

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 629.4.023.142

doi: 10.30987/2782-5957-2023-4-39-46

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ МЕТОДИКИ ОЦЕНКИ ВИБРАЦИОННОЙ НАГРУЖЕННОСТИ КУЗОВА ПАССАЖИРСКОГО ВАГОНА

Дмитрий Яковлевич Антипин¹, Елена Витальевна Лукашова^{2✉}, Алексей Петрович Болдырев³, Федор Юрьевич Лозбинец⁴

^{1,2} Брянский государственный технический университет, Брянск, Россия

^{1,3,4} adya2435@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-8246-6271>

² leno4kacheplikova@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-2236-728X>

Аннотация

Выполнен анализ существующих методов оценки вибрационной нагруженности кузовов пассажирских вагонов. Установлено, что одним из перспективных методов является компьютерное моделирование движения вагона по реальным неровностям пути.

Описание упругих колебаний кузовов вагонов учитывается на основе детализированных конечноэлементных моделей. При их формировании важным фактором является учет внутренних диссипативных сил, а также реального расположения тяжеловесного оборудования, элементов внутреннего интерьера и пассажиров. В работе предложена оригинальная методика оценки вибрационной нагруженности, отличающейся оценкой виброускорений не на металлоконструкции кузова, а на элементах пассажирского салона вагона. Также методика подразумевает уточненное распределение

масс элементов кузова при оценке вибрационной нагруженности. В работе выполнено обоснование рационального варианта дискретизации конечноэлементной модели кузова, обеспечивающего наилучшее соответствие расчетных данных о вибрационной нагруженности результатам натурных ходовых испытаний вагонов. В качестве объекта исследований рассмотрен кузов пассажирского вагона модели 61-4516 производства ОАО «Тверской вагоностроительный завод» (ОАО «ТВЗ»). Установлено, что при оценке вибрационной нагруженности методами компьютерного моделирования целесообразно учитывать особенности устройства внутреннего интерьера пассажирского салона, а также реальное расположение тяжеловесного оборудования.

Ключевые слова: кузов, вагон, комфорт, свойства, частоты, нагруженность.

Ссылка для цитирования:

Антипин Д. Я. Совершенствование методики оценки вибрационной нагруженности кузова пассажирского вагона / Д.Я. Антипин, Е.В. Лукашова, А.П. Болдырев, Ф.Ю. Лозбинец // Транспортное машиностроение. – 2023. – № 04. – С. 39-46. doi: 10.30987/2782-5957-2023-4-39-46.

Original article

Open Access Article

IMPROVEMENT OF THE TECHNIQUE TO EVALUATE THE VIBRATION STRAIN OF THE PASSENGER CAR BODY

Dmitry Yakovlevich Antipin¹, Elena Vitalyevna Lukashova², Aleksey Petrovich Boldyrev³, Fyodor Yuryevich Lozbinec⁴

^{1,2} Bryansk State Technical University, Bryansk, Russia

^{1,3,4} email: adya2435@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-8246-6271>

² email: leno4kacheplikova@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-2236-728X>

Abstract

The analysis of domestic and foreign studies in the field of evaluating the dynamic strain of passenger car bodies allowed us to find out that most of the methods are based on the evaluation of the vibration strain. An improved method is proposed to consider to evalu-

ate the vibration strain of the car. As a method for determining the body's structural properties, a mathematical modeling method is proposed. On the basis of this method, a finite element model of the body is developed, which natural frequencies and forms of vibra-

tions are calculated by Lanczos method. The results obtained by finite element model are compared with the data obtained during tests conducted by the Testing Center TIV. The discrepancy between the calculation and the experiment is 11.85%, which indicates the adequacy of the created finite element model. To define the dynamic load of the body the developed finite element model was reduced to four variants, each of which is transformed into a spatial hybrid dynamic model. The results obtained during the calculation are compared with the values of the running tests of the

Reference for citing:

Antipin DYa, Lukashova EV, Boldyrev AP, Lozbinev FYu. Improvement of the technique to evaluate the vibration strain of the passenger car body. Transport Engineering. 2023; 4:39-46. doi: 10.30987/2782-5957-2023-4-39-46.

Введение

Вибрационная нагруженность кузова пассажирского вагона является результатом возмущений, которые возникают в местах контактов колес с рельсами. В связи с этим железнодорожный путь имеет неровности, пассажирский вагон при движении испытывает колебания, частота которых зависит от жесткостных характеристик кузова.

Жесткостные характеристики кузова вагона являются одним из основных критериев комфорта и безопасности пассажиров при поездке на железнодорожном транспорте.

Для оценки колебаний железнодорожного транспорта используют три основных способа: оценка колебаний кузова с помощью эксперимента на реальной конструкции вагона; оценка колебаний кузова с помощью аналитических методов исследования; оценка колебаний кузова с помощью математического моделирования с использованием компьютерных технологий.

Исследования на основе эксперимента являются материально затратными. Для них необходимо иметь натурные объекты для испытаний. Исходя из этого, на ранних периодах развития железнодорожных исследований широко использовался аналитический метод.

Основа аналитического метода – это высшая математика и теоретическая механика. Подвижной состав представляется в виде совокупности твердых тел с налаженными связями и описывается дифференциальными уравнениями, которые анализи-

руются для решения полученной системы. С помощью аналитических методов выявляется действие каждого параметра подвижного состава на его динамические данные.

Keywords: body, car, comfort, properties, frequencies, loading.

Основным критерием применения аналитического метода является идеализация расчетной модели, что делает необходимым проверку результатов с помощью натуральных испытаний.

На сегодняшний день аналитические методы исследования все меньше используются, на смену им пришли методы математического моделирования, которые дешевле и удобнее.

Основываясь на изученных подходах оценки жесткостных свойств кузовов пассажирских вагонов, была разработана усовершенствованная методика, которая позволит рассчитать вибрационную нагруженность вагона с учетом внутреннего оборудования и интерьера при помощи математического моделирования.

В настоящее время оценка вибрационной нагруженности пассажирского вагона (с помощью расчетных конечноэлементных моделей) определяется собственными частотами кузова с равномерно распределенной массой брутто по всем его узлам путем задания измененной плотности материала [1 – 4]. Такое допущение способствует искажению результатов полученных расчетов и позволяет быстро смоделировать нагружение кузова. В реальности пассажирский вагон имеет: настил пола, расположенного на резиновых опорах, прикрепленных к раме, меж-

купейные перегородки и тяжелое внутреннее и навесное вагонное оборудование. Эти составляющие обладают весомыми инерциальными характеристиками, которые также оказывают влияние на жесткостные свойства кузова.

В качестве объекта апробации предложенных методик был принят спальный вагон модели 61-4516 производства ОАО «Тверской вагоностроительный завод». Для этого была разработана конечноэлементная модель в программном комплексе, который реализует метод конечных элементов. Первый этап заключался в разработке идеализированной геометриче-

ской пространственной модели, с помощью которой формировалась дискретная модель путем встроенных программных алгоритмов.

Созданная конечноэлементная модель демонстрирует собой оболочечную структуру, имеющую подкрепления, встраиваемые по срединной поверхности, на которой обшивка и каркас кузова выполнена трехузловыми и четырехузловыми пластинчатыми составляющими. Расчетная пластинчатая модель имеет 242 тыс. элементов, а число степеней свободы составляет более 900 тыс. (рис. 1).

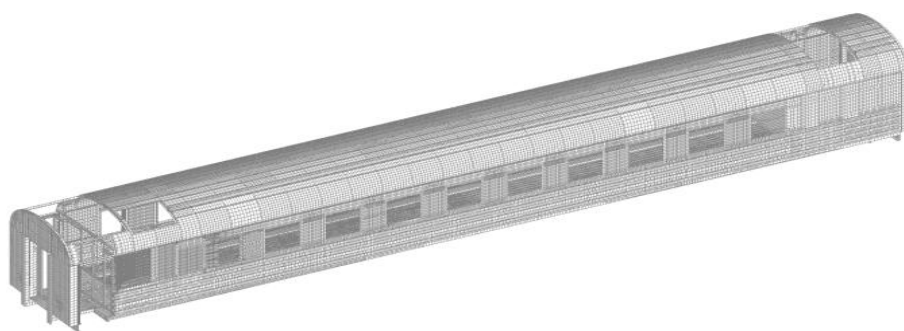


Рис. 1. Конечноэлементная модель металлоконструкции кузова пассажирского вагона

Fig.1. Finite element model of a metal structure of a passenger car body

Для верификации, созданной конечноэлементной модели были рассчитаны собственные частоты и формы колебаний с помощью программного комплекса. Полученные данные сравнивались с данными типовых испытаний по определению собственной частоты изгибных колебаний кузова при воздействии на него возмущающей силы от вибромашины. Испытания проводились Испытательным центром АО Научная организация «Тверской институт вагоностроения».

Во время испытаний было выявлено значение первой собственной частоты изгибных колебаний кузова в вертикальной плоскости, которое имеет значение равное 10,8 Гц.

Расчет собственных частот и форм колебаний смоделированного кузова был осуществлен с помощью решателя программного комплекса. Для определения собственных частот и форм колебаний необходимо решить уравнение движения, которое имеет специальную редуцированную форму [5]:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{P\}. \quad (1)$$

При отсутствии демпфирования и приложенной нагрузки уравнение движения в матричной форме преобразуется к виду:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = 0, \quad (2)$$

где $\{\ddot{u}\}$ – вектор ускорения; $\{\dot{u}\}$ – вектор перемещения; $[K]$ – матрица жесткости; $[M]$ – матрица масс. Решение этого уравнения сводится к гармоническим колебаниям с частотой ω :

$$\{u\} = \{\varphi\} \sin \omega t, \quad (3)$$

где $\{\varphi\}$ – собственный вектор или форма колебаний. Данное решение совместимо с уравнением собственных частот:

$$\det([K] - \omega^2 [M]) = 0, \quad (4)$$

где ω – собственная частота колебаний кузова. Корни этого уравнения – это собственные частоты колебаний кузова, равные количеству степеней свободы этой же системы. Если собственные частоты упорядочить, то образуется спектр собственных частот кузова.

Исходя из уравнения (4) можно вычислить собственные формы колебаний:

$$\{u\} = \sum \{\varphi_n\} \cdot q_n = [K]\{q\}, \quad (5)$$

где q_n – n -я обобщенная координата.

Для нахождения значений собственных частот и форм колебаний кузова рекомендуется использовать метод Ланцоша [5], который сочетает лучшие свойства итерационных методов и методов приведения.

Расчетное значение первой собственной частоты изгибных колебаний кузова в вертикальной плоскости при расчете конечноэлементной модели получилось равным 12,08 Гц, что говорит об адекватности созданной конечноэлементной модели, так как расхождение с данными при испытании составляет 11,85 %.

Для анализа динамической нагруженности кузова созданную конечноэлементную модель привели к четырем вариантам.

Первый вариант конечноэлементной модели представляет собой оболочечную структуру, которая была описана ранее. Основной особенностью является то, что масса кузова вместе с оборудованием и внутренним интерьером равномерно распределена по всем узлам конечноэлементной модели.

Результаты исследования

В программном комплексе «Универсальный механизм» [6] проводились анализ и оценка динамической нагруженности кузова. Расчет необходимых показателей осуществлялся с использованием пространственных гибридных динамических

Второй вариант конечноэлементной модели отличается от первого тем, что масса кузова равномерно распределяется по основным элементам несущей конструкции, таким как: рама, боковые и торцовые стены, крыша. На каждый элемент задается масса, соответствующая массе металлоконструкции и оборудования, размещаемого на нем.

В третьем варианте конечноэлементной модели масса кузова распределяется на каждый ответственный элемент металлоконструкции. Масса тяжеловесного оборудования (бак с водой, кондиционер, подвагонное оборудование) вводится объемными конечными элементами, присоединяемыми к модели в узлах, соответствующих точкам крепления данного оборудования в реальной конструкции.

Четвертый вариант конечноэлементной модели представляет собой кузов, в котором все тяжеловесное оборудование смоделировано аналогично третьему варианту. На раму кузова пластинчатыми элементами был смоделирован пол, расположенный на упругих стержневых звеньях (рис. 2). На полу поставлены межкупейные перегородки, смоделированные пластинами, диваны и полки, которые выполнены в виде объемных элементов (рис. 3).

моделей, выполненных на основе конечноэлементных схем, для каждого из четырех вариантов (рис. 4). Данная модель является совокупностью связанных упругих и абсолютно твердых тел, описывающих колебания вагона в пространстве.

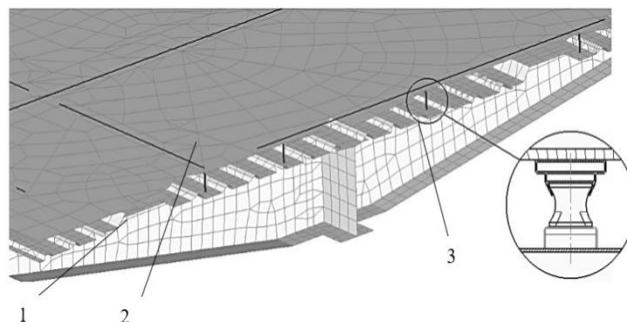


Рис. 2. Конечноэлементная модель рама кузова с полом на упругих элементах:
1 – рама конечноэлементной модели кузова с металлическим настилом пола;
2 – пол салона вагона; 3 – упругий элемент

Fig. 2. Finite element model of a body frame with a floor on elastic elements:
1 – frame of a finite element body model with a metal flooring;
2 – the floor of the car interior; 3 – elastic element

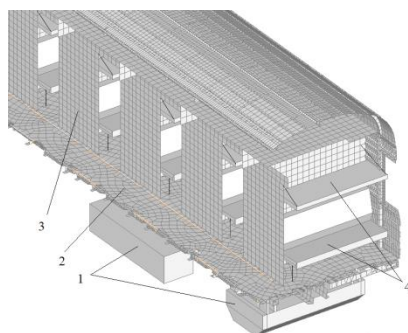


Рис. 3. Вариант конечноэлементной модели кузова вагона с элементами интерьера пассажирского салона:
 1 – тяжеловесное оборудование; 2 – пол на упругих элементах;
 3 – межкупейные перегородки; 4 – диваны и полки
*Fig. 3. A variant of the finite element model of the car body with interior elements of the passenger compartment:
 1 – heavy equipment; 2 – floor on elastic elements;
 3 – intercompartment partitions; 4 – sofas and shelves*

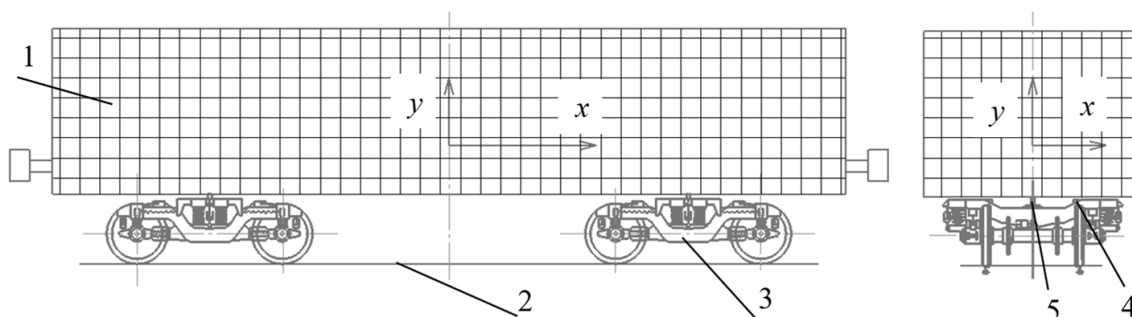


Рис. 4. Структурная схема гибридной динамической модели пассажирского вагона:
 1 – кузов; 2 – неровности рельсового пути; 3 – подсистема тележка;
 4 – силовой контактный элемент, моделирующий опирание кузова вагона на скользуны;
 5 – линейный силовой элемент, моделирующий ограничения горизонтальных перемещений кузова относительно надрессорного бруса в пятниковом узле
*Fig. 4. Block diagram of a hybrid dynamic model of a passenger car:
 1 – body; 2 – roughness of the rail track; 3 – trolley subsystem; 4 – power contact element, simulating the support of the car body on the side bearings; 5 – a linear force element that simulates the limitations of the horizontal movements of the body relative to the bolster in the center plate*

Динамическая нагруженность несущей конструкции кузова вагона исследуется на прямых и кривых участках пути. Данные участки соответствуют частям маршрута Москва – Санкт-Петербург. Диапазон скоростей на данных отрезках пути варьируется от 20 до 160 км/ч с интервалом 20 км/ч. Движение вагона моделировалось с учетом минимальных неровностей рельсовой колеи. В соответствии с РД 32.68-96 [7] указанные неровности формировались на основании функции спектральной плотности эквивалентной расчетной неровности в вертикальном и горизонтальном направлениях. Согласно [8] моделирование прохождения вагоном на рассматриваемой скорости кривых участков пути производится с минимально допустимым значением радиуса кривой.

Выбор рационального варианта конечноэлементной модели осуществлялся путем сравнения полученных результатов, зафиксированных в среднем сечении кузова на уровне пола, в частности спектральной плотности мощности вертикального ускорения (W) для различных частот колебаний (f) и скоростей движения (v). Графики зависимости спектральной плотности мощности от частоты колебаний при скоростях движения от 20 км/ч до 140 км/ч приведены на рис. 5.

В ходе сопоставления полученных расчетных данных с натурными ходовыми испытаниями было получено:

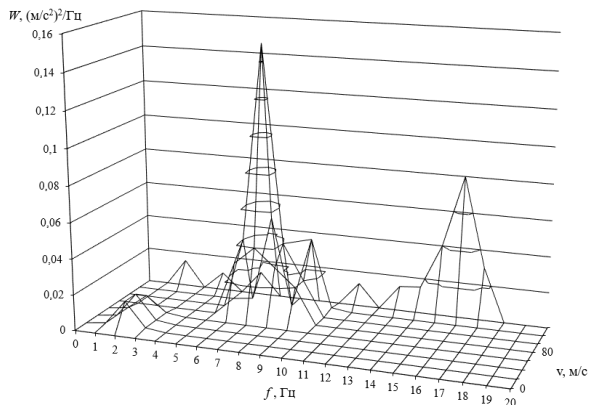
– первый вид конечноэлементной модели имеет различия приблизительно на 19...20 % по частотам и на 20...24 % по

значениям спектральной плотности мощности;

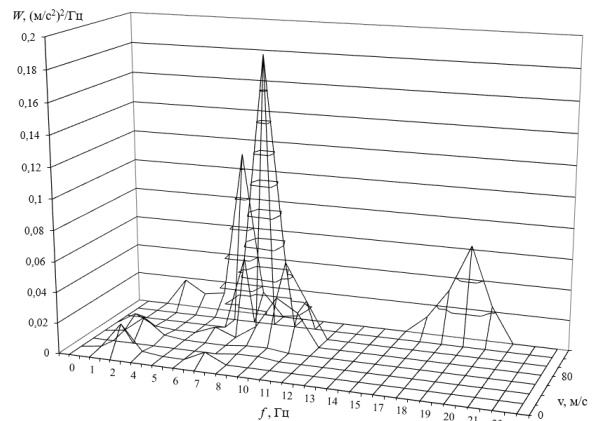
– второй вид конечноэлементной модели имеет различия приблизительно на 14...17 % и 17,5...21 %;

– третий вид конечноэлементной модели имеет различия приблизительно на 10...12 % и 12...16 %;

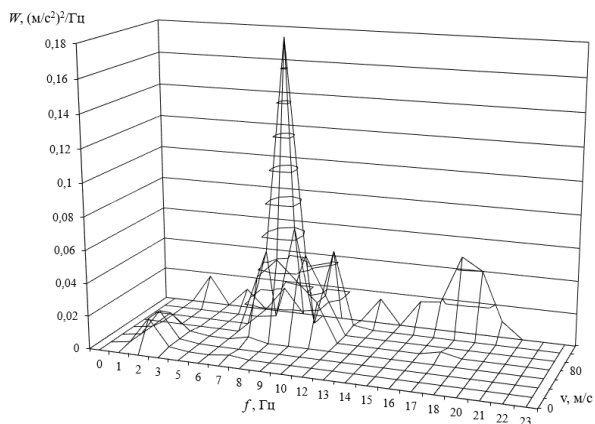
– четвертый вид конечноэлементной модели имеет различия приблизительно на 7...9 % и 9...11 %.



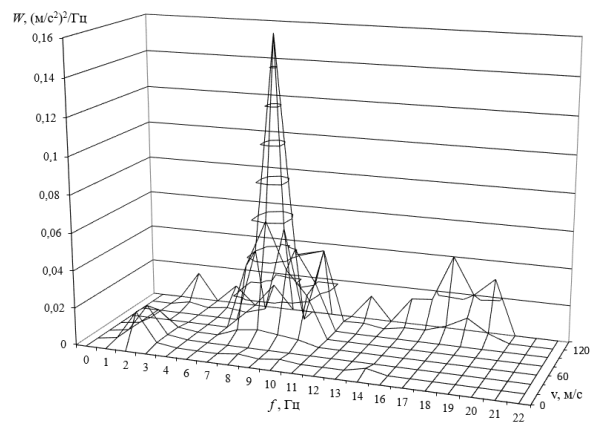
а)



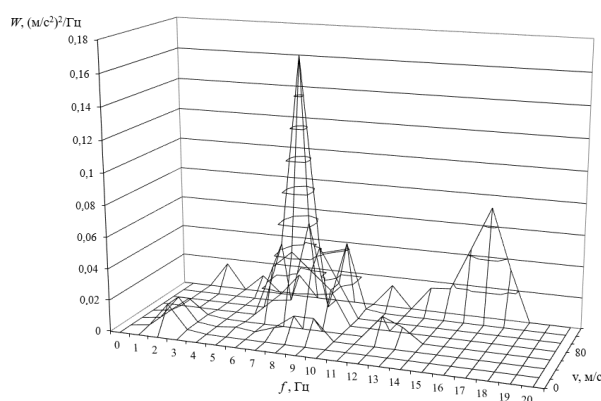
б)



в)



г)



д)

Рис. 5. Зависимости спектральной плотности мощности вертикального виброускорения от частоты колебаний кузова в среднем сечении на уровне пола:

а – экспериментальные значения; б – первый вариант конечноэлементной модели; в – второй вариант конечноэлементной модели; г – третий вариант конечноэлементной модели; д – четвертый вариант конечноэлементной модели

Fig. 5. Dependences of the power spectral density of vertical vibration acceleration on the body vibration frequency in the middle section at the floor level:

a – experimental values; b – the first version of the finite element model; c – the second version of the finite element model; d – the third version of the finite element model; e – the fourth version of the finite element model

Заклучение

Проведя анализ полученных данных, сделан вывод, что четвертый вариант конечноэлементной модели имеет результаты более приближенные к значениям, полученным при испытаниях. Это говорит о

том, что данный вид конечноэлементной модели более всего подходит для расчета жесткостных характеристик кузова пассажирского вагона.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Tawade S. (2022). Analysis of Natural Frequency of a Four-Wheeler Passenger Car by Combined Rectilinear and Angular Modes an Analytical Approach. 9. P. 319–324.
2. Sun W., Zhou J., Gong D., You T. Analysis of modal frequency optimization of railway vehicle car body. *Advances in Mechanical Engineering*. 2016; 8(4). doi:10.1177/1687814016643640
3. Sun, Wenjing & Zhou, Jinsong & Gong, Dao & You, Taiwen. (2016). Analysis of modal frequency optimization of railway vehicle car body. *Advances in Mechanical Engineering*. 8. 10.1177/1687814016643640.
4. Skachkov A. N., Samoshkin S. L., Korshunov S. D., Kobishchanov V. V., Antipin D. Ya. General principles of control method of passenger car bodies bending vibration parameters. To cite this article: A. N. Skachkov et al 2018 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 327 022005
5. Гончаров П.С. NX Advanced Simulation. Практическое пособие. М.: МДК Пресс, 2014. 112 с.
6. Погорелов Д.Ю. Введение в моделирование динамики систем тел: монография. Брянск: БГТУ, 1997. 156 с.

7. РД 32.68-96 «Расчетные неровности железнодорожного пути для использования при исследованиях и проектировании пассажирских и грузовых вагонов. М.: ВНИИЖТ, 1997. 20 с.
8. Изыскания и проектирование железных дорог: учебник для вузов ж-д. Транспорта / А.В. Горин, И.И. Кантор, А.П. Кондратченко, И.В. Турбин – 6-е изд., перераб. и доп. М.: Транспорт, 1979. Т. 1. 319 с.
9. Carlbom P. Carbody and Passengers in Rail Vehicle Dynamics: doctoral thesis. Stockholm, 2000. 107 p.
10. Takahiro T., Tadao T. Reduction of bending vibration in railway vehicle carbody using carbody–bogie dynamic interaction // Selected and Extended Papers from the 21st Symposium of the International Association for Vehicle System Dynamics / 21st Symposium of the International Association for Vehicle System Dynamics (IAVSD '09). Stockholm, Sweden, 2010. P. 467–487.
11. Dumitriu M. Ride comfort enhancement in railway vehicle by the reduction of the car body structural flexural vibration // MedTech International Conference – Modern Technologies in Industrial Engineering. Sibiu, Romania, 2017. P. 1–12.

REFERENCES

1. Tawade S. Analysis of natural frequency of a four-wheeler passenger car by combined rectilinear and angular modes an analytical approach. 2022;9:319–324.
2. Sun W, Zhou J, Gong D, You T. Analysis of modal frequency optimization of railway vehicle car body. *Advances in Mechanical Engineering*. 2016;8(4). doi:10.1177/1687814016643640
3. Sun, Wenjing & Zhou, Jinsong & Gong, Dao & You, Taiwen. Analysis of modal frequency optimization of railway vehicle car body. *Advances in Mechanical Engineering*. 2016;8:10.1177/1687814016643640.
4. Skachkov AN, Samoshkin SL, Korshunov SD, Kobishchanov VV, Antipin DYa. General principles of control method of passenger car bodies bending vibration parameters. *IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng*; 2018.
5. Goncharov PS. NX advanced simulation: practical guide. Moscow: MDK Press; 2014.
6. Pogorelov DYu. Introduction to modeling of dynamics of bodies systems: monograph. Bryansk: BSTU; 1997.

7. RD 32.68-96 Calculated irregularities of the railway track for use in study and design of passenger and freight cars. Moscow: VNIIZHT; 1997.
8. Gorinov AV, Kantor LI, Kondratchenko AP, Turbin IV. Study and design of railways: textbook for railway universities. 6th ed. Moscow: Transport; 1979.
9. Carlbom P. Carbody and passengers in rail vehicle dynamics [doctoral thesis]. Stockholm; 2000.
10. Takahiro T, Tadao T. Reduction of bending vibration in railway vehicle carbody using carbody–bogie dynamic interaction. Selected and Extended Papers from the 21st Symposium of the International Association for Vehicle System Dynamics / 21st Symposium of the International Association for Vehicle System Dynamics (IAVSD '09). Stockholm (Sweden); 2010.
11. Dumitriu M. Ride comfort enhancement in railway vehicle by the reduction of the car body structural flexural vibration. MedTech International Conference – Modern Technologies in Industrial Engineering. Sibiu (Romania); 2017.

Информация об авторах:

Антипин Дмитрий Яковлевич – к.т.н., доцент кафедры «Подвижной состав железных дорог», директор Учебно-научного института транспорта Брянского государственного технического университета, e-mail: adya24@rambler.ru.

Лукашова Елена Витальевна – ассистент кафедры «Трубопроводные транспортные системы»

Antipin Dmitry Yakovlevich – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Railway Rolling Stock, Director of the Educational and Scientific Institute of Transport at Bryansk State Technical University; e-mail: adya24@rambler.ru.

Lukashova Elena Vitalyevna – Assistant of the Department of Pipeline Transport Systems at Bryansk

Брянского государственного технического университета, e-mail: leno4kachepikova@gmail.com.

Болдырев Алексей Петрович – доктор технических наук, профессор, тел. 84832560466, Брянский государственный технический университет

Лозбинец Федор Юрьевич – доктор технических наук, профессор, тел. 84832560466, Брянский государственный технический университет.

State Technical University; e-mail: leno4kachepikova@gmail.com.

Boldyrev Aleksey Petrovich – Doctor of Technical Sciences, Professor of Bryansk State Technical University; phone: 84832560466.

Lozbinev Fyodor Yuryevich – Doctor of Technical Sciences, Professor of Bryansk State Technical University; phone: 84832560466.

Вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.

Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

The authors declare no conflicts of interests.

Статья опубликована в режиме Open Access.

Article published in Open Access mode.

Статья поступила в редакцию 14.02.2023; одобрена после рецензирования 20.03.2023; принята к публикации 27.03.2023. Рецензент – Волохов Г.М., доктор технических наук, заведующий отделением динамики и прочности подвижного состава и инфраструктуры Акционерного общества «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава, член редсовета журнала «Транспортное машиностроение».

The article was submitted to the editorial office on 14.02.2023; approved after review on 20.03.2023; accepted for publication on 27.03.2023. The reviewer is Volokhov G.M., Doctor of Technical Sciences, Head of the Department of Dynamics and Strength of Rolling Stock and Infrastructure of the Joint Stock Company "Research, Design and Technological Institute of Rolling Stock, member of the Editorial Council of the journal *Transport Engineering*.