УДК 629.44+629.4.027.5
DOI 10.62595/1819-5245-2025-3-28-36

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЧНОСТИ ПРЕССОВОГО СОЕДИНЕНИЯ ЦЕЛЬНОКАТАНОГО КОЛЕСА С ОСЬЮ КОЛЕСНОЙ ПАРЫ ВАГОНА С УЧЕТОМ ОТКЛОНЕНИЙ МАКРОГЕОМЕТРИИ СОПРЯГАЕМЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ И СКОРОСТИ ДВИЖЕНИЯ ВАГОНА

Р. И. ЧЕРНИН
Учреждение образования «Белорусский государственный университет транспорта», г. Гомель

А. В. ПУТЯТО
Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», Республика Беларусь

Приведены результаты разработки компьютерных моделей на основе метода конечных элементов для оценки прочности прессового соединения колесной пары с цельнокатаным колесом. Выполнен комплекс расчетов, по результатам которых получены зависимости изменения напряжений и контактного давления от скорости движения вагона при различных значениях натягов и отклонений макрогеометрии сопрягаемых поверхностей.

Ключевые слова: колесная пара, соединение с натягом, прочность, метод конечных элементов, эквивалентные напряжения, скорость движения.

Для цитирования. Чернин, Р. И. Компьютерное моделирование прочности прессового соединения цельнокатаного колеса с осью колесной пары вагона с учетом отклонений макрогеометрии сопрягаемых поверхностей и скорости движения вагона / Р. И. Чернин, А. В. Путято // Вестник Гомельского государственного технического университета имени П. О. Сухого. – 2025. – № 3 (102). – С. 28–36. – DOI 10.62595/1819-5245-2025-3-28-36

COMPUTER MODELING OF THE STRENGTH OF A PRESSED JOINT OF A SOLID-ROLLED WHEEL WITH THE AXLE OF A WAGON WHEELSET, TAKING INTO ACCOUNT DEVIATIONS IN THE MACROGEOMETRY OF THE MATING SURFACES AND THE SPEED OF THE CARRIAGE

R. I. CHERNIN
Belarusian State University of Transport, Gomel

A. V. PUTSIATA
Sukhoi State Technical University of Gomel, the Republic of Belarus

The article presents the results of the development of computer models based on the finite element method for assessing the strength of a pressed joint of a wheelset with a solid-rolled wheel. A set of calculations was performed, the results of which were used to obtain the dependences of stress changes and contact

pressure on the speed of the car at different values of interference and deviations of the macrogeometry of the mating surfaces.

Keywords: wheelset, interference joint, strength, finite element method, equivalent stresses, movement speed.

For citation. Chernin R. I., Putsiata A. V. Computer modeling of the strength of a pressed joint of a solid-rolled wheel with the axle of a wagon wheelset, taking into account deviations in the macrogeometry of the mating surfaces and the speed of the carriage. *Vestnik Gomel'skogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta imeni P. O. Sukhogo*, 2025, no. 3 (102), pp. 28–36 (in Russian). DOI 10.62595/1819-5245-2025-3-28-36

Введение

Одним из направлений повышения эксплуатационной надежности колесных пар грузовых и пассажирских вагонов является совершенствование технологии их формирования и ремонта [1]. Согласно пункту 4.6 ГОСТ 4835 «Вероятность безотказной работы колесной пары по прочности прессовых соединений колес с осью должна быть 100 % в течение всего срока службы колесной пары». В то же время в эксплуатации имеют место случаи сдвига колеса с оси и в нормативном документе [2, табл. Б.1] он описан как один из опасных видов неисправностей, угрожающих безопасности движения поездов. Следует отметить, что данный вид неисправности не носит массового характера, однако встречается в практике ввиду стечения обстоятельств различной природы, в том числе влияние человеческого фактора, например, связанного с трудностями полной объективной оценки кривой запрессовки. Указанное подтверждается рядом научных работ [3–5].

Очевидно, что существенные экономические затраты на реализацию надежной эксплуатации колесных пар вагонов и их ремонта во многом зависят от обеспечения требуемой прочности напрессовки колеса на ось.

Цель данного исследования – оценка влияния фактора «скорость движения» подвижного состава на прочность прессовой посадки колеса на ось и получение конечно-элементной модели колесной пары типа РУ1Ш-950, позволяющей учитывать несимметричное комплексное нагружение для последующих исследований по оценке влияния на прочность эксплуатационных и технологических факторов.

Для решения задачи обеспечения требуемой прочности прессовых соединений важно комплексное рассмотрение факторов, оказывающих влияние на прочность прессовой посадки, возникающих как в процессе эксплуатации, так и в процессе технологических операций при их ремонте и формировании.

Разработка конечно-элементных моделей прессового соединения цельнокатаного колеса с осью колесной пары

Для оценки влияния на прочность соединения ступицы колеса с осью макрогеометрии сопрягаемых поверхностей и величины загрузки вагона в статике разработана конечно-элементная модель $\frac{1}{2}$ части колесной пары грузового вагона [6], включающая ось типа РУ1Ш с напрессованным на подступичную часть оси цельнокатаным колесом, геометрические параметры которых соответствуют [7, 8]. Модель включает 531 071 конечных элементов типа Tet10 и 912 441 узлов. В области сопряжения учтена нелинейная модель контакта, в которой сила трения скольжения пропорциональна нормальной реакции, причем область контакта может изменяться и в общем случае содержит как участки сцепления, так и скольжения. Общий вид геометрической и конечно-элементной модели приведен на рис. 1.

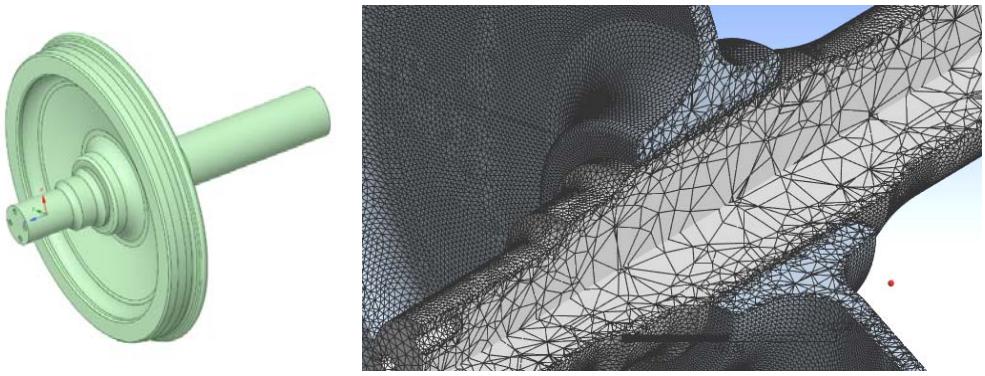


Рис. 1. Геометрическая модель $\frac{1}{2}$ части колесной пары и фрагмент ее разбиения в зоне сопряжения ступицы колеса с подступичной частью оси на конечные элементы

Характеристики оси соответствуют стали ОсВ [7], для цельнокатаного колеса – стали марки 2 [8]. Для установления закономерностей изменения напряжений и контактного давления в области сопряжения в модель введены контрольные сечения 1–8, расположение которых приведено на рис. 2.

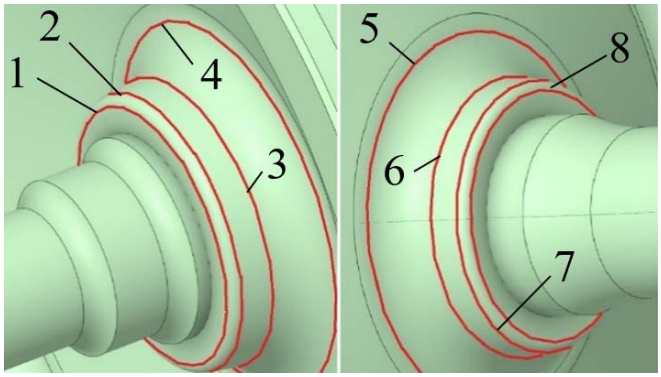


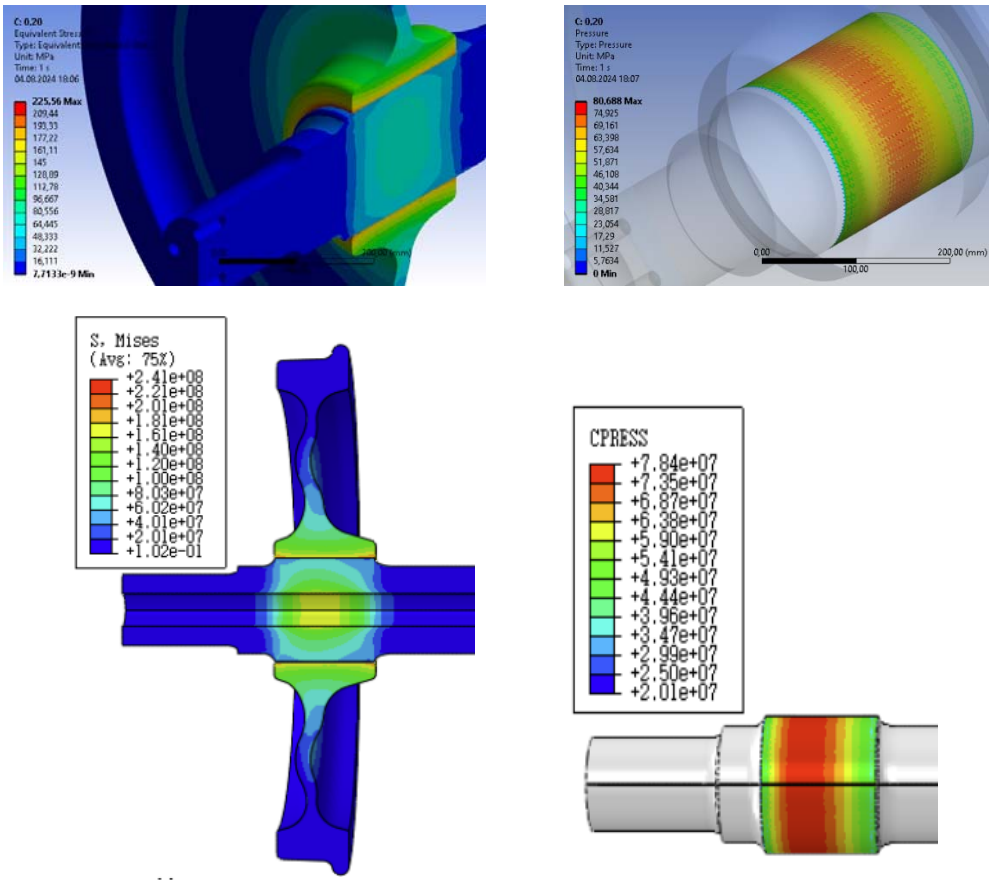
Рис. 2. Схема расположения контрольных сечений на ступице колеса

Для каждого контрольного сечения вычислялось среднее значение эквивалентных напряжений и контактного давления по зависимостям:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{\sum_{i=1}^{n} \sigma_{\text{экв}i}}{n}; \quad p_k = \frac{\sum_{i=1}^{n} p_{ki}}{n},$$

где $\sigma_{\text{экв}i}$ – эквивалентное напряжение в i-й точке в контрольном сечении, МПа; p_{ki} – контактное давление i-й точке в контрольном сечении, МПа; n – количество точек в каждом сечении, $n = 120$.

С целью проверки адекватности разработанной конечно-элементной модели выполнены расчеты при исходных данных, соответствующих приведенным в [9]. На рис. 3 приведены результаты расчета напряженно-деформированного состояния и контактного давления в сопряжении ступицы колеса с подступичной частью оси при натяге 0,2 мм. Расхождение результатов расчета на разработанной модели с результатами, полученными зарубежными исследователями [9], по эквивалентным напряжениям не превысило 6,5 %, а по контактным давлениям – 2,9 %.



а) *б*)

Рис. 3. Результаты расчетов эквивалентных напряжений и контактного давления:
а – результаты, полученные авторами; *б* – результаты, полученные в [9]

Оценка влияния отклонения макрогеометрии сопрягаемых поверхностей и скорости движения вагона на прочность прессового соединения

В соответствии с [2] при формировании колесных пар допускается наличие овальности цилиндрической поверхности для подступичной части оси и внутренней поверхности ступицы цельнокатаного колеса до 0,05 мм, а также конусности до 0,1 мм. При этом для подступичной части оси больший диаметр расположен к средней части оси, а для ступицы – больший диаметр расположен с внутренней стороны ступицы колеса. Выполнена серия расчетов при наличии указанных выше отклонений геометрии посадочных поверхностей для различных скоростей движения вагона. Величины натяга в соединении (δ) определялись через контактное давление (p_k) и эквивалентные напряжения на поверхности ступицы колеса $(\sigma_{t\Pi})$, используя зависимости, вытекающие из решения Гадолина–Ляме [10]:

$$\delta = \frac{2d_1 p_k}{E\left[1-\left(\frac{d_1}{d_2}\right)^2\right]}; \quad \delta = \frac{d_2^2 \sigma_{t\Pi}}{d_1 E},$$

где d_1 – диаметр сопряжения, мм; d_2 – наружный диаметр охватывающей детали, для каждого рассматриваемого сечения, мм; E – модуль упругости, МПа.

Установлено, что при наличии максимальных значений овальности и конусности уменьшение фактического натяга может достигать 40 %.

Для оценки влияния скорости движения на прочность прессового соединения при принятии допущения о строго прямолинейном движении колесной пары без учета ее извилистого движения по рельсовой колее выполнен комплекс расчетов при нагрузке на ось в интервале от 1,5 до 16,5 т, а также при значениях натяга в пределах 0,1–0,25 мм и с изменением скорости движения колесной пары от 0 до 200 км/ч с шагом в 25 км/ч.

На рис. 4 приведены результаты изменения эквивалентных напряжений ($\Delta\sigma_{экв}$) и контактного давления (Δp_k) в зоне сопряжения от изменения скорости движения колесной пары относительно результатов расчетов при статическом состоянии. Учитывая несущественное отличие в результатах $\Delta\sigma_{экв}$ и Δp_k при величине натяга в сопряжении, равным 0,1 и 0,25 мм, зависимости построены по усредненным значениям. Следует отметить, что полученные зависимости с высокой точность описываются уравнением кривой второго порядка.

Установлено, что увеличение скорости движения подвижного состава вызывает увеличение эквивалентных напряжений на поверхности ступицы колеса и снижение контактного давления в зоне сопряжения ступицы колеса с подступичной частью оси, как и в случае с прессовым соединением внутренних колец буксовых подшипников с шейкой оси [11]. Несмотря на изменение порядка одного процента эквивалентных напряжений и менее 2 % контактного давления, при совокупном учете воздействия других эксплуатационных факторов такое изменение может привести к уменьшению требуемой прочности прессового соединения.

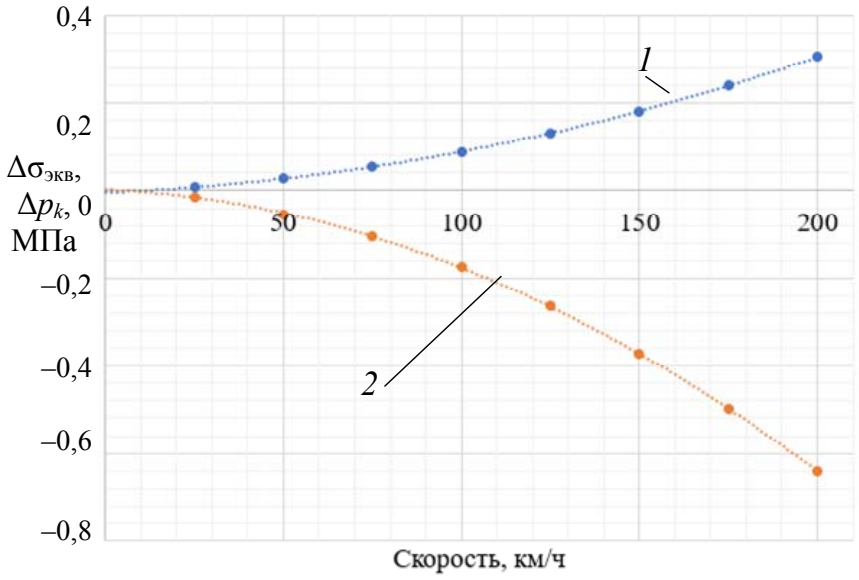


Рис. 4. Зависимости эквивалентных напряжений на поверхности ступицы цельнокатаного колеса и контактного давления в зоне сопряжения от скорости движения вагона:
1 – изменение эквивалентных напряжений ($\Delta\sigma_{экв} = 0{,}00000616v^2 + 0{,}00031062v - 0{,}00380904$, $R^2 = 0{,}9999$);
2 – изменение контактного давления ($\Delta p_k = -0{,}00001429v^2 - 0{,}00035504v + 0{,}00228737$, $R^2 = 0{,}9999$)

В практике вагоностроения для расчета на прочность колесных пар грузового и пассажирского подвижного состава используется методика, приведенная в [12, с. 198–209], согласно которой на колесную пару действуют усилия (рис. 5), при этом расчетные скорости для грузовых колесных пар составляют 90 км/ч, для изотермических вагонов – 100 км/ч, для пассажирских вагонов – 120 и 144 км/ч.

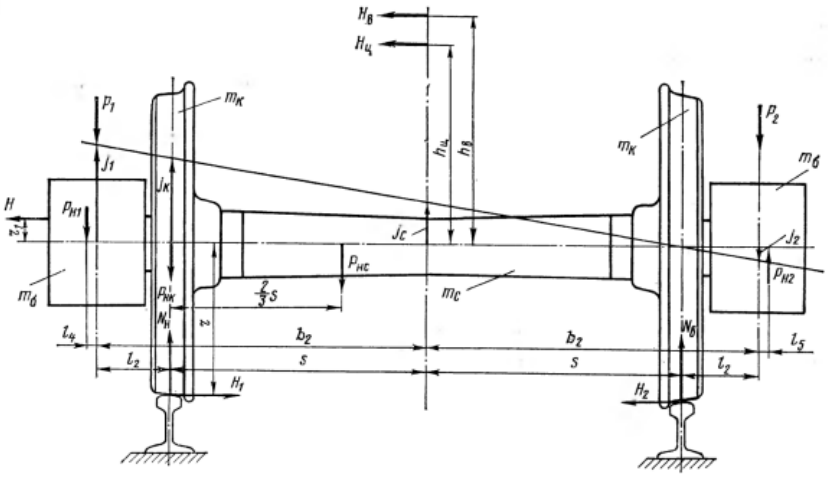


Рис. 5. Схема расчетных усилий, действующих на колесную пару [12, рис. 7.11]:
P_1, P_2 – вертикальные расчетные силы, действующие на левую и правую шейку оси; H_1, H_2, H – боковые силы, приложенные к левому и правому колесу, а также к торцу левой шейки оси; $H_ц$, $H_в$ – горизонтальные силы от центробежной нагрузки груза на кузов вагона и от давления ветра на кузов вагона; N_A, N_B – вертикальные реакции рельса на левое и правое колесо; вертикальные инерционные $P_{н1}$ (к левому буксовому узлу), $P_{н2}$ (к правому буксовому узлу), $P_{нк}$ (к левому колесу) и $P_{нс}$ (к средней части оси)

Для реализации расчетов согласно схеме нагружения, приведенной на рис. 5, описанная выше конечно-элементная модель была доработана путем зеркального копирования относительно поперечной плоскости симметрии. Таким образом, на рис. 6 приведена разработанная компьютерная модель колесной пары, которая дает возможность проведения расчетов при несимметричном комплексном нагружении колесной пары.

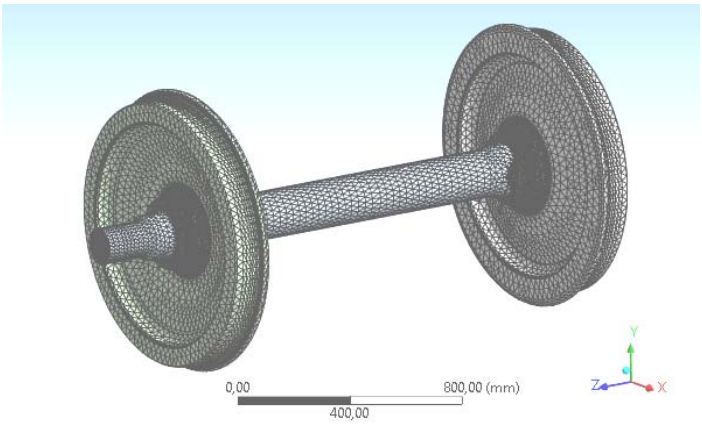


Рис. 6. Модель колесной пары для расчета по методике согласно [12]

Наряду с нагрузками, приложенными в соответствии с рис. 5, введены кинематические граничные условия для правого колеса в зоне контакта колеса с рельсом в виде ограничения перемещения по осям *x*, *y*, *z*, а для левого колеса – ограничение по оси *y*.

После проведения комплекса расчетов и обработки результатов получены зависимости изменения эквивалентных напряжений ($\Delta\sigma_{экв}$) на поверхности ступицы колеса и контактного давления (Δp_k) в зоне сопряжения ступицы колеса с подступичной частью оси при изменении скорости движения с учетом всех усилий, действующих на колесную пару согласно [12], представленные на рис. 7.

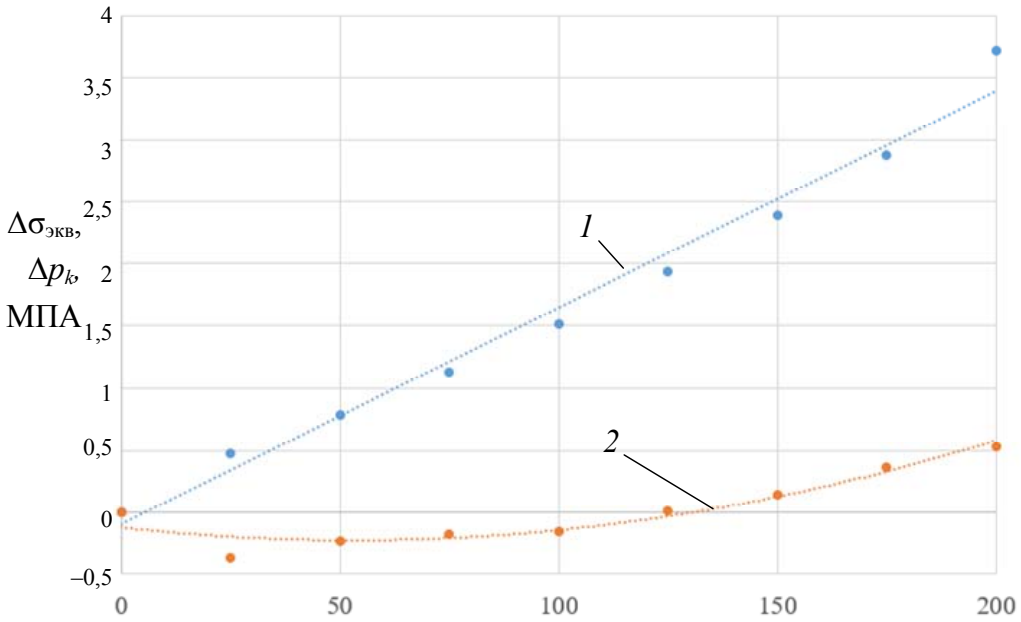


Рис. 7. Зависимости эквивалентных напряжений и контактного давление в зоне сопряжения от скорости движения вагона при нагружении в соответствии с [12]:
1 – изменение эквивалентных напряжений ($\Delta\sigma_{экв} = 0{,}0174v - 0{,}0912$, $R^2 = 0{,}9824$);
2 – изменение контактного давления ($\Delta p_k = 0{,}00004v^2 - 0{,}00395v - 0{,}12155$, $R^2 = 0{,}9248$)

Установлено, что, как и в случае зависимости *1* на рис. 4 происходит увеличение величины изменения эквивалентных напряжений на поверхности ступицы цельнокатаного колеса. Причем имеет место значительное увеличение этой величины относительно результатов, приведенных на рис. 4, вызванное увеличением скорости движения подвижного состава. Так, для скорости 200 км/ч увеличение достигает почти 10-кратного значения. В то же время изменение контактного давления от скорости движения при учете усилий, действующих на колесную пару, имеет отличную относительно зависимости *2* (рис. 4) закономерность, однако величина этих значений по модулю находится в пределах соизмеримых. В данном случае изменение скорости движения подвижного состава вызывает увеличение эквивалентных напряжений на поверхности ступицы колеса и контактного давления в зоне сопряжения на 2 %.

Заключение

Результаты проведенных исследований позволяют сделать следующие выводы:

1. Разработана компьютерная модель колесной пары, позволяющая производить расчеты на прочность с учетом макрогеометрии сопрягаемых поверхностей, скорости движения и несимметричного комплексного нагружения внешними силами.

2. Увеличение скорости движения вагона приводит к снижению эквивалентных напряжений и контактного давления в прессовом соединении колеса с осью на 2 %.

3. Результаты исследований позволили установить, что при учете динамической составляющей нарушается зависимость между эквивалентными напряжениями на поверхности ступицы и контактным давлением в зоне сопряжения ступицы цельнокатаного колеса с подступичной частью оси, вытекающая из классической теории упругости Гадолина–Ляме.

Литература

1. Чернин, Р. И. Совершенствование технологий ремонта и изготовления соединений с натягом элементов колесных пар железнодорожного подвижного состава / Р. И. Чернин, А. В. Путято, И. Л. Коцур // Вестник Гомельского государственного технического университета П. О. Сухого. – 2024. – № 1 (96). – С. 29–40.
2. Руководящий документ по ремонту и техническому обслуживанию колесных пар с буксовыми узлами грузовых вагонов магистральных железных дорог колеи 1520 (1524 мм). – М., 2012. – 276 с.
3. Оценка прочности соединений элементов колесных пар с гарантированным натягом / И. Л. Чернин, А. В. Путято, М. С. Застольский, О. В. Путято // Механика. Исследования и инновации. – 2017. – Вып. 10. – С. 197–204.
4. Путято, А. В. Прочность соединения с натягом элементов колесной пары вагона с учетом отклонения от профиля продольного сечения сопрягаемых поверхностей / А. В. Путято // Актуальные вопросы машиноведения. – 2021. – Вып. 10. – С. 140–143.
5. Research on Standard and Automatic Judgment of Press-fit Curve of Locomotive Wheel-set Based on AAR Standard / J. Lu, J. Xiao, D. J. Gao [et al.] // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering – 2018. – Vol. 326. – DOI 10.1088/1757-899X/326/1/012010
6. Чернин, Р. И. Совершенствование технологии контроля запрессовки колеса на ось при формировании колёсных пар вагонов / Р. И. Чернин // Перспективы развития транспортного комплекса : сб. ст. / Белорус. науч.-исслед. ин-т трансп. «Транстехника» ; редкол.: В. С. Миленький [и др.]. – Минск : БелНИИТ «Транстехника», 2024. – С. 316–326. – URL: https://www.transtekhnika.by/nauchnye-razrabotki/nauchnye-publikatsii/ (дата обращения: 09.07.2025).
7. Оси колесных пар железнодорожного подвижного состава. Общие технические условия : ГОСТ 33200-2014 ; введ. РБ 01.10.2016. – М. : Науч.-исслед. ин-т железнодорож. трансп., 2014. – 50 с.
8. Колеса цельнокатаные. Технические условия : ГОСТ 10791-2011 ; введ. РБ 01.09.2012. – М. : Науч.-исслед. ин-т железнодорож. трансп., 2011. – 42 с.
9. Nwe, T. Effect of interference on the press fitting of railway wheel and axle assemblies / T. Nwe, M. Pimsarn // IOP Conf. Series : materials Science and Engineering 1137 (2021) 012051. – DOI 10.1088/1757-899X/1137/1/012051
10. Александров, А. В. Сопротивление материалов / А. В. Александров, В. Д. Потапов, Б. П. Державин. – М. : Высш. шк., 2000. – 560 с.
11. Чернин, Р. И. Оценка влияния скорости движения на прочность соединения внутренних колец буксовых подшипников с шейкой оси колесной пары / Р. И. Чернин // Современные проблемы машиноведения : сб. науч. тр. В 2 ч. Ч. 1 / М-во образования Респ. Беларусь, Гомел. гос. техн. ун-т им. П. О. Сухого, ПАО «ОАК» ОКБ Сухого ; под общ. ред. А. А. Бойко. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2025. – С. 110–113.
12. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) / ГосНИИВ-ВНИИЖТ. – М., 1996. – 319 с.

References

1. Chernin R. I., Putjato A. V., Kocur I. L. Improving technologies for repair and manufacturing of tension joints for elements of wheel pairs of railway rolling stock. *Vestnik Gomel'skogo gosudarstvennogo tehnicheskogo universiteta P. O. Suhogo*, 2024, no. 1 (96), pp. 29–40 (in Russian).
2. *Guideline document for the repair and maintenance of wheel sets with axle boxes of freight cars of mainline railways with a gauge of 1520 (1524 mm)*. Moscow, 2012. 276 p. (in Russian).
3. Chernin I. L., Putjato A. V., Zastol′skij M. S., Putjato O. V. Evaluation of the strength of connections of wheel pair elements with guaranteed tension. *Mekhanika. Issledovaniya i innovatsii = Mechanics. Investigations and Innovation*, 2017, iss. 10, pp. 197–204 (in Russian).
4. Putjato A. V. Strength of the tension connection of the elements of a wagon wheel pair, taking into account the deviation from the longitudinal section profile of the mating surfaces. *Aktual'nye voprosy mashinovedenija*, 2021, iss. 10, pp. 140–143 (in Russian).
5. Jun Lu, Jun Xiao, Dong Jun Gao, Shu Yu Zong, Zhu Li. Research on Standard and Automatic Judgment of Press-fit Curve of Locomotive Wheel-set Based on AAR Standard. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 2018, vol. 326. DOI 10.1088/1757-899X/326/1/012010
6. Chernin R. I. Improving the technology of control of wheel pressing on the axle during the formation of wagon wheel pairs. *Belorus. nauch.-issled. in-t transp. «Transtehnika»*, Minsk, BelNIIT «Transtehnika», 2024, pp. 316–326. URL: https://www.transtekhnika.by/nauchnye-razrabotki/nauchnye-publikatsii/ (accessed 09.07.2025) (in Russian).
7. State Standard 33200-2014 *Axles of wheel pairs of railway rolling stock. General specifications.* Moscow, Nauch.-issled. in-t zheleznodorozh. transp. Publ., 2014. 50 p. (in Russian).
8. State Standard 10791-2011 *Solid-rolled wheels. Technical conditions*. Moscow, AO "Nauchno-issledovatel′skij institut zheleznodorozhnogo transporta", 2011. 42 p. (in Russian).
9. Nwe T., Pimsarn M. Effect of interference on the press fitting of railway wheel and axle assemblies. *IOP Conf. Series : materials Science and Engineering* 1137 (2021) 012051. DOI 10.1088/1757-899X/1137/1/012051
10. Aleksandrov A. V., Potapov V. D., Derzhavin B. P. *Strength of materials*. Moscow, Vysshei shkoly Publ., 2000. 560 p. (in Russian).
11. Chernin R. I. Ocenka vlijanija skorosti dvizhenija na prochnost' soedinenija vnutrennih kolec buksovyh podshipnikov s shejkoj osi koljosnoj pary. Sb. nauh. tr. *Sovremennye problemy mashinovedenija* [Modern problems of mechanical engineering], Gomel′, Gomel′skii gosudarstvennyi tekhnicheskii universitet imeni P. O. Sukhogo, 2025, part. 1, pp. 110–113 (in Russian).
12. *Normy dlja rascheta i proektirovanija vagonov zheleznyh dorog MPS kolei 1520 mm (nesamohodnyh)*. Moscow, GosNIIV-VNIIZhT, 1996. 319 p. (in Russian).

Поступила 09.09.2025 г.