

Транспортные системы Transport systems

Научная статья

Статья в открытом доступе

УДК 629.4.027.4

doi: 10.30987/2782-5957-2025-4-30-38

ОЦЕНКА ДОПУСТИМОСТИ ВВОДА В ЭКСПЛУАТАЦИЮ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ КОЛЕС С ПОНИЖЕННЫМ ДИАМЕТРОМ

Павел Михайлович Афанаськов^{1✉}, Виктор Владимирович Комиссаров², Никита Владимирович Комаровский³, Елена Михайловна Акулова⁴, Светлана Игоревна Прач⁵

^{1,2,3}Белорусский государственный университет транспорта, Гомель, Республика Беларусь

^{4,5}Гомельский государственный технический университет им. П. О. Сухого, Гомель, Республика Беларусь

¹pavel.afanaskou@gmail.com

²icbelgut@gmail.com

³nikgenat67@gmail.com

⁴aem_aan@gstu.by

⁵peace@gstu.by

Аннотация

В данной работе рассмотрены вопросы эксплуатации цельнокатаных железнодорожных колес электровозов БКГ с пониженным диаметром обода. Железнодорожные колеса играют ключевую роль в обеспечении надежности и безопасности движения поездов, что обуславливает необходимость их оценки на статическую и усталостную прочность. Разработана процедура анализа возможности эксплуатации колес с уменьшенным диаметром. Методика включает изучение технической документации, анализ нагрузок, моделирование условий эксплуатации, оценку статической прочности и сопротивления усталости, а также проведение стендовых и полигонных испытаний. Проведен анализ нагруженности колеса в эксплуатации, установлены предельные нагрузки,

возникающие в зоне контакта с рельсом. Для исследования напряженно-деформированного состояния применялось конечно-элементное моделирование в среде *SolidWorks*. Результаты расчетов показали, что минимальный коэффициент запаса статической прочности для колеса диаметром 1135 мм составляет 1,56, а минимальный коэффициент запаса усталостной прочности – 1,302. На основании исследований сделан вывод о безопасной эксплуатации колес до диаметра 1142 мм. Дополнительные испытания могут позволить снизить предельный диаметр до 1135 мм при соблюдении условий надежности.

Ключевые слова: колесо, моделирование, прочность, усталостная прочность.

Ссылка для цитирования:

Афанаськов П.М. Оценка допустимости ввода в эксплуатацию железнодорожных колес с пониженным диаметром / П.М. Афанаськов, В.В. Комиссаров, Н.В. Комаровский, Е.М. Акулова, С.И. Прач // Транспортное машиностроение. – 2025. - № 4. – С. 30-38. doi: 10.30987/2782-5957-2025-4-30-38.

Original article

Open Access Article

ASSESSMENT OF ACCEPTABILITY TO PUT INTO OPERATION RAILWAY WHEELS WITH A REDUCED DIAMETER

Pavel Mikhailovich Afanaskov^{1✉}, Viktor Vladimirovich Komissarov², Nikita Vladimirovich Komarovskiy³, Elena Mikhailovna Akulova⁴, Svetlana Igorevna Prach⁵

^{1,2,3}Belarusian State University of Transport, Gomel, Republic of Belarus

^{4,5}Sukhoi State Technical University of Gomel, Gomel, Republic of Belarus

¹pavel.afanaskou@gmail.com

²icbelgut@gmail.com

³nikgenat67@gmail.com

⁴aem_aan@gstu.by

⁵peace@gstu.by

Abstract

This paper discusses the issues of operating all-rolled railway wheels of electric locomotives with a reduced rim diameter. Railway wheels play a key role in ensuring the reliability and safety of train operation, which makes it necessary to assess them for static and fatigue strength. A procedure is developed to analyze the possibility of using wheels with a reduced diameter. The technique includes the study of technical documentation, load analysis, simulation of operating conditions, assessment of static strength and fatigue resistance, as well as conducting bench and field tests. The wheel load in operation is analyzed, and the maximum loads occurring in the contact zone with the rail

are found out. To study the stress-strain state, finite element modeling was used in *SolidWorks* environment. The calculation results show that the minimum static strength reserve coefficient for a wheel with a diameter of 1135 mm is 1.56, and the minimum fatigue strength reserve coefficient is 1.302. Based on the research, it is concluded that the wheels can be operated safely up to a diameter of 1142 mm. Additional tests may make it possible to reduce the maximum diameter to 1135 mm if the reliability conditions are met.

Keywords: wheel, modeling, strength, fatigue strength.

Reference for citing:

Afanaskov PM, Komissarov VV, Komarovskiy NV, Akulova EM, Prach SI. Assessment of acceptability to put into operation railway wheels with a reduced diameter. *Transport Engineering*. 2025;4:30-38. doi: 10.30987/2782-5957-2025-4-30-38.

Введение

Железнодорожные колеса являются ключевым элементом железнодорожного транспорта. Они применяются в колесных парах тележек грузовых и пассажирских вагонов, локомотивов различных типов, электровозов, а также в моторных и немоторных колесных парах электропоездов, дизель-поездов и специализированного подвижного состава. Производство колес осуществляется из цельных металлических заготовок методом прокатки иковки, с использованием высокопрочной углеродистой или легированной стали, обладающей высокой износостойкостью [1].

Колесо состоит из обода, диска и ступицы, которые интегрированы в единое целое. Благодаря высокой прочности и устойчивости к механическим нагруз-

кам, железнодорожные колеса отличаются долгим сроком службы. Высокая прочность колес играет ключевую роль в обеспечении безопасного и эффективного движения поездов, а также в снижении эксплуатационных расходов благодаря своей надежности и долговечности [2, 3].

Рассматриваемые железнодорожные колеса предназначены для электровозов БКГ (Белорусско-китайский грузовой) и рассчитаны на эксплуатацию с конструкционной скоростью 120 км/ч. Номинальная статическая нагрузка от колесной пары на рельсы составляет 245,4 кН. Диаметр нового колеса по кругу катания составляет 1254 мм, а предельно изношенного – 1150 мм. Для изготовления используется сталь марки 2 [4].

Процедура оценки цельнокатаного колеса с пониженным диаметром обода

Предлагаемый подход оценки возможности ввода в эксплуатацию колес колесных пар электровоза БКГ с пониженным диаметром обода включает следующие этапы:

1. Изучение технической документации, условий и опыта эксплуатации.
2. Анализ нагрузок, возникающих в эксплуатации, разработка компьютерных моделей и моделирование условий эксплуатации.

3. Оценка статической прочности колеса с учетом постепенного уменьшения диаметра колеса.

4. Оценка сопротивления усталости колеса с учетом постепенного уменьшения диаметра колеса.

5. Проведение стендовых испытаний цельнокатаного колеса на усталость.

6. Проведение полигонных испытаний.

7. Принятие решения о допуске или не допуске в эксплуатацию на основании проведенной серии испытаний.

Анализ нагруженности в эксплуатации и оценка статической прочности

Испытательным центром железнодорожного транспорта Белорусского государственного университета транспорта была выполнена оценка воздействия электровоза БКГ на путь. Анализ полученных данных в ходе испытаний позволил установить максимальные усилия, возникающие в зоне взаимодействия колеса с рельсом. Максимальная вертикальная сила возникает при движении электровоза БКГ в кривой, радиусом 610 м при скорости 40 км/ч и составляет 186,2 кН. Максимальная боковая (горизонтальная) сила равна 92,5 кН и возникает при движении в кривой, радиусом 610 м при скорости 5 км/ч. При движении по стрелочным переводам максимальные величины являются следующими: вертикальная сила – 189,1 кН, горизонтальная сила – 89,1 кН. Двигаясь по пря-

мому участку пути, максимальная вертикальная сила достигает значения 168,5 кН. Представленные значения сил являются характерными для рассматриваемого подвижного состава, а их значения принято использовать в дальнейших расчетах и моделировании.

Анализ напряженно-деформированного состояния проводился с использованием программного пакета и построенной пространственной конечно-элементной модели железнодорожного колеса в среде *SolidWorks*. Расчетная пространственная конечно-элементная модель колеса приведена на рис. 1. Разработанная модель позволяет учитывать разную степень износа железнодорожного колеса и допускает возможность приложения различных сочетаний нагрузок.



Рис. 1. Модель железнодорожного колеса с диаметром обода 1142 мм

Fig. 1. Model of a railway wheel with a rim diameter of 1142 mm

Процесс создания конечно-элементной модели железнодорожного колеса предполагает анализ влияния размеров конечных элементов и их количества на точность вычислений. Сходимость результатов определяется таким шагом, при котором при последовательном уменьшении размера элементов максимальное эквивалентное напряжение по Мизесу изменяется не более чем на 3,5 МПа. В соответствии с принципом Сен-Венана, длина фрагмента оси в обе стороны принимается равной ее диаметру [5].

Установлено, что оптимальной является сетка с величиной ребра в диапазоне

0,15...4,0 мм. Модель изношенного железнодорожного колеса с диаметром обода 1140 мм состоит из 3452284 элементов и 4860081 узлов (рис. 2).

Рассмотрено одновременное действие на полномерное цельнокатаное колесо нагружающих факторов согласно схемам нагружения, приведенным на рис. 3.

При анализе напряженно-деформированного состояния цельнокатаного колеса были приняты максимальные вертикальные и боковые силы, установленные экспериментальным путем. Граничные условия приняты в соответствии со схемой, представленной в [6].



Рис. 2. Пример области железнодорожного колеса с построенной сеткой (диаметр 1140 мм)
 Fig. 2. Example of a railway wheel region with a generated mesh (diameter 1140 mm)

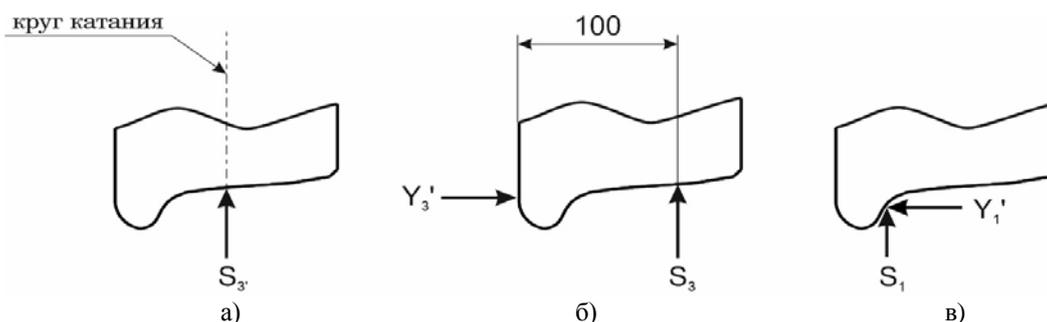


Рис. 3. Схема приложения внешних механических сил на набегающее цельнокатаное колесо: а – движение по прямому участку пути; б – прохождение по стрелочному переводу; в – движение в кривой
 Fig. 3. Diagram of the application of external mechanical forces on a rolling railway wheel: movement on a straight track segment (a); passage through a railway switch (b); movement through a curve (c)

Статическая прочность цельнокатаного колеса согласно [7] оценивается по формуле:

$$n_k = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max}^3} \geq [n_k], \quad (1)$$

где σ_T – предел текучести материала цельнокатаного колеса, для стали марки 2 по [1 и 2] $\sigma_T = 400$ МПа; σ_{\max}^3 – максимальные суммарные эквивалентные напряжения, реализуемые при эксплуатации цельнокатаного колеса; $[n_k]$ – допускаемый коэффициент запаса статической прочности диска цельнокатаного колеса от 1,0 до 1,2 согласно [7].

Расчет выполнен в соответствии с режимами нагружения, характерными для движения цельнокатаного колеса по стрелочному переводу, в кривой и на прямом участке пути. На рис. 4 представлено распределение эквивалентных напряжений в диске цельнокатаного колеса при описанных

выше режимах нагружения, для цельнокатаного колеса с диаметром обода 1135 мм.

На рис. 5 приведены обобщенные результаты распределения эквивалентных напряжений в ободе цельнокатаного колеса с износом 1150 мм, 1146 мм, 1142 мм и 1135 мм по внешней стороне колеса при прохождении стрелочного перевода. В ходе анализа полученных данных установлено, что максимальные эквивалентные напряжения по величине составляют 202,1 МПа (для диаметра 1150 мм), 211,5 МПа (для диаметра 1146 мм), 228,2 МПа (для диаметра 1142 мм) и 257,0 МПа (для диаметра 1135 мм). Таким образом, минимальный коэффициент запаса статической прочности для диаметра колеса 1150 мм будет – 1,98, для диаметра 1146 мм – 1,89, для диаметра 1142 мм – 1,75 и для диаметра 1135 мм – 1,56 при минимально допустимом значении 1,0.

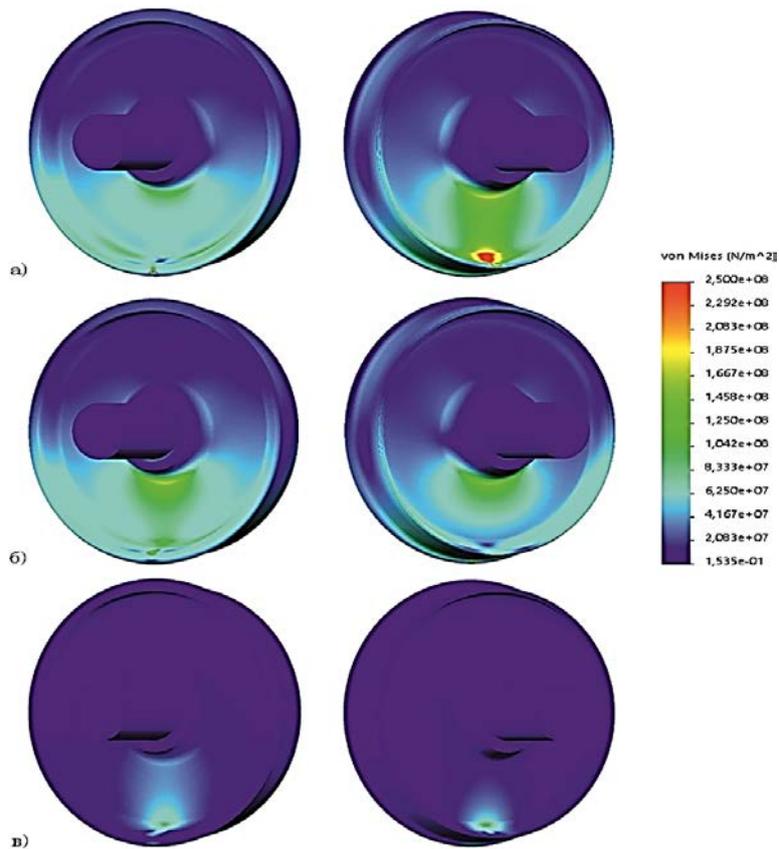


Рис. 4. Распределение эквивалентных напряжений (МПа) в диске цельнокатаного колеса диаметром 1135 мм: а – прохождение стрелочного перевода; б – движение в кривой; в – движение по прямому участку пути
 Fig. 4. Distribution of equivalent stresses (MPa) in the disc of a railway wheel with a diameter of 1135 mm: during passage through a railway switch (a); during movement through a curve (b); during movement on a straight track segment (c)

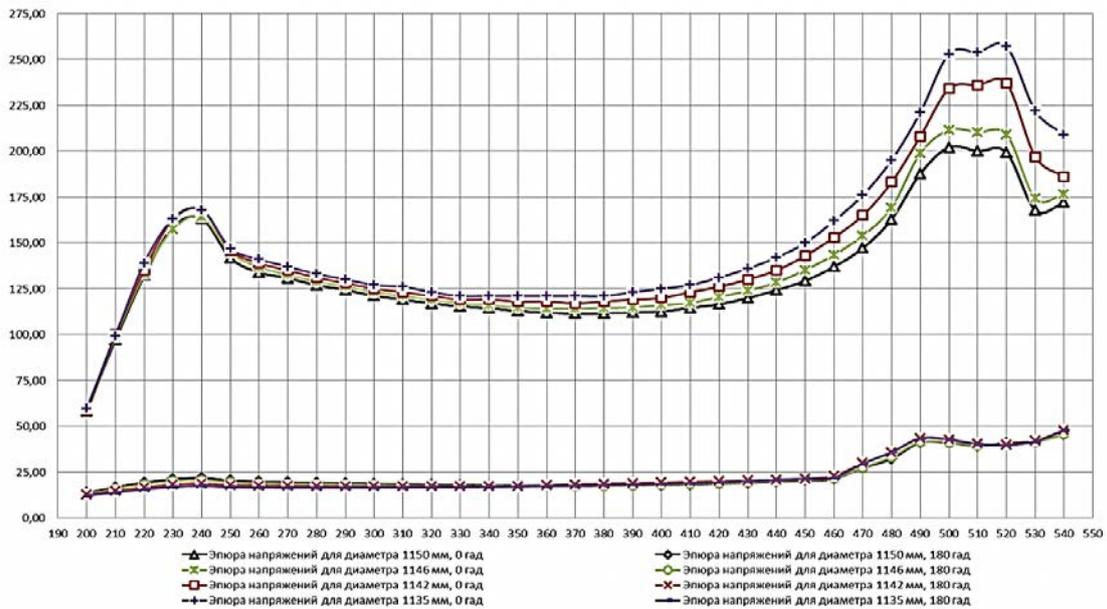


Рис. 5. Эпюры распределения эквивалентных напряжений (МПа – ось OY) по внешней стороне диска цельнокатаного колеса (мм – ось OX) с разными диаметрами обода
 Fig. 5. Diagrams of the distribution of equivalent stresses (MPa – Y-axis) along the outer side of the disc of a railway wheel (mm – X-axis) with different rim diameters

Оценка сопротивления усталости

Коэффициент запаса сопротивления усталости цельнокатаного колеса оценивается по формуле [7, 8]:

$$n_{\text{ук}} = \frac{\sigma_{\text{ад}} k_2}{\sigma_{\text{ai}} k_1} \geq [n_{\text{ук}}], \quad (2)$$

где $\sigma_{\text{ад}}$ – предел выносливости цельнокатаного колеса, полученный по результатам его стендовых испытаний при асимметричном цикле нагружения (с учётом действия монтажных и остаточных напряжений $\sigma_{\text{ад}} = 150$ МПа в соответствии с [9, 10]); σ_{ai} – наибольшее значение амплитуды напряжений от динамических нагрузок в выбранной точке цельнокатаного колеса; k_2 – коэффициент, учитывающий зависимость сопротивления усталости от значения суммарного среднего напряжения цикла σ_{m2} при эксплуатации; k_1 – коэффициент, учитывающий зависимость сопротивления усталости от значения суммарного среднего напряжения цикла σ_{m1} при стендовых испытаниях (принят равным 0,895 в соответствии с [6]); $n_{\text{ук}}$ – коэффициент запаса сопротивления усталости цельнокатаного колеса; $[n_{\text{ук}}]$ – допускаемый коэффициент запаса сопротивления усталости цельнокатаного колеса, $[n_{\text{ук}}] = 0,7$ в соответствии с [6].

Коэффициенты k_1 и k_2 определяются по формуле

$$k_{1,2} = 1,0 - 0,42 \left(\frac{\sigma_{mi}}{\sigma_T} \right), \quad (3)$$

где σ_{mi} – суммарное среднее напряжение цикла (монтажное, остаточное и эксплуатационное); σ_T – предел текучести материала цельнокатаного колеса, для стали марки 2.

Амплитуду интенсивности эксплуатационных напряжений σ_{ai} определяют, как полуразность интенсивностей при положении расчетного сечения цельнокатаного колеса относительно точки контакта с рельсом в процессе вращения под углами 0° и 180° , т.е. за оборот цельнокатаного колеса.

$$\sigma_{\text{ai}} = \frac{\sigma_{i(0^\circ)} - \sigma_{i(180^\circ)}}{2} \quad (4)$$

При этом средние интенсивности напряжений равны:

$$\sigma_{mi} = \frac{\sigma_{i(0^\circ)} + \sigma_{i(180^\circ)}}{2}. \quad (5)$$

Величина допускаемого коэффициента запаса сопротивления усталости цельнокатаного колеса, в соответствии с [6], принимается равной:

- не менее 1,7 при наличии результатов предварительных расчетов на прочность;

- не менее 1,5 при наличии результатов расчетов на прочность с учетом проведенных стендовых испытаний цельнокатаных колес на усталость;

- не менее 1,3 при наличии результатов расчетов на прочность с учетом проведенных стендовых испытаний на усталость цельнокатаных колес и результатов полигонных испытаний.

В соответствии с (4, 5) произведен расчет амплитуды и средних напряжений, распределенных по контуру цельнокатаного колеса (с внешней и внутренней сторон).

Из анализа напряженно-деформированного состояния цельнокатаного колеса установлены наиболее нагруженные зоны с максимальным размахом напряжений при положении 0° и 180° . Для этих зон был выполнен расчет средних и амплитудных значений напряжений, а также поправочных коэффициентов. На рис. 6 наглядно продемонстрировано распределение (по высоте) коэффициента запаса усталостной прочности в наиболее опасной зоне диска цельнокатаного колеса при моделировании прохождения им стрелочного перевода.

В дальнейшем будут проведены стендовые испытания на усталость, радиальным циклическим нагружением колеса диаметром 1140 мм. Испытания заключаются в определении отсутствия разрушения (образования трещин) в колесе с осевой нагрузкой до 245,0 кН с конструкционной скоростью до 200 км/ч при испытаниях с радиальным циклическим нагружением и коэффициентом асимметрии 0,1 (параметры цикла нагружения: $P_{\text{max}} = 450$ кН, $P_{\text{min}} = 45$ кН, частота нагружения образца 7 Гц) на базе пяти миллионов циклов согласно [4]. Та-

кая схема испытаний, наиболее полно обеспечит нагружение зоны колеса, в которой, в соответствии с результатами рас-

чета, получен минимальный коэффициент запаса сопротивления усталости.

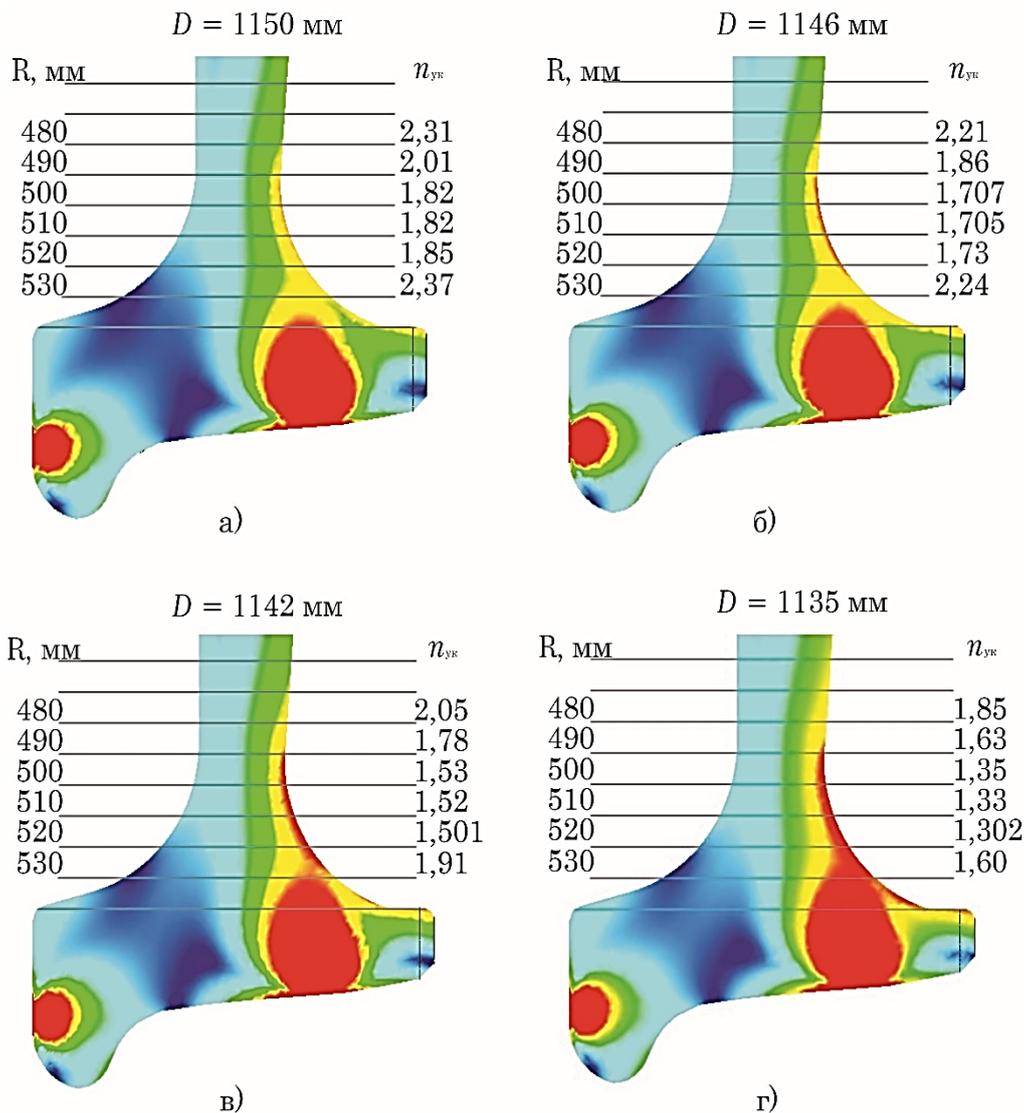


Рис. 6. Распределение рассчитанного минимального коэффициента запаса усталостной прочности в дисках цельнокатаных колес с диаметром: 1150 мм (а), 1146 мм (б), 1142 мм (в), 1135 мм (г)
 Fig. 6. The distribution of the fatigue safety factor in the most critical zone of the solid-rolled wheels disc: 1150 mm (a); 1146 mm (b); 1142 mm (c); 1135 mm (d).

Заключение

1. Разработана процедура ввода в эксплуатацию цельнокатаных колес колесных пар электровоза БКГ с диаметром ниже минимально допустимого установленного конструкторской документацией.

2. Проведен анализ воздействия электровоза БКГ на путь, получены и проанализированы силы, действующие на колесо в процессе движения электровоза на прямом участке пути, в кривой и по стрелочному переводу.

3. Проведена оценка статической прочности колеса с диаметром в диапазоне от 1150 до 1135 мм. Получен минимальный коэффициент запаса статической прочности равный 1,56 при минимально допустимом значении 1,0 для диаметра 1135 мм.

4. Расчетным методом получены данные по значениям минимальных коэффициентов запаса усталостной прочности в диске цельнокатаного колеса с различны-

ми диаметрами обода. Минимальный коэффициент запаса усталостной прочности для диаметра 1146 мм равен 1,705, для диаметра 1142 мм – 1,501, для диаметра 1135 мм – 1,302.

5. Разработана методика проведения и выполнены стендовые испытания на усталость колеса с диаметром 1140 мм.

По результатам проведенной серии исследований можно сделать вывод о том,

что колесо электровоза БКГ безопасно эксплуатировать до диаметра 1142 мм. При условии проведения дополнительных стендовых испытаний цельнокатаных колес на усталость и проведении серии полигонных испытаний, диаметр колеса может быть предположительно снижен до значения 1135 мм, при условии получения положительных результатов на испытаниях.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Кононов Д.П. Повышение надежности цельнокатаных колес: монография / Д. П. Кононов М. : БИБЛИО-ГЛОБУС, 2018. 250 с.
2. Malavasi G. Contact Forces and Running Stability of Railway Vehicles / G. Malavasi // The International Journal of Railway Technology. Kipper. 2014. №3. issue 1. P. 121-132.
3. Alessandria M. Long-term contact force measurements with the CML method / M. Alessandria, B. Dotta, R. Licciardello // Ingegneria Ferroviaria. 2011. P. 929-948.
4. Трушин С. И. Метод конечных элементов. Теория и задачи : учеб. пособие / С И. Трушин. М. : AGB. 2008. 256 с.
5. ГОСТ 10791-2011 Колеса цельнокатаные. Технические условия. Минск : Госстандарт. 2012. 28 с.
6. ГОСТ 33783-2016 Колесные пары железнодорожного подвижного состава. Методы опреде-

ления показателей прочности. Минск : Госстандарт. 2017. 63 с.

7. ГОСТ 31373-2008 Колёсные пары локомотивов и моторвагонного подвижного состава. Расчёты и испытания на прочность. Минск : Госстандарт. 2010. 16 с.
8. Воробьев А.А. Прогнозирование ресурса и совершенствование технологии ремонта колес железнодорожного подвижного состава : дис. д-ра техн. наук, специальность : 05.22.07 / А.А., Воробьев. СПб. : ПГУПС. 2018. 289 с.
9. ГОСТ 4835-2013 Колесные пары железнодорожных вагонов. Технические условия (с Поправкой). – Минск : Госстандарт. 2022. 70 с.
10. Воробьев А.А. Расчет назначенного срока службы цельнокатаных колес железнодорожного подвижного состава по критерию надежности / А.А. Воробьев [и др.] // Известия Петербургского университета путей сообщения. СПб.: ПГУПС. 2021. Т. 18. Вып. 1. С. 121–131.

REFERENCES

1. Kononov DP. Improving the reliability of all-rolled wheels: monograph. Moscow: BIBLIO-GLOBUS; 2018.
2. Malavasi G. Contact forces and running stability of railway vehicles. International Journ of Railway Technology. Kipper. 2014;3(1):121-132.
3. Alessandria M, Dotta B, Licciardello R. Long-term contact force measurements with the CML method. Ingegneria Ferroviaria. 2011:929-948.
4. Trushin SI. Finite element method. Theory and tasks: textbook. Moscow: AGB; 2008.
5. GOST 10791-2011 AA-rolled wheels. Specifications. Minsk: Gosstandart; 2012.
6. GOST 33783-2016 Wheelsets of the railway rolling stock. Methods of strength performance determination. Minsk: Gosstandart; 2017.

7. GOST 31373-2008 Wheelsets of locomotives and motor-powered units. Strength calculations and tests. Minsk: Gosstandart; 2010.
8. Vorobyov AA. Resource forecasting and improvement of repair technology for railway rolling stock [dissertation]. [St. Petersburg (RF)]: Emperor Alexander I St. Petersburg State Transport University; 2018.
9. GOST 4835-2013 Wheelsets for freight and passenger car. Technical specifications. Minsk: Gosstandart; 2022.
10. Vorobyov AA. Calculation of the assigned service life of all-rolled wheels of railway rolling stock according to the reliability criterion. Proceedings of Petersburg Transport University. 2021;18(1):121-131.

Информация об авторах:

Афанаськов Павел Михайлович – магистр технических наук, научный сотрудник, Author-ID-РИНЦ 1000475, тел. +375293695391.

Комиссаров Виктор Владимирович – кандидат технических наук, начальник ИЦ ЖТ БелГУТа, Author-ID-РИНЦ 246152, тел. +375232295963.

Комаровский Никита Владимирович – магистр технических наук, инженер, Author-ID-РИНЦ 1191312, тел. +375333113062.

Акулова Елена Михайловна – магистр технических наук, старший преподаватель, Author-ID-РИНЦ 971497, тел. +375232224636.

Afanaskov Pavel Mikhailovich – Master of Technical Sciences, Researcher, Author-ID-RSCI 1000475, phone: +375293695391.

Komissarov Viktor Vladimirovich – Candidate of Technical Sciences, Head of the Scientific Research Center of Belarusian State University of Transport, Author-ID-RSCI 246152, phone: +375232295963.

Прач Светлана Игоревна – магистр технических наук, старший преподаватель, Author-ID-РИНЦ 1002480, тел. +375292374145.

Komarovsky Nikita Vladimirovich – Master of Technical Sciences, Engineer, Author-ID-RSCI 1191312, phone: +375333113062.

Akulova Elena Mikhailovna – Master of Technical Sciences, Senior Lecturer, Author-ID-RSCI 971497, phone: +375232224636,.

Prach Svetlana Igorevna – Master of Technical Sciences, Senior Lecturer, Author-ID-RSCI 1002480, phone: +375292374145.

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 28.02.2025; одобрена после рецензирования 18.03.2025; принята к публикации 26.03.2025. 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 28.02.2025; approved after review on 18.03.2025; accepted for publication on 26.03.2025. 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*.