

Транспортные системы Transport systems

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 629.4.027.51

doi: 10.30987/2782-5957-2023-3-37-44

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ КОЛЕСА ПОСЛЕ ТЕРМООБРАБОТКИ С ПРИМЕНЕНИЕМ ТЕОРИИ УПРУГОСТИ

Сергей Николаевич Коржин^{1✉}, Виктор Михайлович Меланин², Сергей Валерьевич
Беспалько³, Евгения Геннадьевна Комиссарова⁴

^{1,2,3,4} Российский университет транспорта, Москва, Россия

¹ korjin@miit.ru

² o.kir53@yandex.ru

³ besp-alco@yandex.ru, <https://orcid.org/0000-0002-6027-6039>

⁴ komissarova.jenka@mail.ru

Аннотация

Статья посвящена моделированию напряженно-деформированного состояния вагонного колеса в случае его термообработки. Методика расчета основана на применении метода конечных элементов с разработкой специализированной расчетной схемы. Конечные элементы приняты в виде колец треугольного сечения. Исходные уравнения использованы на основе теории упругости. Аппроксимация перемещений принята вдоль оси вращения и по радиусу - линейная, в окружном направлении - в виде тригонометрических рядов.

С применением предложенной методики были выполнены расчеты колеса с двумя вариантами упрочнения обода: в виде одной кольцевой полосы на поверхности катания и с применением двух дополнительных полос с промежуточной степенью упрочнения.

Разработанные средства расчетного моделирования могут использоваться при разработке методик и выборе параметров упрочнения колес.

Ключевые слова: колесо, вагон, упрочнение, метод, перемещение, аппроксимация, напряженно-деформированное состояние.

Ссылка для цитирования:

Коржин С.Н. Определение напряженно-деформированного состояния колеса после термообработки с применением теории упругости / С.Н. Коржин, В.М. Меланин, С.В. Беспалько, Е.Г. Комиссарова // Транспортное машиностроение. – 2023. - № 03. – С. 37 – 44. doi: 10.30987/2782-5957-2023-3-37-44.

Original article

Open Access Article

THE WHEEL STRESS-STRAIN ANALYSIS AFTER HEAT TREATMENT USING THE THEORY OF ELASTICITY

Sergey Nikolaevich Korzhin^{1✉}, Viktor Mikhailovich Melanin², Sergey Valerievich Bespalko³,
Evgeniya Gennadievna Komissarova⁴

^{1,2,3,4} Russian University of Transport, Moscow, Russia

¹ korjin@miit.ru

² o.kir53@yandex.ru

³ besp-alco@yandex.ru, <https://orcid.org/0000-0002-6027-6039>

⁴ komissarova.jenka@mail.ru

Abstract

The paper is devoted to modeling the stress-strain state of a car wheel in the case of its heat treat-

ment. The calculation technique is based on the application of the finite element method for a specialized

design diagram. The final elements have the form of rings of triangular cross-section. The initial equations are used on the basis of the theory of elasticity. The approximation of movements along the axis of rotation and along the radius is linear, in the circumferential direction it has the form of trigonometric series.

Using the proposed technique, calculations of a wheel with two variants of rim hardening are imple-

mented: as one annular strip on the rolling surface and with the use of two additional strips with an intermediate degree of hardening.

The developed means of modeling can be used to develop methods and to select wheel hardening parameters.

Keywords: wheel, car, hardening, method, movement, approximation, stress-strain state.

Reference for citing:

Korzhin S.N. The wheel stress-strain analysis after heat treatment using the theory of elasticity / S.N. Korzhin, V.M. Melanin, S.V. Bespalko, E.G. Komissarova // Transport Engineering. 2023; 3:37-44. doi: 10.30987/2782-5957-2023-3-37-44.

Постановка задачи и принятые допущения

Рассматривается вагонное колесо, имеющее упрочненную поверхность катания и находящееся под действием реакции со стороны рельса.

Цель разработки настоящей методики состоит в необходимости учета локального упрочнения (изменения механических характеристик) обода и варьирования схем подобного упрочнения.

В основу предлагаемой методики расчета положены метод конечных элементов (МКЭ) в форме метода перемещений [1, 2] и теория упругости [3-6]. В качестве конечного элемента принят трехузловой кольцевой элемент.

Для перемещений принята следующая аппроксимация: вдоль оси вращения и по радиусу – линейная, в окружном направлении – в виде тригонометрических рядов.

Исходные уравнения теории упругости

Исходные уравнения теории упругости связывают между собой параметры напряженно-деформированного состояния.

Для колеса примем общую цилиндрическую систему координат $Ox\beta r$. Ось Ox (продольные координаты) направлена вдоль оси вращения, ось $O\beta$ (угловые координаты) – по окружности, ось Or (радиальные координаты) совпадает с радиусом.

Применительно к оболочкам подобные уравнения использовались в работах [7-9].

Деформации зависят от перемещений при помощи дифференциальных зависимостей, называемых геометрическими

При расчете приняты следующие допущения:

- материал колеса является сплошным;
- конструкция полагается осесимметричной;
- реакция от рельса действует на колесо статически;
- колесо представляется как набор трехузловых кольцевых конечных элементов;
- механические характеристики в пределах каждого конечного элемента полагаются постоянными;
- для описания деформации колеса применим теорию упругости;
- упрочнение обода колеса учитывается при помощи локального изменения модуля упругости материала и допускаемых напряжений.

соотношениями, которые представим следующим образом:

$$\vec{\varepsilon} = [d]\vec{W}, \quad (1)$$

где $\vec{\varepsilon} = \{\varepsilon_1; \varepsilon_2; \varepsilon_3; \varepsilon_{12}; \varepsilon_{13}; \varepsilon_{23}\}$ – деформации; $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$ – деформации растяжения-сжатия в направлении осей, соответственно, $Ox, O\beta, Or$; $\varepsilon_{12}, \varepsilon_{13}, \varepsilon_{23}$ – деформации сдвига в плоскостях, соответственно, $Ox\beta, Oxr, O\beta r$; $\vec{W} = \{u; v; w\}$ – вектор перемещений; u, v, w – продольное (вдоль оси Ox), тангенциальное (вдоль оси $O\beta$) и радиальное (вдоль оси Or) перемещения соответственно;

$$[d] = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{r\partial\beta} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial r} \\ \frac{\partial}{r\partial\beta} & \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ \frac{\partial}{\partial r} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} \\ 0 & \frac{\partial}{\partial r} & \frac{\partial}{r\partial\beta} \end{bmatrix} - \text{матрица-оператор.}$$

Связь между напряжениями и деформациями выражается через физические соотношения, которые также запишем в матричной форме:

$$\vec{\sigma} = [B]\vec{\varepsilon}, \quad (2)$$

где $\vec{\sigma} = \{\sigma_1; \sigma_2; \sigma_3; \sigma_{12}; \sigma_{13}; \sigma_{23}\}$ – вектор напряжений; $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ – нормальные напряжения в направлении осей, соответственно, $Ox, O\beta, Or$; $\sigma_{12}, \sigma_{13}, \sigma_{23}$ – касательные напряжения в плоскостях, соответственно, $Ox\beta, Oxr, O\beta r$;

$$[B] = \begin{bmatrix} B + 2G & B & B & 0 & 0 & 0 \\ B & B + 2G & B & 0 & 0 & 0 \\ B & B & B + 2G & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & G & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & G & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & G \end{bmatrix} - \text{матрица}$$

жесткостных характеристик; $B = \frac{E\mu}{(1+\mu)(1-2\mu)}$; E – модуль упругости при растяжении-сжатии; μ – коэффициент Пуассона; $G = \frac{E}{2(1+\mu)}$ – модуль упругости при сдвиге.

Исходные уравнения должны быть дополнены заданием граничных условий, которые представим в виде заданных ну-

левых перемещений в направлениях внешних связей.

Применение принципа Лагранжа

Для расчета колеса применим вариационный принцип Лагранжа [5], при котором в качестве функционала принимается полная потенциальная энергия деформированного тела. Условие стационарности функционала (минимума потенциальной энергии) имеет вид:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \vec{W}} - \frac{\partial A}{\partial \vec{W}} = 0, \quad (3)$$

где $\Pi = \frac{1}{2} \iiint_{\Omega} \vec{\varepsilon}^T \vec{\sigma} r dx d\beta dr$ – потенциальная энергия деформации системы; Ω – объем исследуемой части колеса; $A = \iint_S \vec{q}^T \vec{W} ds$ – работа внешних сил над системой; \vec{W} – вектор перемещений; $\vec{q} = \{q_u; q_v; q_w\}$ – вектор интенсивностей внешних распределенных нагрузок; q_u, q_v, q_w – интенсивности составляющих

внешней нагрузки в направлении соответствующих перемещений; S – площадь двумерной зоны действия внешней нагрузки на поверхности колеса.

С учетом геометрических (1) и физических (2) соотношений потенциальная

Применение МКЭ

В соответствии с принятыми допущениями, конечные элементы выберем в виде колец треугольного сечения, узлами для каждого элемента будут окружности, образованные каждой вершиной треугольника [10-12].

Для каждого конечного элемента определяется потенциальная энергия и работа внешних сил. При этом учитываются функции формы перемещений (аппроксимация) в пределах элемента. Из вкладов от каждого конечного элемента составляется система уравнений для всей расчетной схемы.

При этом неизвестными являются узловые перемещения, которые представля-

ют собой коэффициенты разложения перемещений узлов в ряды Фурье.

Определим вклад в разрешающую систему уравнений от одного конечного элемента.

Введем аппроксимацию перемещений и представим в матричной форме:

$$\vec{W} = \sum_{m=1}^{\infty} [\Phi] \cdot \vec{w}, \quad (4)$$

где m – номер члена тригонометрического ряда перемещений (номер гармоники); $\vec{w} = \{u_1, v_1, w_1, u_2, v_2, w_2, u_3, v_3, w_3\}$ – вектор узловых перемещений элемента, соответствующих гармонике номер m ; индексы 1, 2, 3 – номера узлов конечного элемента;

$$[\Phi] = \begin{bmatrix} \Phi_1 \Psi_1 & 0 & 0 & \Phi_2 \Psi_1 & 0 & 0 & \Phi_3 \Psi_1 & 0 & 0 \\ 0 & \Phi_1 \Psi_2 & 0 & 0 & \Phi_2 \Psi_2 & 0 & 0 & \Phi_3 \Psi_2 & 0 \\ 0 & 0 & \Phi_1 \Psi_3 & 0 & 0 & \Phi_2 \Psi_3 & 0 & 0 & \Phi_3 \Psi_3 \end{bmatrix} \text{ – матрица функций форм}$$

мы перемещений; $\Psi_1 = \cos m\beta$; $\Psi_2 = \sin m\beta$; $\Psi_3 = \cos m\beta$;

$$\Phi_1 = \frac{1}{\Delta} [x_2 r_3 - x_3 r_2 + (r_2 - r_3)x + (x_3 - x_2)r]; \quad \Phi_2 = \frac{1}{\Delta} [x_3 r_1 - x_1 r_3 + (r_3 - r_1)x + (x_1 - x_3)r];$$

$$\Phi_3 = \frac{1}{\Delta} [x_1 r_2 - x_2 r_1 + (r_1 - r_2)x + (x_2 - x_1)r]; \quad \Delta = \begin{vmatrix} 1 & x_1 & r_1 \\ 1 & x_2 & r_2 \\ 1 & x_3 & r_3 \end{vmatrix} \text{ – удвоенная площадь треуголь-}$$

ного поперечного сечения.

Следует остановиться на некоторых особенностях гармоник разложения перемещений в ряды Фурье (4). Гармоники с номерами, начиная с $m = 2$, относятся к самоуравновешенному неосесимметричному состоянию. Основные выкладки будут приведены именно для этого случая.

Гармоника $m = 0$ относится к осесимметричному напряженно-деформированному состоянию. Осесимметричное состояние имеет некоторые особенности в случае, если внешняя нагрузка имеет плоскость симметрии, проходящую через

ось колеса. При осесимметричном состоянии учитывается постоянство всех параметров в окружном направлении, поэтому разрешающая система уравнений имеет меньший порядок. При этом во все зависимости следует подставлять номер гармоники $m = 0$.

Гармоника $m = 1$ соответствует состоянию тела как балки. Это состояние исследуется обычными методами сопротивления материалов и вносит незначительный вклад в НДС колеса.

Подставим принятую аппроксимацию перемещений (4) в выражение для потенциальной энергии деформации и работы внеш-

$$\Pi = \frac{1}{2} \iiint_{\Delta_i} \vec{w}^T ([d][\Phi])^T [B][d][\Phi] \vec{w} r dx d\beta d . \quad (5)$$

$$A = \iint_S \vec{q}^T [\Phi] \vec{w} ds . \quad (6)$$

Тогда в уравнении Лагранжа (3) вычисляется производная по вектору узловых перемещений

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \vec{w}} - \frac{\partial A}{\partial \vec{w}} = 0 . \quad (7)$$

Вклад от одного конечного элемента в систему уравнений равен:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \vec{w}} = [r] \vec{w}; \quad \frac{\partial A}{\partial \vec{w}} = \vec{p} ,$$

где $[r]$ – матрица жёсткости конечного элемента; \vec{p} – вектор внешних нагрузок конечного элемента.

$$[r] = \frac{1}{2} \iiint_{\Delta_i} ([d][\Phi])^T [B][d][\Phi] r dx d\beta d ; \quad (8)$$

$$\vec{p} = \iint_S \vec{q}^T [\Phi] ds . \quad (9)$$

При интегрировании по окружной координате вследствие постоянной жёсткости колеса по окружности (допущение 2) имеет место ортогональность тригонометрических функций, поэтому система распадается по отдельным гармоникам m . Для каждой гармоники матрица жесткости является симметричной относительно главной диагонали. Порядок матрицы в случае неосесимметричных внешних воздействий равен девятыи, а при осесимметричных –

ших сил. Тогда для одной гармоники перемещений m имеем:

шести (исключаются строки и столбцы, соответствующие окружному перемещению v).

При нахождении вектора внешних нагрузок (9) будем полагать, что внешняя нагрузка равномерно распределена по всей наружной стороне элемента (обращенной в сторону рельса). По окружности нагрузка также равномерно распределяется по площадке, задаваемой через угловые координаты ее начала и конца.

Система уравнений для конструкции колеса в целом составляется с учетом матриц жесткости и векторов внешних нагрузок каждого элемента:

$$[r] \vec{w} = \vec{p} , \quad (10)$$

где $[r]$ – матрица жесткости колеса; \vec{p} – вектор внешних нагрузок колеса; $\vec{w} = \{ u_1, v_1, w_1, u_2, v_2, w_2, \dots, u_i, v_i, w_i, \dots, u_n, v_n, w_n \}$ – вектор узловых перемещений колеса; i – номер узла; n – общее количество узлов.

Система уравнений (10) разрешается относительно вектора узловых перемещений конструкции отдельно для каждой гармоники с последующим вычислением всех необходимых параметров путем суммирования по всем гармоникам.

Результаты расчетов

С применением изложенной методики были выполнены расчеты колеса с двумя вариантами упрочнения обода (см. рис. 1, 2).

Первый вариант (базовый, сплошная линия) имел упрочнение в виде кольцевой полосы на поверхности катания. Второй вариант (опытный, штриховая линия) имел помимо основной полосы упрочнения две дополнительные полосы, примыкающие к основной и характеризующиеся промежуточной степенью упрочнения.

Расчеты производились на действие равномерно распределенной радиальной реакции рельса 0,123 МН по площадке: вдоль оси колеса – 20 мм; в окружном направлении: 8,3 мм.

Максимальные нормальные напряжения возникают у поверхности катания обода вблизи середины зоны приложения реакции рельса. При удалении от этой зоны как вдоль поверхности катания, так и в глубину обода уровень напряжений снижается.

жается. Причем в базовом варианте напряжения убывают более круто.

Максимальные нормальные напряжения сжимающие. Основной вклад в напряжения наиболее нагруженной области вносят внутренние сжимающие усилия, изгибающие же моменты практически не оказывают влияния.

Сопоставление результатов расчета по базовому и опытному вариантам пока-

зало, что применение промежуточного упрочнения поверхности катания (опытный вариант) позволяет снизить уровень максимальных напряжений. Подобное снижение распространяется и вглубь обода. При этом происходит перераспределение напряжений вдоль поверхности катания.

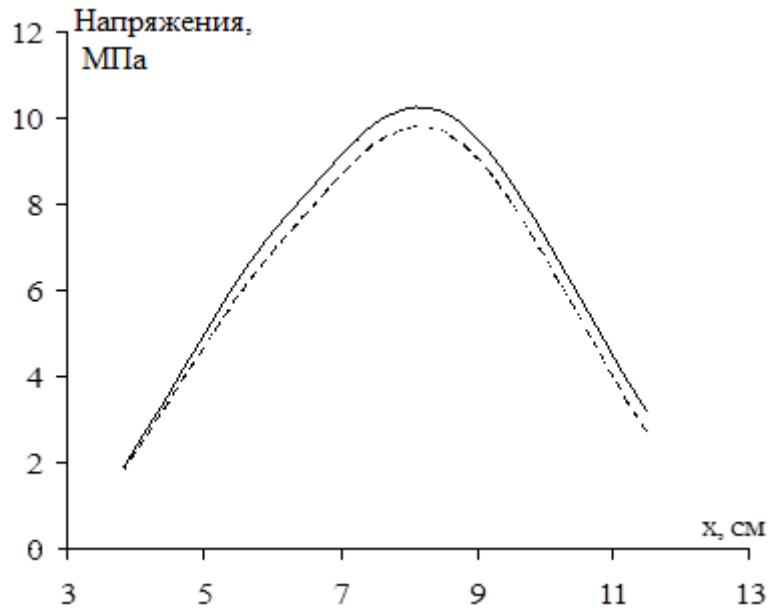


Рис. 1 Эпюра напряжений в ободе у поверхности катания вдоль оси х
Fig. 1 Diagram of stresses in the rim near the tread along the x axis

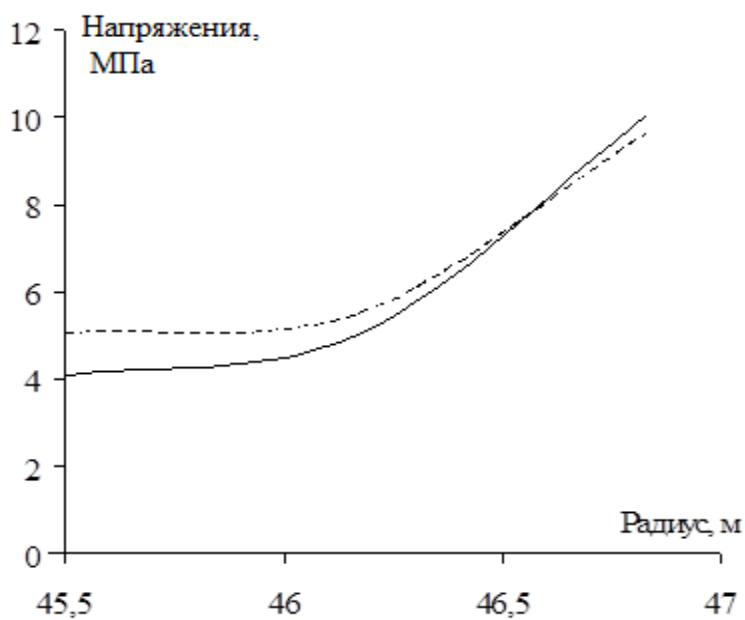


Рис. 2 Эпюра напряжений в ободе вдоль радиуса колеса
Fig. 2 Diagram of stresses in the rim along the radius of the wheel

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Бате, К. Численные методы анализа и метод конечных элементов / К. Бате, Е. Вилсон. - М.: Стройиздат, 1982. - 448 с.
2. Зенкевич, О. Конечные элементы и аппроксимация / О. Зенкевич, К. Морган. - М.: Мир, 1986. - 318 с.
3. Тимошенко, С.П. Курс теории упругости / С.П. Тимошенко. - Киев: «Наукова думка», 1972. - 507 с.
4. Ландау, Л.Д. Теоретическая физика. В 10-ти т. Т. VII. Теория упругости: Учебное пособие / Л.Д. Ландау, Е.М. Лифшиц. – М.: Наука. Глав. ред. физ.-мат. литературы, 1987. - 248 с.
5. Справочник по теории упругости (для инженеров-строителей). Под ред. Варвака П.М. и Рябовой А.Ф. - Киев: «Будівельник», 1971. - 418 с.
6. Демидов, С.П. Теория упругости: учебник для вузов / С.П. Демидов. - М.: Высшая школа, 1979. - 432 с.
7. Lopatin A. V., Morozov E. V. Approximate buckling analysis of the CCFF orthotropic plates subjected to in-plane loading // International Journal of Mechanical Sciences. 2015. 85. Pp. 38–44.
8. Oniya M., Rowland-Lato E. O., Ike Ch. Ch. Galerkin — Vlasov Variational Method for the Elastic Buckling Analysis of SSCF and SSSS Rectangular Plates // International Journal of Engineering Research and Technology. 2020. Vol. 13. No. 6. Pp. 1137–1146. ISSN 0974–3154.
9. Grigoriev P. S., Ibodulloev Sh. R., Poyonov V. B. An approach for estimating critical temperatures of buckling of shallow cylindrical shell. (2019) <https://uzjournals.edu.uz/bstu/vol2019/iss2/9>.
10. Zulkifli, M & Basaruddin, Khairul & Abdul Rahim, Yuzairi & Afendi, Mohd & Panerselvan, Gurubaran & Ibrahim, Ishak. (2018). Three Dimensional Finite Element Analysis on Railway Rail. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 429. 012010. 10.1088/1757-899X/429/1/012010.
11. Zulkifli, M & Basaruddin, Khairul & Afendi, Mohd & Tan, Wei & Meng, Cheng. (2018). Finite Element Simulation on Railway Wheels under Various Loading. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 429. 012002. 10.1088/1757-899X/429/1/012002.
12. Ramanan, L., R. Krishna Kumar, and R. Sriraman. “Thermo-Mechanical Finite Element Analysis of a Rail Wheel.” International Journal of Mechanical Sciences 41, no. 4-5 (1999): 487–505. doi:10.1016/S0020-7403(98)00078-2.

REFERENCES

1. Bate K, Wilson E. Numerical methods of analysis and the finite element method. Moscow: Stroyizdat; 1982.
2. Zenkevich O, Morgan K. Finite elements and approximation. Moscow: Mir; 1986.
3. Timoshenko SP. Course of elasticity theory. Kiev: Naukova Dumka; 1972.
4. Landau LD, Lifshits EM. Theoretical physics. Theory of elasticity: textbook. Moscow: Nauka; 1987.
5. Varvaka PM, Ryabova AF, editors. Handbook of elasticity theory (for civil engineers). Kiev: Budivelnik; 1971.
6. Demidov S.P. Theory of elasticity: textbook for universities. Moscow: Vissshaya Shkola; 1979.
7. Lopatin AV, Morozov EV. Approximate analysis of deformation of orthotropic MFIC plates subjected to loading in the plane. International Journal of Mechanical Sciences. 2015;85:38-44.
8. Oniya M, Rowland-Lato EO, Ike Ch. Ch. The Galerkin—Vlasov variational method for the analysis of elastic deformation of rectangular plates SSCF and SSSSS. International Journal of Engineering Research and Technology. 2020;13(6):1137-1146.
9. Grigoriev PS, Ibodulloev SR, Poyanov VB. An approach to the assessment of critical temperatures of shallow loss of stability of a cylindrical shell [Internet]. Available from:uzjournals.edu.uz/bstu/vol2019/iss2/9 .
10. Zulkifli M, Basaruddin, Khairul and Abdul Rahim, Yuzairi and Afendi, Mohd and Panerselvan, Gurubaran and Ibrahim, Ishaq. Three-dimensional finite element analysis on a railway rail. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2018;429:012010. 10.1088/1757-899X/429/1/012010
11. Zulkifli M, Basaruddin, Khairul and Afendi, Mohd and Tan, Wei and Meng, Cheng. Modeling of finite elements on railway wheels at different loads. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2018;429:012002. 10.1088/1757-899X/429/1/012002 .
12. Ramanan LR, Krishna Kumar and R. Sriraman. Thermomechanical finite element analysis of a rail wheel. International Journal of Mechanical Sciences 1999;41(4-5):487-505. Dpi: 10.1016/S0020-7403(98)00078-2.

Информация об авторах:

Коржин Сергей Николаевич, к.т.н., доцент кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство» Российского университета транспорта, e-mail: korjin@miit.ru.
Меланин Виктор Михайлович, к.т.н., доцент кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство» Российского

университета транспорта, e-mail: o.kir53@yandex.ru.

Беспалько Сергей Валерьевич, д.т.н., профессор кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство» Россий-

ского университета транспорта, e-mail: besp-alco@yandex.ru,, orcid: 0000-0002-6027-6039.

Комиссарова Евгения Геннадьевна, аспирант кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство» Россий-

Korzhin Sergey Nikolaevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Cars and Car Facilities at Russian University of Transport, e-mail: korjin@miit.ru .

Melanin Viktor Mikhailovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Cars and Car Facilities at the Russian University of Transport, e-mail: o.kir53@yandex.ru .

ского университета транспорта, e-mail: komis-sarova.jenka@mail.ru.

Bespalko Sergey Valeryevich, Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Cars and Car Facilities at the Russian University of Transport, e-mail: besp-alco@yandex.ru , orcid: 0000-0002-6027-6039.

Komissarova Evgeniya Gennadievna, Postgraduate Student of the Department of Cars and Car Facilities at the Russian University of Transport, e-mail: komis-sarova.jenka@mail.ru.

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 23.01.2023; одобрена после рецензирования 09.02.2023; принята к публикации 27.02.2023. Рецензент – Антипин Д.Я., кандидат технических наук, доцент кафедры «Подвижной состав железных дорог», директор учебно-научного института транспорта Брянского государственного технического университета, член редсовета журнала «Транспортное машиностроение».

The article was submitted to the editorial office on 23.01.2023; approved after review on 09.02.2023; accepted for publication on 27.02.2023. The reviewer is Antipin D.Ya., 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, member of the Editorial Council of the journal *Transport Engineering*.