stepri@yandex.ru

Резюме

В статье рассматривается анализ работы системы гашения колебаний вагона, связанный с перспективным направлением развития железнодорожного транспорта в направлении повышения скоростных характеристик нетягового подвижного состава железных дорог. Представлена классификация физических принципов гашения (диссипации) в используемых гасителях, выявлены их основные недостатки при условиях эксплуатации в Сибири и на Дальнем Востоке. Подробно исследуются конструктивные решения и рабочие характеристики гасителей колебаний гидравлического типа. В качестве основного расчетного случая проведен анализ реакций в точках опор гидравлических гасителей колебаний. Рассматривается гаситель типа «ЛВЗ-ЦНИИ», применяемый на тележках пассажирского вагона «КВЗ-ЦНИИ», с целью снижения уровня колебаний в механической системе: «неровности пути – колесо – подвеска тележки – тележка – подвеска кузова вагона – кузов вагона». Для решения проблемы проведен анализ возникновения неисправностей в тележках пассажирского вагона под воздействием динамических нагрузок, возникающих при его эксплуатации в условиях Восточного полигона на участке Иркутск–Улан-Удэ, характеризуемого наличием подъемов большого уклона и поворотов малого радиуса, по данным, предоставленным пассажирскими вагонными депо Иркутска и Улан-Удэ. Рассчитано напряженно-деформированное состояние рамы тележки от амплитудно-максимальной нагрузки, которая появляется в процессе эксплуатации вагона. Определены опасные сечения, возникающие в раме тележки под воздействием вертикальных нагрузок. Показано, что представленная нагрузка играет одну из ведущих ролей и, тем самым, определяется необходимость ее снижения гидрогасителем с целью увеличения ресурса работы представленной выше механической системы. Величины внешней нагрузки определялись в программном комплексе MathCAD. Анализ напряженно-деформированного состояния рамы тележки КВЗ-ЦНИИ произведено во встроенном блоке решателя Femap программного комплекса Autodesk Inventor.

Ключевые слова

гидрогаситель, рама тележки, КВЗ-ЦНИИ, пассажирский вагон, нагрузки

Для цитирования

Пригожаев С.С. Анализ влияния характеристик гидравлического гасителя колебаний на напряженно-деформированное состояние тележки пассажирского вагона / С.С. Пригожаев, А.А. Пыхалов, Н.О. Бурмакин // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2022. – № 2 (74). – С. 130–141. – DOI 10.26731/1813-9108.2022.2(74).130-141.

Информация о статье

поступила в редакцию: 10.06.2022 г.; поступила после рецензирования: 22.06.2022 г.; принята к публикации: 23.06.2022 г.

Analysis of the influence of the hydraulic vibration damper characteristics on the stress-strain state of the passenger car trolley

S.S. Prigozhaev¹✉, A.A. Pykhalov^{1,2}, N.O. Burmakin³

¹Irkutsk State Transport University, Irkutsk, the Russian Federation,

²Irkutsk National Research Technical University, Irkutsk, the Russian Federation,

³Limited Liability Company Novotek, Irkutsk, the Russian Federation

✉stepri@yandex.ru

Abstract

The article deals with the analysis of the operation of the carriage vibration damping system in connection with the promising direction of development of railway transport towards increasing the speed characteristics of railway non-traction rolling stock. The classification is presented of the physical principles of quenching (dissipation) in the extinguishers used. Their main disadvantages are revealed under the operating conditions of Siberia and the Far East region. The design solutions and performance characteristics of hydraulic type vibration dampers are considered in detail. As the main calculation case, the reactions at the

support points of hydraulic vibration dampers were analyzed. The «LVZ-TsNII» type extinguisher used on the trolleys of the passenger car «KVZ-TsNII» is considered in order to reduce the level of vibrations in the mechanical system: «Track irregularities – Wheel – Trolley suspension – Trolley – Wagon body suspension – Wagon body». To solve the problem, an analysis was carried out of malfunctions occurrence in the trolleys of a passenger car under the influence of dynamic loads arising during its operation under the conditions of the eastern landfill on the Irkutsk - Ulan-Ude section, characterized by the presence of large slope rises and small turning radii, according to data provided by passenger car depots of the cities of Irkutsk and Ulan-Ude. The stress-strain state of the trolley frame is calculated from the amplitude-maximum load occurring under the operating conditions of the car. Dangerous sections arising in the trolley frame under the influence of vertical loads have been determined. It is shown that the presented load plays one of the leading roles and, thereby, the need to reduce it with a hydraulic damper is determined in order to increase the service life of the mechanical system described above. The external load values were determined in the MathCAD software package. The analysis of the stress-strain state of the KVZ-TsNII trolley frame was performed in the integrated Femap solver unit of the Autodesk Inventor software package.

Keywords

hydraulic damper, trolley frame, KVZ-TsNII, passenger wagon, loads

For citation

Prigozhaev S.S., Pykhalov A.A., Burmakina N.O. Analiz vliyaniya kharakteristik gidravlicheskogo gasitelya kolebanii na napryazhenno-deformirovannoe sostoyanie telezhki passazhirskogo vagona [Analysis of the influence of the characteristics of the hydraulic vibration dampener on the stress-strain state of the passenger wagon trolley]. *Sovremennye tekhnologii. Sistemyi analiz. Modelirovaniye* [Modern Technologies. System Analysis. Modeling], 2022, no. 2 (74), pp. 130–141. DOI: 10.26731/1813-9108.2022.2(74).130-141.

Article info

Received: June 10, 2022; revised: June 22, 2022; accepted: June 23, 2022.

Введение

Высокоскоростные пассажирские перевозки являются современным перспективным направлением развития подвижного состава (ПС) железных дорог [1, 2]. В 1984 г. начата регулярная эксплуатация высокоскоростного поезда ЭР-200. В 2009 г. запущен скоростной поезд ЭВС1 «Сапсан», т. е. идет активное развитие железнодорожного транспорта [3, 4] в представленном техническом и технологическом направлениях.

Повышение скоростного режима ПС сопровождается внесением изменений в его конструкцию. Это связано в первую очередь с тем, что необходима более интенсивная проработка системы гашения колебаний, в особенности нетягового пассажирского подвижного состава, поскольку конструктивные особенности пути Восточного полигона (подъемы большого уклона и кривые малого радиуса) создают внешнее силовое воздействие периодического характера [5], которое при определенных скоростях движения вызывает резонансные явления, снижающие функциональность и безопасность ПС [6].

Таким образом, актуальным направлением в развитии скоростных возможностей ПС является разработка комплекса мероприятий и устройств снижения уровня колебаний механической системы «неровности пути – колесо – подвеска тележки – тележка – подвеска кузова

вагона – кузов вагона» на режимах повышенного скоростного движения с возможностью разработки системы управления их характеристиками в зависимости от изменения внешнего воздействия.

Способы гашения колебаний тележек пассажирского вагона

На сегодняшний день в конструкции нетягового пассажирского подвижного состава используются различные устройства демпфирования. Учитывая, что наиболее распространенные тележки пассажирского вагона («КВЗ-ЦНИИ I и II типа», «68-4071», «68-4072» и «68-4076») имеют высокие требования к плавности движения [7], их конструктивное исполнение базируется на двух ступенях рессорного подвешивания. Эта механическая система отвечает требованиям по параметрам гибкости их упругих элементов (рессор, пружин). Чем более гибки рессоры, тем больший диапазон возмущений (толчков), возникающих при движении вагона, они компенсируют [8].

Однако, увеличение гибкости рессор не беспредельно, так как вызывает повышение амплитуд свободных колебаний кузова, тем самым, кузов вагона «долго раскачивается» на рессорном подвешивании. Для компенсации этих колебаний в конструкции нетягового ПС, наряду с ограничением гибкости подвешива-

ния, применяются особые устройства – гасители колебаний, которые создают диссипативные (рассеивающие) силы, необходимые для поглощения энергии колебаний вагона, в особенности, при входе его в режим резонанса.

Конструкции гасителей колебаний, применяемые в вагонах, разделяются по виду диссипативных сил на следующие группы:

- фрикционные, работающие за счет сухого трения (листовые рессоры, скользуны) [7, 9];
- гидравлические, работающие за счет вязкого трения, возникающего при перетекании масла через специальные калиброванные отверстия [7, 9];

- резиновые и пневмо-рессоры, создающие диссипативные силы, аналогичные силам сопротивления вязкого трения, но работающие для определенного интервала частот периодического (вибрационного) внешнего воздействия [7, 9];

К дальнейшему развитию гасителей колебаний допустимо отнести их конструкции комбинированного типа (резинофрикционные, резиногидравлические и др.), которые также создают диссипативные силы (сопротивления) вязкого и сухого трения, но дающие определенные преимущества в эксплуатации ПС.

Недостатки существующих подходов гашения колебаний

У системы гашения колебаний пассажирского вагона имеются недостатки в виде ограничений, вызванных изменением температуры окружающей среды. Следствием этого является невозможность их использования при низких отрицательных температурах, а также полное отсутствие возможности динамического управления характеристиками гашения колебаний. В результате отмечается отсутствие адаптивности системы к внешнему воздействию.

Фрикционные гасители используются как вынужденная мера, где главный недостаток заключается в том, что изменение их характеристик невозможно без замены узлов и деталей. Также к их специфическим недостаткам стоит отнести повышенный износ элементов гасителя по причине постоянного сухого трения и необходимость их периодической замены [9, 10].

Таким образом, при возможности выбора типа устройства, создающего диссипативные силы, предпочтение отдается гидравлическим гасителям колебаний. Специфическими их недостатками для существующего нетягового по-

движного состава является использование сложного конструктивного решения, состоящего, главным образом, в установленных в нем прецизионных перепускных клапанов (рис. 1).

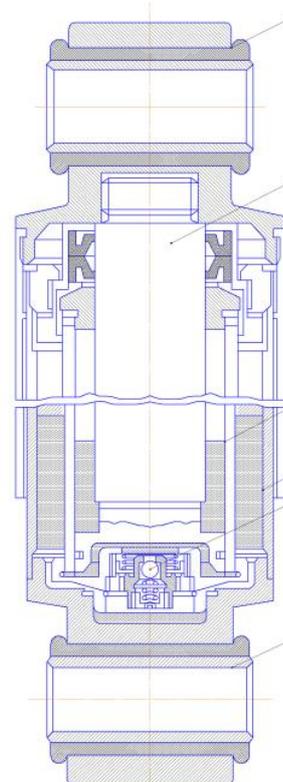


Рис. 1. Конструкция гидравлического гасителя колебаний пассажирского вагона

Fig. 1. The design of the hydraulic vibration damper of the passenger wagon

Анализ существующей конструкции гидрогасителя

Применяемые сегодня в пассажирском ПС тележки вагонов типа КВЗ-ЦНИИ, моделей 68-4071, 68-4072, 68-4076 допускают использование их при скорости движения до 200 км/ч и имеют в своей конструкции гидравлический гаситель колебаний [11]. Предохранительный (дроссельный) клапан гидрогасителя колебаний пассажирской тележки является шариковым, отрегулированным на срабатывание при давлении $45 \pm 0,5$ кг/см². Гаситель заполняется маслом АМГ-10 или ВМГЗ, объем масла 0,9–1,0 л. Ход поршня 190 мм [12].

Также шариковые клапаны установлены между рабочими полостями конструкции гидрогасителя. Они открываются при создании определенного давления и позволяют маслу перетекать из полости в полость [12].

Таким образом, сопротивление внешним воздействиям строго регламентировано конструктивными особенностями гасителя колебаний и не может изменяться с течением времени под внешним воздействием.

Поскольку шариковый клапан имеет константную характеристику, можно сделать вывод, что, при применении различных по характеристикам масел, заполняющих полости гидравлического гасителя колебаний, возможно добиться изменения жесткости гасителя. Исходя из технической документации, в гидравлических гасителях используется масло АМГ-10 [13] или ВМГЗ [13].

Сравним характеристики масел (табл.).

Исходя из сравнительной характеристики масел, можно сделать вывод, что применяемые сегодня рабочие тела практически не отличаются друг от друга, что, в свою очередь, говорит о том, что характеристики гасителей практически одинаковы.

Анализ конструкции и характеристик рабочих тел гидравлических гасителей колебаний пассажирского подвижного состава железных дорог и автомобильных телескопических амортизаторов позволяет сделать вывод, что расчеты таких амортизаторов будут идентичны.

Расчет гидравлического гасителя колебаний сводится к предположению ламинарного режима истечения жидкости через дроссельные отверстия [14].

Однако при расчетах и построении математической модели гасителя необходимо учитывать режим его работы и конструктивные особенности:

– наклонное рабочее положение гасителя колебаний [15];

– наличие клапанов максимального давления жидкости [16];

Вышеописанные особенности приводят к нелинейным зависимостям силы от скорости штока.

Расчет реакций гидравлического гасителя

Для дальнейших расчетов гидравлических амортизаторов определим математическую модель реакции гасителей центрального подвешивания. Для этого построим кинематические схемы перемещений (рис. 2) и относительных скоростей (рис. 3) [16].

Из рисунков выведем относительные перемещения рамы и надпрессорной балки:

$$\left. \begin{aligned} \Delta_{ГZ_i} &= U_{pz_i} - U_{Hz_i} \\ \Delta_{Гy_i} &= U_{py_i} - U_{Hy_i} \end{aligned} \right\},$$

где U_{pz_i} – вертикальные перемещения верхней точки крепления гасителя колебаний; U_{Hz_i} – вертикальные перемещения нижней точки крепления гасителя колебаний; U_{py_i} – горизонтальные перемещения верхней точки крепления гасителя колебаний; U_{Hy_i} – горизонтальные перемещения нижней точки крепления гасителя колебаний.

Выразим вертикальные перемещения через координаты кузова и тележек:

$$\left. \begin{aligned} \Delta_{ГZ1} &= z - z_{T_1} + \varphi \cdot L_1 + \theta \cdot D_{Г_1} - \theta_{T_1} \cdot d_{Г_1} \\ \Delta_{ГZ2} &= z - z_{T_1} + \varphi \cdot L_1 + \theta \cdot D_{Г_2} - \theta_{T_1} \cdot d_{Г_2} \\ \Delta_{ГZ3} &= z - z_{T_2} + \varphi \cdot L_2 + \theta \cdot D_{Г_3} - \theta_{T_2} \cdot d_{Г_3} \\ \Delta_{ГZ4} &= z - z_{T_2} + \varphi \cdot L_2 + \theta \cdot D_{Г_4} - \theta_{T_2} \cdot d_{Г_4} \end{aligned} \right\}$$

Аналогично выразим для горизонтальных перемещений:

Характеристики жидкости, используемой в качестве рабочего тела гидравлических гасителей
Hydraulic damper working fluid characteristics

Критерий. Criterion	Масло АМГ-10	Масло ВМГЗ
Кинематическая вязкость, мм ² /с (сСт) при температуре +50°C, не менее Kinematic viscosity, mm ² /c (cCt) under +50°, at least	10	10
Кинематическая вязкость, мм ² /с (сСт) при температуре -50°C, не более Kinematic viscosity, mm ² /c (cCt) under -50°, no more than	1 250	1 500
Температура застывания, °C, не выше Pour point, °C, no more than	-70	-60
Температура вспышки, определяемая в открытом тигле, °C, не ниже Flash point determined in open crucible, °C, at least	93	135
Нормирование. Rationing	ГОСТ 6794-2017	ТУ 38.101479-86

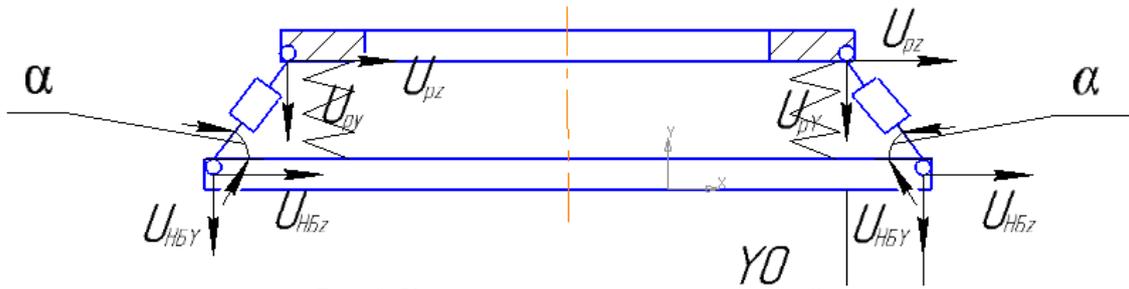


Рис. 2. Кинематическая схема перемещений
Fig. 2. Kinematic scheme of shifts

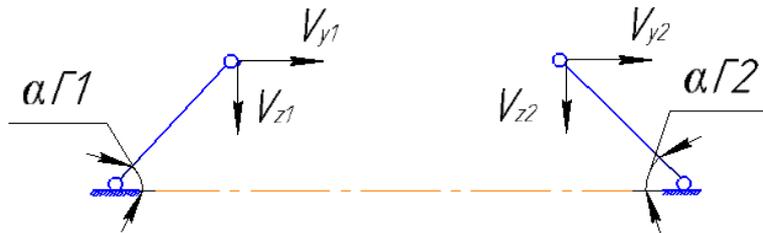


Рис. 3. Кинематическая схема относительных скоростей
Fig. 3. Kinematic scheme of relative velocities

$$\left. \begin{aligned} \Delta_{\Gamma y1} &= y - y_{T1} + \psi \cdot L_1 + \theta \cdot H_1 - \theta_{T1} \cdot h_{p1}; \\ \Delta_{\Gamma y2} &= y - y_{T1} + \psi \cdot L_1 + \theta \cdot H_1 - \theta_{T1} \cdot h_{p1}; \\ \Delta_{\Gamma y3} &= y - y_{T2} + \psi \cdot L_2 + \theta \cdot H_2 - \theta_{T2} \cdot h_{p2}; \\ \Delta_{\Gamma y4} &= y - y_{T2} + \psi \cdot L_2 + \theta \cdot H_2 - \theta_{T2} \cdot h_{p2}. \end{aligned} \right\}$$

Тогда скорости относительных перемещений рам и надрессорных балок будут:

$$\left. \begin{aligned} v_{zi} &= \frac{d}{dt} \Delta_{\Gamma zi}; \\ v_{yi} &= \frac{d}{dt} \Delta_{\Gamma yi}. \end{aligned} \right\}$$

Следовательно, скорости деформаций гасителей колебаний будут представлены формулами:

$$\left. \begin{aligned} v_{\Gamma 1} &= v_{y1} \cdot \cos \alpha_1 \cdot \text{sign } \alpha_1 + v_{z1} \cdot \cos \alpha_1 \cdot \text{sign } \alpha_1; \\ v_{\Gamma 2} &= v_{y2} \cdot \cos \alpha_2 \cdot \text{sign } \alpha_2 + v_{z2} \cdot \cos \alpha_2 \cdot \text{sign } \alpha_2; \\ v_{\Gamma 3} &= v_{y3} \cdot \cos \alpha_3 \cdot \text{sign } \alpha_3 + v_{z3} \cdot \cos \alpha_3 \cdot \text{sign } \alpha_3; \\ v_{\Gamma 4} &= v_{y4} \cdot \cos \alpha_4 \cdot \text{sign } \alpha_4 + v_{z4} \cdot \cos \alpha_4 \cdot \text{sign } \alpha_4. \end{aligned} \right\}$$

Поскольку углы наклона гасителей колебаний будут изменяться, их можно найти по формуле:

$$\alpha_i = \tan^{-1} \left(\frac{\Delta_{\Gamma zi}}{y_0 + \Delta_{\Gamma yi}} \right),$$

где y_0 – конструктивный размер.

Определим усилия на штоках:

$$\begin{aligned} P_{\Gamma i} &= \beta_{\Gamma i} \cdot v_{\Gamma i}, \text{ если } P_{\Gamma i} \leq P_{\Gamma \max}, \\ P_{\Gamma i} &= P_{\Gamma \max}, \text{ если } P_{\Gamma i} > P_{\Gamma \max}, \end{aligned}$$

где $\beta_{\Gamma i}$ – коэффициент сопротивления жидкости в гасителе; $P_{\Gamma \max}$ – максимальное усилие, определяемое предохранительным клапаном.

Тогда проекции усилий на гасителях равны:

$$\left. \begin{aligned} P_{\Gamma zi} &= |P_{\Gamma i}| \cdot \sin \alpha_i \cdot \text{sign } v_{\Gamma zi}; \\ P_{\Gamma yi} &= |P_{\Gamma i}| \cdot \cos \alpha_i \cdot \text{sign } v_{\Gamma yi}; \end{aligned} \right\} \text{ при } P_{\Gamma i} \leq P_{\Gamma \max}. \\ \left. \begin{aligned} P_{\Gamma zi} &= P_{\Gamma \max} \cdot \sin \alpha_i \cdot \text{sign } v_{\Gamma zi}; \\ P_{\Gamma yi} &= P_{\Gamma \max} \cdot \cos \alpha_i \cdot \text{sign } v_{\Gamma yi}; \end{aligned} \right\} \text{ при } P_{\Gamma i} > P_{\Gamma \max}.$$

Если применить раздельное гашение, то:

$$\left. \begin{aligned} P_{\Gamma zi} &= \beta_{\Gamma zi} \cdot v_{\Gamma zi}; \\ P_{\Gamma yi} &= \beta_{\Gamma yi} \cdot v_{\Gamma yi}; \end{aligned} \right\}$$

где $\beta_{\Gamma zi}$, $\beta_{\Gamma yi}$ – коэффициенты сопротивления жидкости в гасителях раздельного действия.

Анализ существующей конструкции гидравлического гасителя, его особенностей, характеристик и эксплуатационных данных показывают все ранее перечисленные недостатки. Сотрудники пассажирского вагонного депо «Иркутск» Восточно-Сибирского филиала АО «Федеральная пассажирская компания» сообщают, что при эксплуатации тележек КВЗ-ЦНИИ (наиболее часто встречающихся в пассажирском подвижном составе, по сравнению с другими моделями тележек) часто возникают

трещины на раме тележки и разрывы. Основной причиной этих неисправностей считают неправильную работу гидравлических гасителей колебаний при отрицательных температурах. Масло, находящееся в гидравлическом гасителе, загустевает и гаситель работает как жесткая тяга, не поглощая колебания, а усиливая их воздействие.

Для формирования гипотезы причин массового появления трещин на рамах тележек, проведем построение и рассчитаем методом конечных элементов (МКЭ) прочность рамы тележки КВЗ ЦНИИ I типа. Данный расчет позволит увидеть опасные сечения рамы.

Построение расчетной схемы рамы тележки

Проанализировав конструкцию тележки пассажирского вагона в целом, можно представить расчетную схему (рис. 4) с отображением вертикальных нагрузок P .

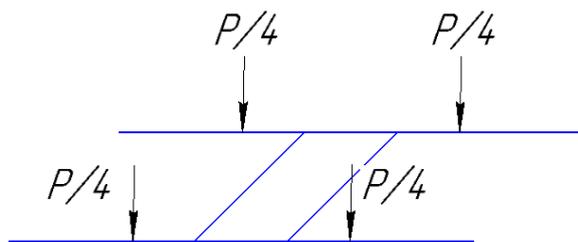


Рис. 4. Расчетная схема статической нагрузки тележки КВЗ-ЦНИИ I типа

Fig. 4. Design scheme of the static load of the KVZ-TsNII type I trolley

Аналитический расчет сил, оказывающих воздействие на раму тележки

Продольная сила инерции тележки возникает от приложенной к ударно-тяговым приборам продольной нормированной силы. Сила инерции прикладывается в центре тяжести [17] соответствующей массы:

$$N_{и} = N \cdot \frac{m_{т}}{m_{бр}}$$

где N – максимальное продольное нормированное усилие в зависимости от расчетного режима: для 1-го режима (удар) – $N = 2,5$ МН; для 3-го режима (сжатие или растяжение) – $N = 1,0$ МН; $m_{т}$ – масса тележки, кг; $m_{бр}$ – масса вагона брутто, кг.

Согласно измерениям и технической документации, $2b = 1\,495$ мм

За силу тяжести брутто принимаем сумму сил тяжести груза (пассажиры) и силы тяжести элементов нетягового ПС, нагружающих рассчитываемый элемент, включая вес самого элемента [18].

Статическая нагрузка, приходящаяся на раму тележки (H), находится по формуле:

$$P_{ст} = \frac{P_{бр} - n_{т} \cdot (n_0 (m_{кл} + 2m_{бу} + 4m_{рк}^6) + m_{р}) \cdot g}{n_{т} \cdot n_{р}},$$

где $n_{т}$ – количество тележек в вагоне (две); n_0 – количество осей в тележке (две); $m_{кл}$ – масса колесной пары (1 210 кг); $m_{бу}$ – масса буксового узла в сборе (117 кг); $m_{рк}^6$ – масса одного комплекта упругих элементов буксового подвешивания (31 кг); $m_{р}$ – масса рамы пассажирской тележки (1 250 кг); $n_{р}$ – число одноименных параллельно нагруженных элементов в одной тележке (рам в тележке) (одна); g – ускорение свободного падения (9,81 м/с²).

Вес вагона брутто определим по формуле:

$$P_{бр} = (m_{ТВ} + n_{пас} \cdot m_{пас} + m_{бар}) \cdot g,$$

где $m_{ТВ}$ – тара вагона (58 000 кг); $n_{пас}$ – расчетное количество пассажиров вагона, чел.; $m_{пас}$ – средняя масса одного пассажира с багажом (100 кг); $m_{бар}$ – масса полезной нагрузки багажного и почтово-багажного вагонов (для пассажирского вагона не используется), кг.

Динамическую нагрузку $P_{д}$, действующую на раму тележки (H), рассчитаем по формуле:

$$P_{д} = P_{ст} \cdot k_{вд},$$

где $k_{вд}$ – коэффициент вертикальной динамики, находится по формуле:

$$k_{вд} = \bar{k}_{вд} \cdot \frac{1}{\beta} \cdot \sqrt{\frac{4}{\pi} \ln \frac{1}{1 - p(k_{вд})}},$$

где β – параметр распределения, для пассажирских вагонов, $\beta = 1 - p(k_{вд})$ – вероятностное распределение случайной функции коэффициента вертикальной динамики, при оценке прочности по допускаемым напряжениям по расчетным режимам (0,97); $\bar{k}_{вд}$ – среднее вероятностное значение коэффициента вертикальной динамики, рассчитаем по формуле:

$$\bar{k}_{вд} = a + 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot b \cdot \frac{V - 15}{f_{ст}},$$

где a – коэффициент, учитывающий обрессоренность рассматриваемого элемента (для обрессоренных частей тележки – 0,1); V – конструктивная скорость (для пассажирского ваго-

на – 45 м/с); $f_{ст}$ – суммарный статический прогиб под массой брутто вагона (для тележки КВЗ-ЦНИИ тип I – 0,2 м); b – коэффициент, учитывающий влияние числа осей рассчитаем по формуле:

$$b = \frac{n_0 + 2}{2 \cdot n_0},$$

где n_0 – число осей в тележке.

Вертикальная добавочная нагрузка от продольной силы инерции кузова, действующая на тележку (Н) [17, 18], рассчитывается по формуле:

$$P_{ик} = N_{ик} \cdot \frac{h_a}{2l},$$

где h_a – расстояние от центра тяжести кузова до оси автосцепки (1,135 м); $2l$ – база вагона (для расчетного типа пассажирского вагона – 17 м); $N_{ик}$ – продольная сила инерции кузова брутто, Н, найдем по формуле:

$$N_{ик} = N \cdot \frac{m_{куз}}{m_{бр}},$$

где N – максимальное продольное нормированное усилие в зависимости от расчетного режима: для 1-го режима (удар) – $N = 2,5$ МН; для 3-го режима (сжатие или растяжение) – $N = 1,0$ МН; $m_{куз}$ – масса кузова вагона брутто (кг), находится по формуле:

$$m_{куз} = m_{бр} - m_T \cdot n_T,$$

$m_{бр}$ – масса брутто вагона, рассчитывается по формуле:

$$m_{бр} = \frac{p_0 \cdot n_{ов}}{g},$$

где p_0 – осевая нагрузка (кН); $n_{ов}$ – количество осей в вагоне (осность); n_T – количество тележек в вагоне; m_T – масса тележки (для КВЗ-ЦНИИ тип I – 7 000 кг).

Боковая непогашенная центробежная сила

Боковая сила равна разности центробежной силы и горизонтальной составляющей силы тяжести, возникающей из-за возвышения наружного рельса в кривой. Равнодействующая сила считается приложенной в центре соответствующей массы [17, 18].

Боковая центробежная сила, непогашенная возвышением наружного рельса в кривой, передаваемая на тележку (Н), рассчитывается по формуле:

$$H_{цн} = \frac{P_{бр} \cdot \eta_n}{n_T \cdot n_p},$$

где $P_{бр}$ – вес брутто вагона (кН); n_T – количество тележек в вагоне; n_p – количество параллельно нагруженных деталей в тележке (рама тележки); η_n – коэффициент, учитывающий долю боковой центробежной силы, непогашенной возвышением наружного рельса в кривой от веса брутто вагона, рассчитывается по формуле:

$$\eta_n = \frac{V^2}{g \cdot R} - \frac{h}{2S},$$

где V – скорость движения (максимальная), м/с; R – радиус кривизны кривой, м; h – возвышение наружного рельса над внутренним, м; $2S$ – расстояние между кругами катания колесной пары, м.

Для пассажирских вагонов (для предварительных расчетов) $\eta_n = 0,1$ (10 %).

Поперечная составляющая продольной квазистатической силы

Поперечные силы возникают от взаимодействия между вагонами в кривых участках пути при движении поезда с малой скоростью движения и при маневровой работе [17, 18]. Поперечная составляющая продольной квазистатической силы (удара), передаваемая на раму тележки (Н), находится по формуле:

$$H_N = N \cdot \left(\frac{\delta \cdot L}{l^2} \cdot \left(1 + \frac{L}{a} \right) + \frac{L_{об}}{R} \right) \cdot \frac{l}{R},$$

где N – продольное максимальное нормируемое усилие (удар), МН; δ – возможное боковое перемещение шкворневого сечения кузова вагона за счет зазоров в буксовых направляющих, пятниках и упругих деформаций рессор (для пассажирских вагонов – 0,045 м); a – расчетная длина корпуса автосцепки (для СА-3 – 1,0 м); $2l$ – база вагона (для пассажирских вагонов типовой конструкции 17 м); $2L_{об}$ – длина вагона по осям сцепления (для пассажирских вагонов типовой конструкции – 24,537 м); R – радиус кривой (250 м); $2L$ – расстояние между упорными плитами автосцепок, м, рассчитываемая по формуле:

$$2L = 2L_{об} - 2a.$$

Самоуравновешенная вертикальная кососимметричная сила

Вертикальные кососимметричные силы возникают вследствие различного уровня положения опорных точек пути под колесами экипажа, различных высот буксовых рессор, отклонений от плоскостности опорных поверхностей рам тележек и других неточностей [18]. Учитывается в конструкциях с жесткой рамой. Кососимметричная сила, приложенная к одной буксе (Н), рассчитывается по формуле:

$$P_k = \frac{z}{4} \cdot \frac{2b}{2S} \cdot \frac{C_6 \cdot C_p}{C_6 + C_p},$$

где z – вертикальное эквивалентное смещение одного колеса тележки, соответствующее вертикальному отводу одной рельсовой нитки, равному 6,7 % (для тележки с базой 2,4 м $z = 0,016$); C_6 – жесткость буксового рессорного подвешивания (над одной буксой), Н/м; C_p – жесткость рамы тележки при кососимметричной нагрузке (на 1/4 рамы), Н/м; $2b$ – расстояние между центрами буксовых опор рамы, м; $2S$ – расстояние между кругами катания колес одной колесной пары, м.

Суммарные нагрузки по расчетным режимам

В соответствии с расчетным режимом определяется суммарная нагрузка P , N и H , действующая на раму тележки.

Суммарная нагрузка по 1-му режиму

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= P_{ст} + 0,5 \cdot P_{икл}; \\ H_1 &= H_{N_1}; \\ N_1 &= N_{И_1}. \end{aligned} \right\}$$

Суммарная нагрузка по 3-му режиму

$$\left. \begin{aligned} P_3 &= P_{ст} + P_d + P_k; \\ H_3 &= H_{и}; \\ N_3 &= N_{И_3}. \end{aligned} \right\}$$

Характеристики пружин буксового подвешивания

Жесткость пружины (Н/м) определяется по формуле:

$$C = \frac{P_{пр}}{f_{пр}} = \frac{P_{раб}}{f_{раб}},$$

где $P_{пр}$ – предельное усилие сжатия пружины, Н; $P_{раб}$ – усилие рабочей деформации пружины, Н; $f_{пр}$ – предельный прогиб пружины, м; $f_{раб}$ – рабочий прогиб пружины, м.

Характеристики внутренней пружины [19]: жесткость пружины – 86 700 Н/м; число рабочих витков – 3,9; число витков полное – 5,4; направление навивки пружины – правое; длина развернутой пружины – 2 102 мм.

Характеристики наружной пружины: жесткость пружины – 560 580 Н/м; число рабочих витков – 3,9; число витков полное – 5,4; направление навивки пружины – правое; длина развернутой пружины – 3 325 мм.

Суммарная жесткость комплекта пружин буксового подвешивания

При параллельной работе упругих элементов общая жесткость определяется по формуле:

$$C_{общ} = \sum C_i.$$

Расчет сил, оказывающих воздействие на раму тележки

Произведем расчет для 1-го режима (удар).

Масса брутто вагона:

$$m_{бр} = \frac{185 \cdot 4}{9,81} = 75,43 \text{ т.}$$

Масса кузова вагона брутто:

$$m_{куз} = 75 430 - 7 000 \cdot 2 = 61 430 \text{ кг.}$$

Продольная сила инерции тележки:

$$N_{И_1} = 2,5 \cdot \frac{7000}{61430} = 0,285 \text{ МН.}$$

Вес вагона брутто:

$$P_{бр} = (58 000 + 36 \cdot 100) \cdot 9,81 = 604,296 \text{ кН.}$$

Статическая нагрузка, приходящаяся на раму тележки:

$$P_{ст} = \frac{\left[-2 \cdot (2 \cdot (1210 \cdot 2 \cdot 117 + 4 \cdot 31) + 1210) \cdot 9,81 \right]}{2 \cdot 1} = 259121,5 \text{ Н.}$$

Динамическая нагрузка

$$P_d = 259,121 \cdot 0,325 = 84,214 \text{ кН.}$$

Коэффициент вертикальной динамики:

$$k_{вд} = 0,154 \cdot \frac{1}{1} \cdot \sqrt{\frac{4}{3,14} \ln \frac{1}{1 - 0,97}} = 0,325,$$

где среднее вероятное значение коэффициента вертикальной динамики:

$$\bar{k}_{вд} = 0,1 + 3,6 \cdot 10^{-4} \cdot 1 \cdot \frac{45 - 15}{0,2} = 0,154.$$

Коэффициент, учитывающий влияние числа осей:

$$b = \frac{2+2}{2 \cdot 2} = 1.$$

Вертикальная добавочная нагрузка от продольной силы инерции кузова, действующая на тележку:

$$P_{\text{нк}} = 2,036 \cdot \frac{1,135}{17} = 0,136 \text{ МН.}$$

Продольная сила инерции кузова брутто:

$$N_{\text{нк}} = 2,5 \cdot \frac{61430}{75430} = 2,036 \text{ МН.}$$

Боковая центробежная сила, непогашенная возвышением наружного рельса в кривой, передаваемая на тележку:

$$H_{\text{цн}} = \frac{604,296 \cdot 0,1}{2 \cdot 1} = 30,215 \text{ кН.}$$

Поперечная составляющая продольной квазистатической силы (удара), передаваемая на раму тележки:

$$H_N = 2,5 \cdot \left(\frac{0,045 \cdot 11,269}{8,5^2} \cdot \left(1 + \frac{11,269}{1} \right) + \frac{12269}{250} \right) \cdot \frac{8,5}{250} = 0,0115 \text{ МН.}$$

Расстояние между упорными плитами автосцепок:

$$2L = 24,537 - 2 \cdot 1.$$

Кососимметричная сила, приложенная к одной буксе:

$$P_{\text{к}} = \frac{0,016}{4} \cdot \frac{0,58}{1,57} \cdot \frac{C_6 \cdot C_p}{C_6 + C_p}.$$

Суммарная нагрузка по 1-му режиму

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= 259121,5 + 0,5 \cdot 136000 = \\ &= 327121,5 \text{ Н;} \\ H_1 &= 11500 \text{ Н;} \\ N_1 &= 285000 \text{ Н.} \end{aligned} \right\}$$

Общая жесткость пружин

$$C_{\text{общ}} = 560\,580 + 86\,700 = 647\,280 \text{ Н/м.}$$

По расчетным значениям проведем анализ прочности рамы тележки пассажирского вагона (рис. 6) МКЭ [20] с использованием встроенного решателя анализа напряжений [21] программного комплекса Autodesk Inventor.

Характер возникающих повреждений при эксплуатации пассажирских вагонов дает право сказать, что основной причиной возникновения трещин является вертикальная нагрузка.

При моделировании рассмотрим вертикальную нагрузку на раму тележки. Согласно конструкции тележки КВЗ-ЦНИИ, вертикальная нагрузка равномерно распределяется между

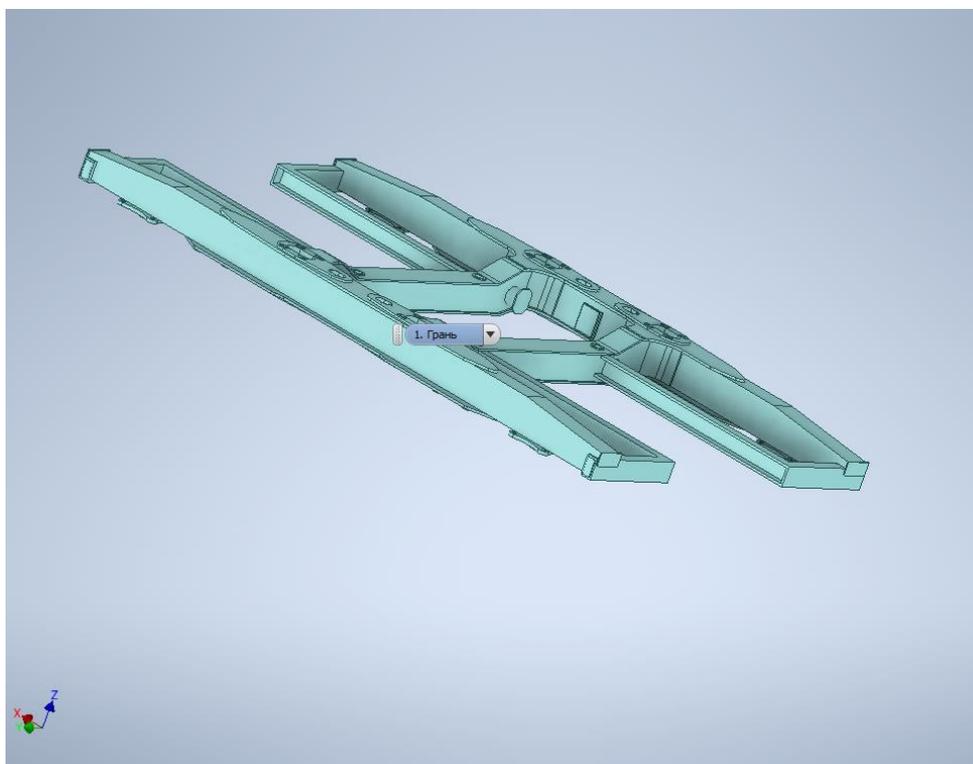


Рис. 6. Модель рамы тележки, подлежащая анализу напряжений методом конечных элементов

Fig. 6. Model of the trolley frame, subject to stress analysis by the finite element method

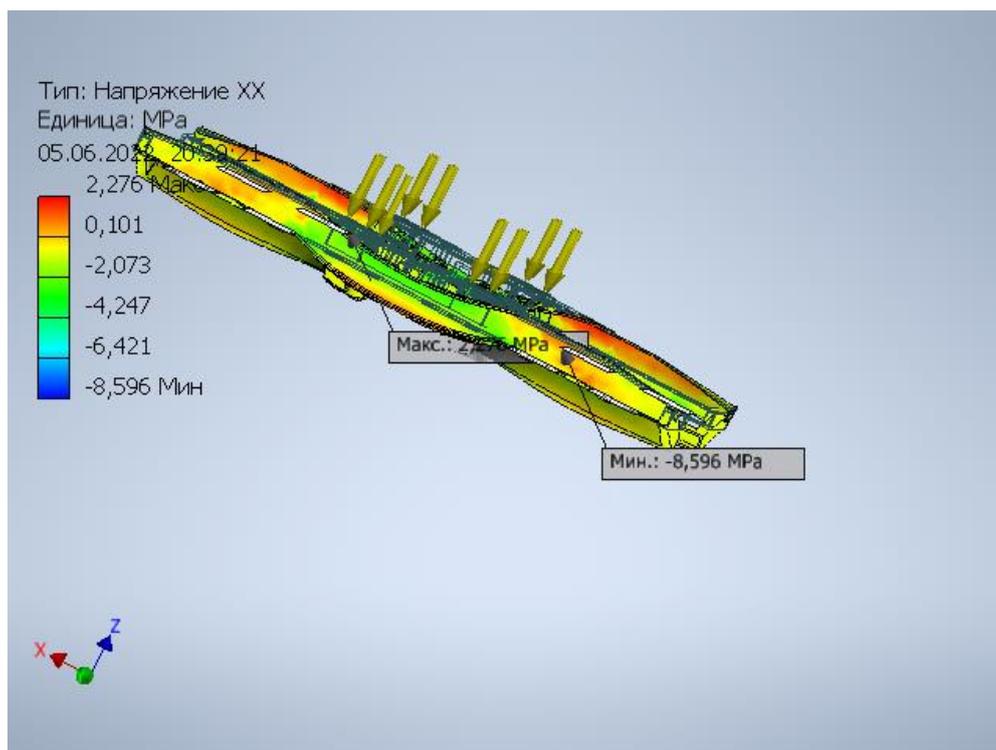


Рис. 7. Анализ напряжений в раме тележки KB3-ЦНИИ I типа
Fig.7. Stress analysis in the frame of the KVZ-TsNII type I trolley

элементами люлечного подвешивания, которые, в свою очередь, опираются на раму в четырех характерных точках. Анализ модели в программном комплексе показывает опасные сечения рамы (рис. 7).

Заключение

Исходя из аналитического и численного решения МКЭ определения напряженно-деформированного состояния можно сделать вывод, что динамическая нагрузка на раму при расчетных условиях находится в допустимых пределах.

Однако при осмотре неисправностей, возникающих при эксплуатации, выявляются тре-

щины и разрывы рамы тележки пассажирского вагона не только в опасных сечениях, но и в местах наименьших напряжений. Это может быть объяснено тем, что, при работе тележки в особых условиях эксплуатации появляются дополнительные динамические (диссипативные) силы. Зоны появления трещин и разрывов на раме тележки показывают, что, скорее всего, их причиной является неправильная эксплуатация и неисправность гидравлических гасителей колебаний. Для подтверждения теории стоит отдельно рассмотреть гидравлический гаситель и его крепление к раме тележки.

Список литературы

1. Киселёв И.П., Сотников Е.А., Суходоев В.С. Высокоскоростные железные дороги. СПб. : ПГУПС, 2001. 59 с.
2. Высокоскоростной железнодорожный транспорт. Общий курс. / И.П. Киселёв, Л.С. Блажко, М.Я. Брынь и др. Т. 1. М. : УМЦ ЖДТ, 2018. 428 с.
3. Крейнис З.Л. Очерки истории железных дорог. Кн. 2 : Как поезда самолеты догоняли. М. : УМЦ ЖДТ, 2009. 279 с.
4. Устройство и эксплуатация высокоскоростного наземного транспорта : учеб. пособие / Д. В. Пегов и др. М. : УМЦ ЖДТ, 2014. 266 с.
5. Вершинский С.В., Данилов В.Н., Хусидов В.Д. Динамика вагона : учеб. для вузов. 3-е изд., перераб. и доп. М. : Транспорт, 1991. 360 с.
6. Вагоны. Основы конструирования и экспертизы технических решений : учеб. пособие для вузов ж.-д. трансп. / А. П. Азовский и др. М. : Маршрут, 2005. 489 с.
7. ГОСТ Р 55821-2013. Тележки пассажирских вагонов локомотивной тяги. Технические условия. Введ. 2014-07-01. М. : Стандартинформ, 2014. 16 с.

8. Гасители колебаний вагонов / И. И. Челноков и др. М. : Трансжелдориздат, 1963. 176 с.
9. Грачева Л.О. Спектральный анализ вынужденных колебаний вагона при случайных неровностях железнодорожного пути и выбор параметров рессорного подвешивания // Тр. ЦНИИ МПС. 1967. Вып. 347. С. 151–168.
10. Ромен Ю.С. О нелинейных колебаниях железнодорожного экипажа в кривых произвольного очертания // Тр. ЦНИИ МПС. 1967. Вып. 347. С. 5–26.
11. Егоров В.П. Устройство и эксплуатация пассажирских вагонов (для проводников). М. : УМЦ МПС России, 2004. 335 с.
12. ГОСТ 33749-2016. Демпферы гидравлические железнодорожного подвижного состава. Общие технические условия. Введ. 2016–04–29. М. : Стандартинформ, 2019. 11 с.
13. Быков Б.В. Конструкция тележек грузовых и пассажирских вагонов : учеб. пособие : альбом. М. : Маршрут, 2004. 36 с.
14. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. М. : Альянс, 2010. 423 с.
15. Пастухов И.Ф., Пигунов В.В., Кошкалда Р.О. Конструкция вагонов: учебник. 2-е изд. М. : Маршрут, 2004. 503 с.
16. Динамика пассажирского вагона и пути модернизации тележки КВЗ-ЦНИИ / В.В. Хусидов, А.А. Хохлов, Г.И. Петров и др. М. : МИИТ, 2001. 160 с.
17. Конструирование и расчет вагонов : учеб. для вузов ж.-д. трансп. / В.В. Лукин, П.С. Анисимов, В.Н. Котуранов и др. М. : УМЦ ЖДТ, 2011. 688 с.
18. Конструирование и расчет вагонов : учеб. для вузов ж.-д. трансп. / В. В. Лукин и др. М. : УМК МПС России, 2000. 727 с.
19. ГОСТ 1452-2011. Пружины цилиндрические винтовые тележек и ударно-тяговых приборов подвижного состава железных дорог. Технические условия. Введ. 2011–07–15. М. : Стандартинформ, 2011. 22 с.
20. Пастухов И.Ф., Пигунов В.В. Расчет вагонных конструкций методом конечных элементов : учеб. пособие. Гомель: Бели-ИЖТ, 1991. 126 с.
21. Трэмблей Т. Autodesk Inventor 2013 и Autodesk Inventor LT 2013. Основы. Официальный учебный курс. М. : ДМК Пресс, 2013. 343 с.

References

1. Kiselev I.P., Sotnikov E.A., Sukhodoev V.S. Vysokoskorostnye zheleznyye dorogi [High-speed railways]. Saint Petersburg: PGUPS Publ., 2001. 60 p.
2. Kiselev I.P., Blazhko L.S., Bryn' M.Ya. [et al.]. Vysokoskorostnoi zheleznodorozhnyi transport. Obshchii kurs (v 2 t). T. 1 [High-speed rail transport. General course (in 2 volumes). Vol. 1]. Moscow: UMTS ZhDT Publ., 2018. 428 p.
3. Kreinis Z.L. Ocherki istorii zheleznykh dorog. Dva stoletiya (V 3 t). T. 2: Kak poezda samolety dogonyali [Essays on the history of railways. Two centuries (In 3 volumes). Vol. 2: How trains caught up with planes]. Moscow: UMTS ZhDT Publ., 2009. 280 p.
4. Pegov D.V., Evstaf'ev A.M., Maznev A.S., Vasil'ev A.V., Sychugov A.N. Ustroistvo i ekspluatatsiya vysokoskorostnogo nazemnogo transporta [Construction and operation of high-speed ground transport]. Moscow: UMTS ZhDT Publ., 2014. 267 p.
5. Vershinskii S.V., Danilov V.N., Khusidov V.D. Dinamika vagona [Dynamics of the wagon]. Moscow: Transport Publ., 1991. 360 p.
6. Azovskii A.P., Aleksandrov E.V., Kobishanov V.V. [et al.] Vagony. Osnovy proektirovaniya i ekspertizy tekhnicheskikh reshenii [Wagons. Fundamentals of design and expertise of technical solutions]. Moscow: Marshrut Publ., 2005. 490 p.
7. GOST R 55821-2013. Telezhki passazhirskikh vagonov lokomotivnoi tyagi. Tehnicheskie usloviya (Natsional'nyi standart Rossiiskoi Federatsii) [State standard R 55821-2013 «Bogies of passenger cars on locomotive traction. Specifications» (National Standard of the Russian Federation)]. Moscow: Standartinform Publ., 2014. 16 p.
8. Chelnokov I.I., Vishnyakov B.I., Garbuzov V.M., Estling A.A. Gasiteli kolebaniy vagonov [Vibration dampers of wagons]. Moscow: Transzheldorizdat Publ., 1963. 176 p.
9. Gracheva L.O. Spektral'nyi analiz vynuzhdennykh kolebaniy vagona pri sluchainykh nerovnostyakh zheleznodorozhnogo puti i vybor parametrov resornogo podveshivaniya [Spectral analysis of forced vibrations of the car with random irregularities of the railway track and selection of spring suspension parameters]. *Trudy VNIIZhT* [Proceedings of the All-Union Scientific Research Institute of Railway Transport], 1967, no. 347, pp. 151–168.
10. Romen Yu.S. O nelineinykh kolebaniyakh zheleznodorozhnogo ekipazha v krivykh proizvol'nogo ochertaniya. [On non-linear oscillations of a railway carriage in curves of arbitrary shape]. *Trudy TSNII MPS* [Proceedings of the Central Research Institute of the Ministry of Railways], 1967, no. 347, pp. 18–31.
11. Egorov V.P. Ustroistvo i ekspluatatsiya passazhirskikh vagonov (dlya provodnikov) [Arrangement and operation of passenger wagons (for conductors)]. UMTS MPS Rossii Publ. Moscow, 2004. 336 p.
12. GOST 33749-2016. Dempfery gidravlicheskie zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava. Obshchie tekhnicheskie usloviya (Mezhhgosudarstvennyi standart) [State Standard 33749-2016. Hydraulic dampers of railway rolling stock. General technical conditions (Interstate Standard)]. Moscow: Standartinform Publ., 2019. 11 p.
13. Bykov B.V. Konstruktsiya telezhok gruzovykh i passazhirskikh vagonov [Construction of trucks of freight and passenger wagons]. Moscow: Marshrut Publ., 2004. 36 p.
14. Bashta T.M., Rudnev S.S., Nekrasov B.B., Baibakov O.V., Kirillovskii Yu.L. Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic actuators]. Moscow: Al'yans Publ., 2010. 423 p.
15. Pastuhov I.F., Pigunov V.V., Koshkalda R.O. Konstruktsiya vagonov [Construction of wagons]. Moscow: Marshrut Publ., 2004. 504 p.

16. Khusidov V.V., Khokhlov A.A., Petrov G.I., Khusidov V.D. Dinamika passazhirskogo vagona i puti modernizatsii telezhki KVZ-TSNII [Dynamics of the passenger wagon and ways of modernization of the KVZ-TSNII trolley]. Moscow: MIIT Publ., 2001. 160 p.

17. Lukin V.V., Anisimov P.S., Koturanov V.N., Khokhlov A.A., Kobishchanov V.V. Konstruirovaniye i raschet vagonov [Designing and calculation of wagons]. Moscow: UMTS ZhDT Publ., 2011. 688 p.

18. Lukin V.V., Shadur L.A., Koturanov V.N., Khokhlov A.A., Anisimov P.S. Konstruirovaniye i raschet vagonov [Designing and calculation of wagons]. Moscow: UMK MPS Rossii Publ., 2000. 731 p.

19. GOST 1452-2011. Pruzhiny tsilindricheskie vintovye telezhki i udarno-tyagovykh priborov podvizhnogo sostava zheleznykh dorog. Tekhnicheskie usloviya (Mezhgosudarstvennyi standart) [State standard 1452–2011. Cylindrical screw springs of bogies and shock-traction devices of railway rolling stock. Technical conditions (Interstate Standard)]. Moscow: Standartinform Publ., 2011. 22 p.

20. Pastukhov I.F., Piginov V.V. Raschet vagonnykh konstruksii metodom konechnykh elementov [Calculation of carriage structures by the finite element method]. Gomel: BIIZhT Publ., 1991. 126 p.

21. Tremblay Thom. Autodesk Inventor 2013 i Inventor LT 2013. Osnovy. Ofitsial'nyi uchebnyi kurs [Autodesk® Inventor® 2013 and Autodesk® Inventor LT™]. Moscow: DMK Press Publ., 2013. 343 p.

Информация об авторах

Пригожаев Степан Сергеевич, аспирант кафедры физики, механики и приборостроения, Иркутский государственный университет путей сообщения, г. Иркутск; e-mail: stepri@yandex.ru.

Пыхалов Анатолий Александрович, д-р техн. наук, профессор кафедры физики, механики и приборостроения, Иркутский государственный университет путей сообщения; Иркутский национальный исследовательский технический университет, г. Иркутск; e-mail: pykhalov_aa@mail.ru.

Бурмакин Николай Олегович, начальник отдела продаж общества с ограниченной ответственностью «Новотэк», г. Иркутск; e-mail: burmakin1243@yandex.ru.

Information about the authors

Stepan S. Prigozhaev, Ph.D. Student of the Department of Physics, mechanics and instrumentation, Irkutsk State Transport University, Irkutsk; e-mail: Stepri@yandex.ru.

Anatolii A. Pykhalov, Doctor of Engineering Science, Full Professor, Professor of the Department of Physics, mechanics and instrumentation, Irkutsk State Transport University; Irkutsk National Research Technical University, Irkutsk; e-mail: pykhalov_aa@mail.ru.

Nikolai O. Burmakin, head of sales department of Limited Liability Company «Novotek», Irkutsk; e-mail: burmakin1243@yandex.ru.