

С. В. Кротов

ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ СИСТЕМЫ «КОЛЕСО – РЕЛЬС» ПРИ ТЯЖЕЛОВЕСНОМ ДВИЖЕНИИ

Аннотация. Модель колесной пары адаптирована к рассмотрению конкретной точки контакта колеса с рельсом. Рассмотрен конформный профиль колеса по отношению к новому рельсу. Данный профиль представляется наиболее рациональным вследствие максимально приближенного к идеальным условиям эксплуатации. Модель имитирует свободное качение колеса по рельсу при наличии вертикальной нагрузки, т.е. по прямой. Методология исследования базируется на численном моделировании с применением программного комплекса.

Исследованы особенности функционирования системы «колесо – рельс» в условиях тяжеловесного движения: оценивалось напряженно-деформированное состояние зоны контакта при сверхнормативных нагрузках. Осевая нагрузка варьировалась от 25 до 40 т на ось. Научная новизна заключается в проведении численного моделирования в среде ANSYS с учетом особенностей взаимодействия поверхностей.

В результате моделирования получены количественные данные о распределении различных типов напряжений в зоне контакта и определены геометрические размеры пятна контакта. Оценены зоны скольжения внутри контактной площадки. Достоверность результатов подтверждена сходимостью с теоретическими формулами классической механики контакта. Полученные закономерности позволяют прогнозировать износ и контактную усталость рельсов и колес при тяжеловесном движении.

Ключевые слова: колесная пара, осевая нагрузка, метод конечных элементов, напряжения и деформации, скольжение, несущая способность.

Для цитирования: Кротов, С. В. Особенности работы системы «колесо – рельс» при тяжеловесном движении / С. В. Кротов // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2026. – № 1. – С. 182–194. – DOI 10.46973/0201-727X_2026_1_182.

Введение

В «Стратегии развития холдинга „РЖД”» на период до 2030 года определен один из основных векторов развития железнодорожного транспорта: «Тяжеловесное движение и повышение весовых норм грузовых поездов – один из основных способов оптимизации перевозочного процесса, позволяющих увеличить провозную способность участков и направлений, производительность локомотивов и локомотивных бригад, сократить потребление энергоресурсов на тягу поездов» [1]. Для решения данной задачи следует рассматривать преимущества тяжеловесного движения по отношению, например, к использованию длинносоставных поездов с целью улучшения перевозочного процесса. Оба способа используются для доставки наибольшего количества груза за наименьший промежуток времени, это и называется оптимизацией перевозочного процесса.

Одним из критериев Международной ассоциации тяжеловесных перевозок является железная дорога, где эксплуатируются вагоны с осевой нагрузкой 27 т и выше или планируется эксплуатировать ее с такой осевой нагрузкой. Эта организация распространяет технические знания и опыт с целью внедрения тяжеловесного движения [2, 3].

Некоторые основные направления и цели для России выглядят следующим образом. Главным фактором развития признано повышение нагрузки на ось вагона. В настоящее время в России средняя нагрузка на ось составляет 21 тс при своём пределе в 23,5 тс на большей части сети, при наличии нагрузки 25 т/ось. Это невысокий показатель по сравнению с ведущими странами. Например, в Австралии и ЮАР пассажирское и грузовое движение разделяется, в России совмещается пассажирское и грузовое движение. Необходимы мероприятия по разделению видов движения.

Вполне возможно использование сочлененных поездов. В состав поезда входят исключительно вагоны сочлененного типа, с целью сокращения промежутков между вагонами [2]. Вес поезда из полувагонов сочлененного типа составит не обычные 6 300 т, а почти 9 000 т. Таким образом, точнее реализуется осевая нагрузка и грузоподъемность вагонов. Две сотни вагонов уже есть в эксплуатации.

В статье [3] рассматриваются перспективы развития тяжеловесного движения: «...необходимо контролировать напряженное состояние системы «экипаж – путь»; принять к сведению, что осевая нагрузка 40 т и более технически возможна; взаимодействующие элементы колесо и рельс при тяжеловесном движении следует рассматривать как систему» и многие другие.

Важнейшая проблема действия высоких нагрузок на ось – увеличенный выход из строя рельсов в месте сварных стыков. Специалисты американского Центра транспортных технологий представили концепцию системы «колесо – рельс». Новый подход позволяет фиксировать участки, на которых динамические нагрузки становятся критическими и выходят за пределы расчетной прочности инфраструктуры [4].

Основная часть

Рассмотрим диаграмму повреждаемости колес железных дорог США за пятьдесят лет (рис. 1) [5]. Износ гребня, в нашей терминологии «подрез гребня» и «тонкий гребень», занимает в количественном выражении первую позицию. Это продукт действия высоких горизонтальных нагрузок. Однако на второй диаграмме явным лидером становится дефект колеса «разрушение обода» или «откол обода» в российской квалификации; он в разы превосходит даже такой опасный дефект, как разрушение (трещина) диска, и тем более все остальные. Дефект «разрушение диска» автор также относит к последствиям введения тяжеловесного движения, высокой вертикальной нагрузки. В настоящее время осевая нагрузка в США составляет оптимальное, по мнению специалистов, значение 32,5 т [5].

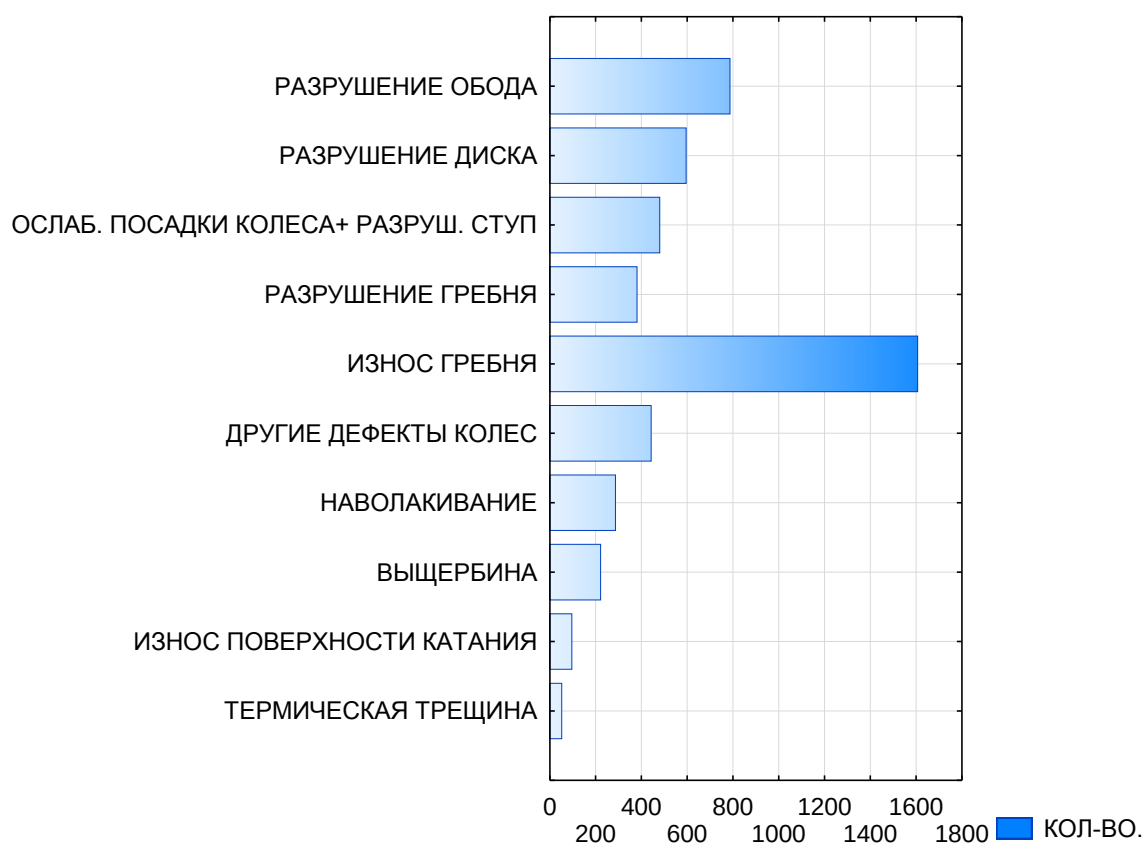


Рис. 1. Столбчатая диаграмма повреждаемости колес за период 1975–2025 гг.

На рис. 1 видно, что повреждаемость колес и колесных пар дефектами, связанными с высокой осевой нагрузкой, занимают ведущие позиции, о чем говорят диаграммы на рис. 2 и 3. Такие дефекты колеса, как разрушение диска, обода и гребня вместе с опаснейшим дефектом сдвиг (ослабление посадки) колеса, нанесли совокупный ущерб более чем на полмиллиарда долл. в течение пятидесяти лет, когда нагрузка на ось росла в пределах 29–35 т на ось (а в некоторых странах и выше). На диаграммах не отображены десятки случаев, в которых пострадали люди, иногда с фатальными последствиями.

Таким образом, наряду с очевидными положительными показателями, такими как увеличение грузоподъемности, увеличение перевозимого количества груза, получение дополнительной прибыли, улучшение других экономических показателей, тяжеловесное движение с ростом осевых нагрузок влечет за собой также и увеличение повреждаемости колес и колесных пар.



Рис. 2. Заявленный ущерб от дефектов колес, %

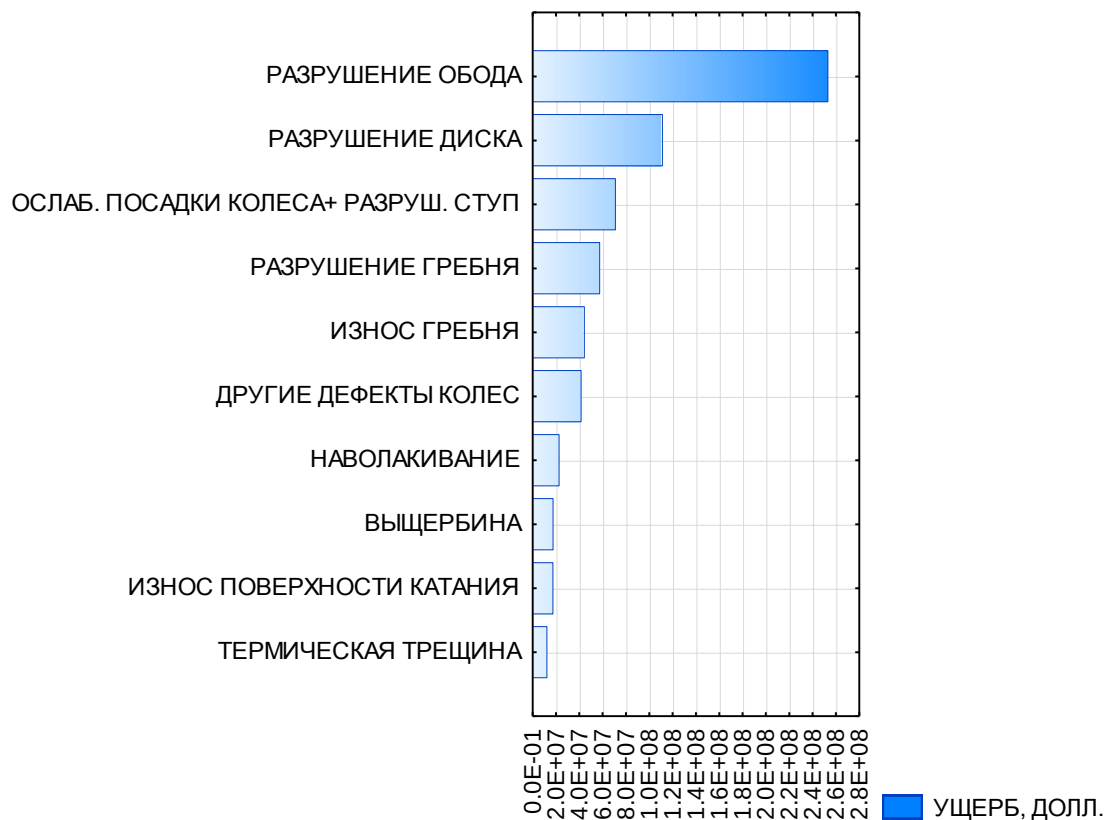


Рис. 3. Заявленный ущерб от дефектов колес, долл.

Рост осевых нагрузок неизбежно влечет за собой увеличение механических напряжений в зоне контакта колеса и рельса, а также в подрельсовом основании. Следовательно, одним из основных факторов, ограничивающих рост осевых нагрузок, являются максимальные механические напряжения (эквивалентные, нормальные и касательные) в системе «колесо – рельс». Количественные параметры взаимодействия рельса и колеса во многом зависят от основных технико-экономических показателей путевого хозяйства и подвижного состава, включая интенсивность износа рельсов, развитие контактно-усталостных дефектов, гарантированную грузоподъемность, и влияют на безопасность движения [6].

В данной работе представлена математическая модель контактного взаимодействия колеса и рельса в среде конечно-элементного моделирования ANSYS [7]. Выполнено моделирование различных режимов состояния контакта колеса и рельса при изменяемых значениях осевых нагрузок, в том числе с учетом различных коэффициентов трения в зоне контакта. Кроме того, выполнены расчеты контактных напряжений для современных профилей колеса и рельса, причем рассмотрена картина профиля приработанного колеса и нового рельса, а также дана качественная и количественная характеристика состояния контактирующих тел в зоне контакта при различных сочетаниях исходных данных.

На основании результатов исследования подготовлено заключение о напряженно-деформированном состоянии рельса и колеса. В частности, учитывалось влияние различных сил трения в зоне контакта, получены зависимости изменения нормальных напряжений на поверхности рельса при взаимодействии с колесами подвижного состава от величин осевой нагрузки и режима контакта для прогнозирования состояния рельсовой и колесной стали.

Описание конечно-элементной модели

Колесо контактирует с головкой рельса на определенной площадке. Величины и закон распределения напряжений по площадке контакта зависят от динамической нагрузки колеса, соотношения нормальной и касательной составляющих вектора нагрузки колеса, формы контактирующих поверхностей и т.д.

Впервые решение основных задач о контактных напряжениях и деформациях было получено на основе методов теории упругости в 1881–1882 гг. Г. Герцем [8]. На основе нормальной задачи Герца максимальное контактное напряжение $P_{\max}$ можно рассчитать по формуле

$$P_{\max} = \frac{1}{\pi} \sqrt{\frac{1,5FE_{\text{пр}}^2}{R_{\text{пр}}^2}},$$

где F – сила нормальной нагрузки колеса и рельса; $E_{\text{пр}}$ – приведенный модуль упругости; $R_{\text{пр}}$ – приведенный радиус, зависящий от характерных радиусов взаимодействия колеса и рельса в точке контакта.

Следует иметь в виду, что контактная теория Герца справедлива при следующих предположениях: контактные поверхности однородны и изотропны; силы трения в зоне контакта отсутствуют; размер области контакта мал по сравнению с размерами контактирующих тел и характерными радиусами кривизны недеформированных поверхностей; для контактной задачи используется решение линейно-упругого полупространства, контактные поверхности гладкие.

При движении экипажа положение колёсной пары относительно рельсов существенно меняется, что приводит к различным сочетаниям зон контакта колеса и рельса. Даже при постоянной осевой нагрузке нормальные напряжения будут изменяться из-за различий в радиусах кривизны контактных поверхностей этих зон. При наличии одного радиуса кривизны поверхности в зоне контакта можно использовать решение Герца. При наличии двух и более радиусов кривизны в зоне контакта для определения площади контакта следует использовать «негерцевские» решения. Это принципиально важно при решении задачи о напряжённо-деформированном состоянии контакта изношенных колёс и рельсов, а также при наличии бокового контакта.

Классические методы расчёта, несмотря на повышение точности методов, способны решать задачи лишь при их значительной идеализации, заменяя реальную конструкцию её расчётной схемой. Современные методы численного моделирования позволяют решать подобные задачи с достаточной точностью в среде конечно-элементного моделирования, учитывая в том числе дополнительные силы трения между контактирующими поверхностями [9].

Для анализа распределения напряжений в зоне контакта колеса и рельса выполнена трехмерная модель взаимодействия изношенного колеса и нового рельса с полным геометрическим подобием натуральных колеса и рельса. На основе трёхмерных геометрических моделей построены конечно-элементные модели (МКЭ) взаимодействия колеса с рельсом. В области контакта сетка элементов имеет повышенную частоту (размер элемента составляет до 1 мм) для максимально точного отображения результатов анализа.

Экспериментально установлено, что для конкретной задачи дальнейшее уменьшение размера сетки не приводит к повышению точности результатов, а лишь увеличивает время решения системы дифференциальных уравнений.

Граничные условия и нагружение:

- рельс жестко заземлен;
- одноточечный контакт колеса и оси, деформация вертикальная;
- элементы модели колеса и рельса не могут перемещаться по горизонтали;
- вертикальная сила прикладывается дистанционно (remote force), что позволяет максимально точно имитировать воздействие осевой нагрузки, не используя модель оси и прессового соединения колеса и оси, тем самым ускоряя расчет. При этом сохраняется достаточное приближение к действительному физическому процессу, происходящему при контакте.

Основные параметры расчетной схемы: колесо вагона диаметром 950 мм; осевая нагрузка составляет 25; 27; 29; 31; 33; 35; 37 и 40 тс/ось; коэффициент трения меняется в диапазоне 0,16–0,3; колесо и рельс вертикальны; контактные поверхности соответствуют заданным профилям.

Исследовалось напряжённо-деформированное состояние колеса и рельса при различных режимах нагружения: учитывались силы трения между контактирующими поверхностями и вертикальная нагрузка. Геометрическая модель контактной пары «колесо – рельс», соответствующая диску колеса А4 железных дорог РФ и рельсу Р60, представлена на рис. 4, где при этом поверхности контакта являются конформными и имеют одну точку контакта. Область контакта колеса и рельса показана на рис. 5. Значение силы трения зависит от осевой нагрузки и коэффициента трения.

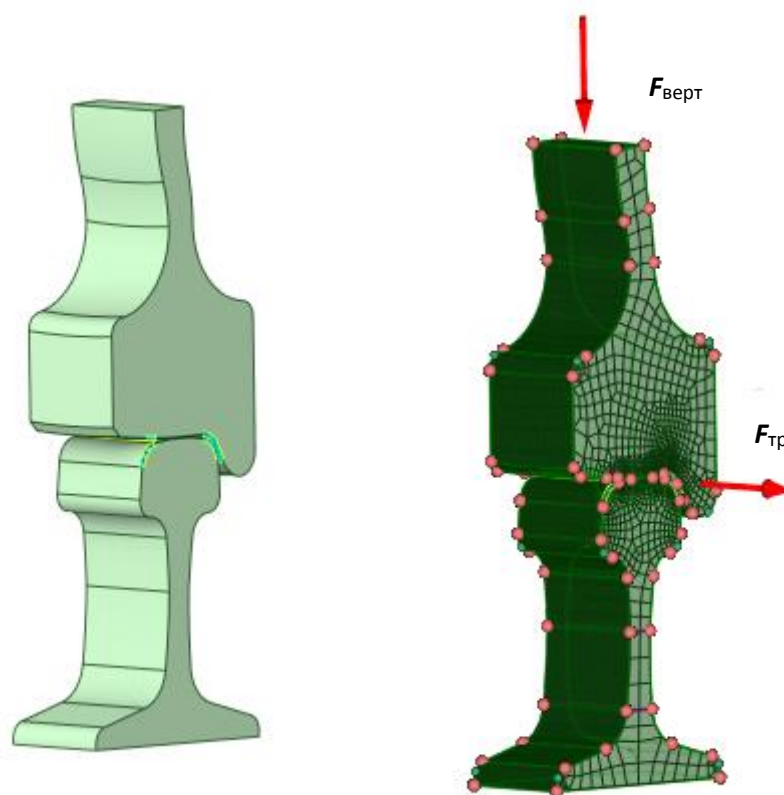


Рис. 4. 3D-модель контакта и схема приложения нагрузок
($F_{\text{верт}}$ – осевая нагрузка; $F_{\text{тр}}$ – сила трения при контакте колеса с рельсом)

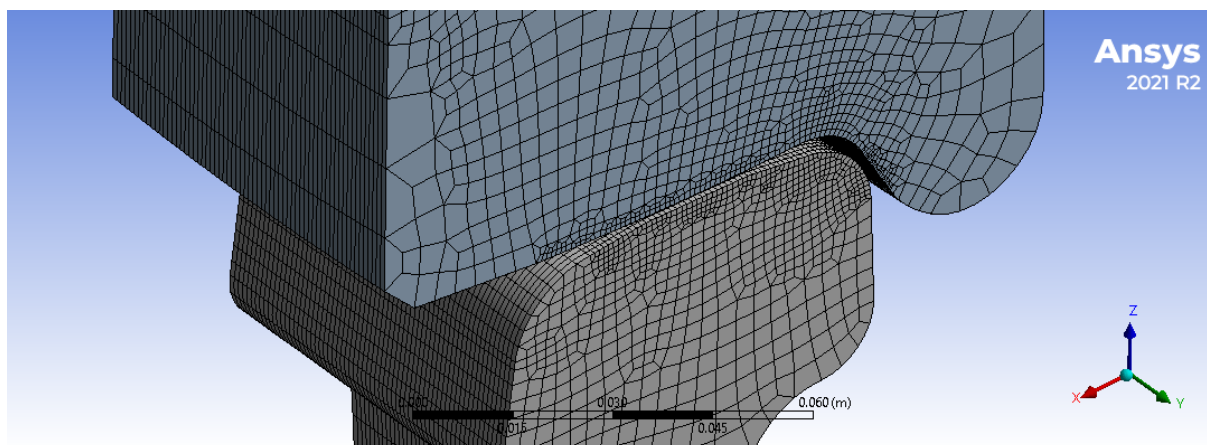


Рис. 5. Область контакта колеса и рельса

Анализ результатов расчета

В ходе симулирования получены эквивалентные напряжения в колесе и рельсе (рис. 6).

На рис. 7 распространение эквивалентных напряжений представлено в виде ограничивающей поверхности, определяющей распространение этого параметра по глубине контактирующих тел в виде объемного тела.

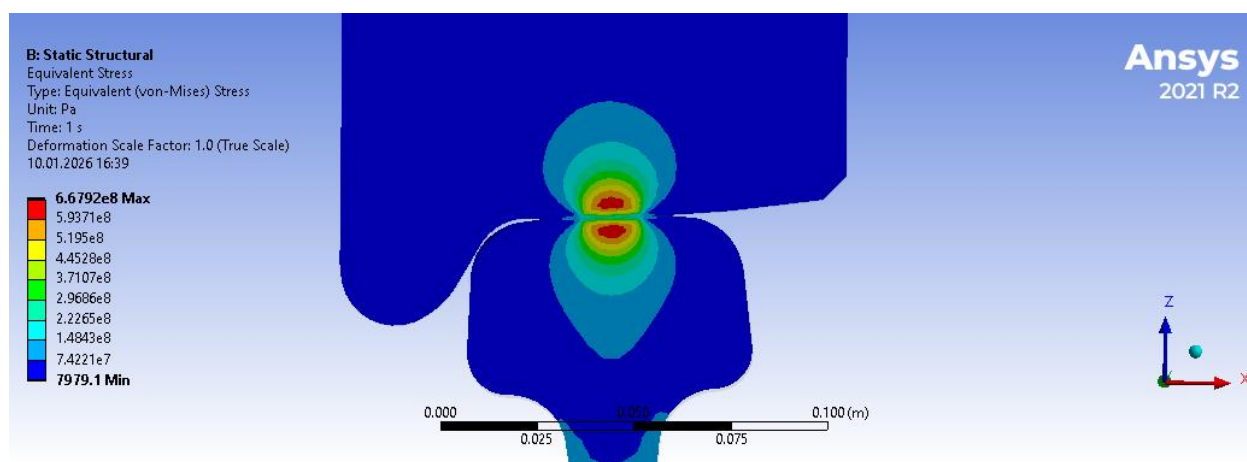


Рис. 6. Эквивалентные напряжения в зоне контакта колеса и рельса при осевой нагрузке 25 т/ось

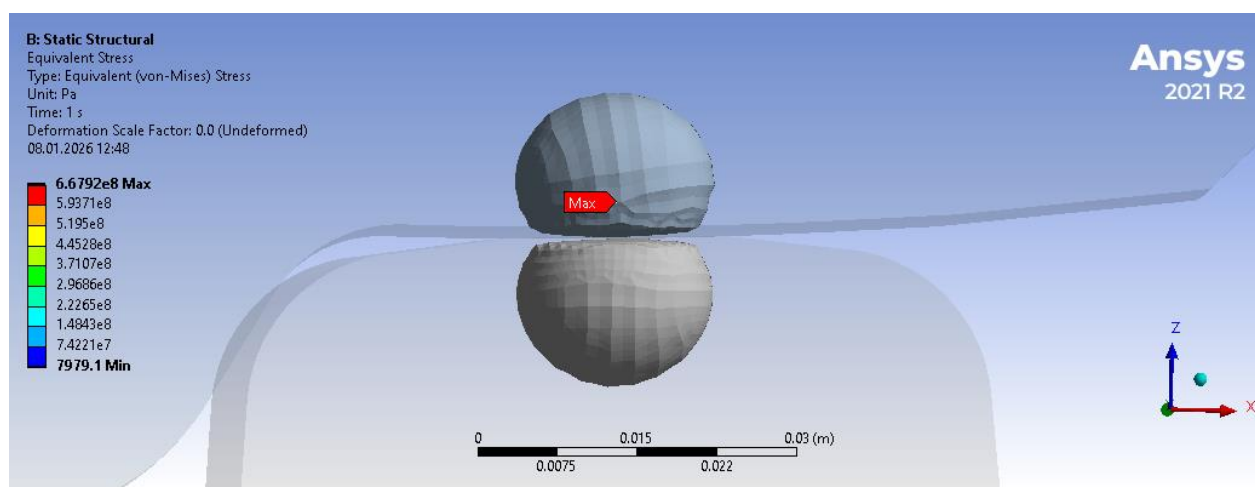


Рис. 7. Область распространения эквивалентных напряжений (показана ограничивающая поверхность)

Для примерных расчетов используем формулу [9]

$$F = \frac{3P}{2\pi ab},$$

где $a = b = 0,0075$ м – оси эллиптической площадки контакта; $P = 122500$ Н – нагрузка на колесо, соответствует осевой нагрузке 25 т/ось [12], тогда

$$F = \frac{3 \cdot 122500}{2\pi \cdot 0,0075 \cdot 0,0075} = 1040339703 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} \approx 1040 \text{ МПа}.$$

Такое соотношение радиусов пятна контакта встречается при одинаковом износе колеса и рельса либо при изношенном колесе ($r_1 = 510$ мм) и новом рельсе ($r = 500$ мм).

Вычислим контактное давление по более точным формулам, применявшимся известными исследователями.

Приведенный модуль упругости для материала колеса и рельса

$$E_{\text{пр}} = \frac{E}{2(1-\mu^2)}.$$

Коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$, модуль упругости $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, тогда

$$E_{\text{пр}} = \frac{210000}{2(1-0,3^2)} = 115385 \text{ МПа}.$$

Параметры контакта – сумма показателей кривизны поверхностей в точке контакта

$$\sum \rho = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} = \frac{1}{510} + \frac{1}{500} = 0,0039608 \text{ мм}^{-1}.$$

В методике, применяемой во ВНИИЖТе и РГУПСе для определения максимальных давлений, используются коэффициенты m и n , зависящие от соотношения радиусов [9–11].

Вспомогательный параметр

$$\cos \alpha = \frac{\left| \frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_2} \right|}{\sum \rho} = \frac{|0,0019608 - 0,002|}{0,0039608} \approx 0,99.$$

При таком значении $\cos \alpha$ параметры $m = 1,01$ и $n = 0,99$ можно принять равными 1 согласно [9] и пятно контакта представляет из себя круг. Для практически кругового контакта максимальное давление согласно [10, 11]

$$P_{\text{max}} = 0,388 \sqrt[3]{P \cdot (\sum \rho \cdot E_{\text{пр}})^2},$$

Тогда

$$P_{\text{max}} = 0,388 \sqrt[3]{122500 \cdot (0,0039608 \cdot 115385)^2} \approx 1055 \text{ Н/м}^2.$$

В расчетном комплексе ANSYS получено значение 1032 МПа (рис. 8). Расхождение составляет 2 %. Результаты представлены в виде распределений напряжений на поверхности колеса и рельса (МПа) при различных осевых нагрузках с учетом силы трения.

Количество узлов составляет 46195 при 113992 элементах. Из них 7624 элементов моделирования контакта CONTA и 106368 элементов моделирования твердых тел SOLID.

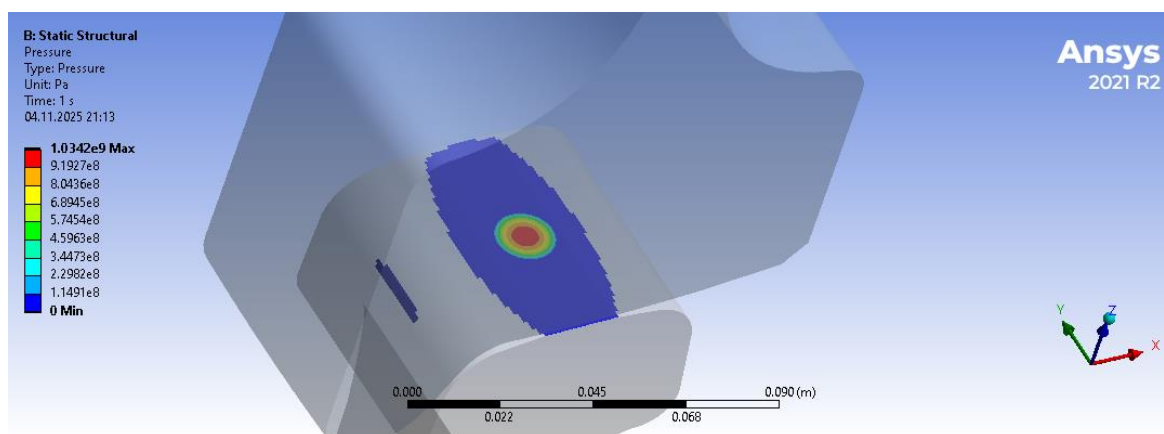


Рис. 8. Распределение контактного давления

Величина зоны наиболее высокого контактного давления составляет 7,5 мм. Диаметр пятна контакта равен 15 мм. Данная форма пятна контакта оптимальна. В случае эллиптического контакта, например, при осях эллипса $a = 0,005$ м и $b = 0,01$ м контактное давление при тех же условиях нагружения достигает $P = 1169$ МПа; расчеты сопоставимы с данными, полученными в [9].

Знание размеров площадки контакта и величины удельного давления P_0 позволяет вычислить напряжения в контактирующих телах. Наибольший практический интерес представляют напряжения в точках оси z по глубине соприкасающихся тел. Из соотношений главных касательных напряжений, равных полуразностям трех главных напряжений в зависимости от соотношения размеров полуосей контактного эллипса, следует, что наибольшее касательное напряжение [6]

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = 0,325 P_0.$$

Здесь $P_0 = 1032,9$ МПа, тогда

$$\tau_{\max} = 0,325 \cdot 1032,9 \approx 336 \text{ МПа}.$$

В то же время полученные расчетным комплексом ANSYS максимальные касательные напряжения оказались равными $\tau_{\max} = 337,1$ МПа, что совпадает с аналитическим результатом (рис. 9).

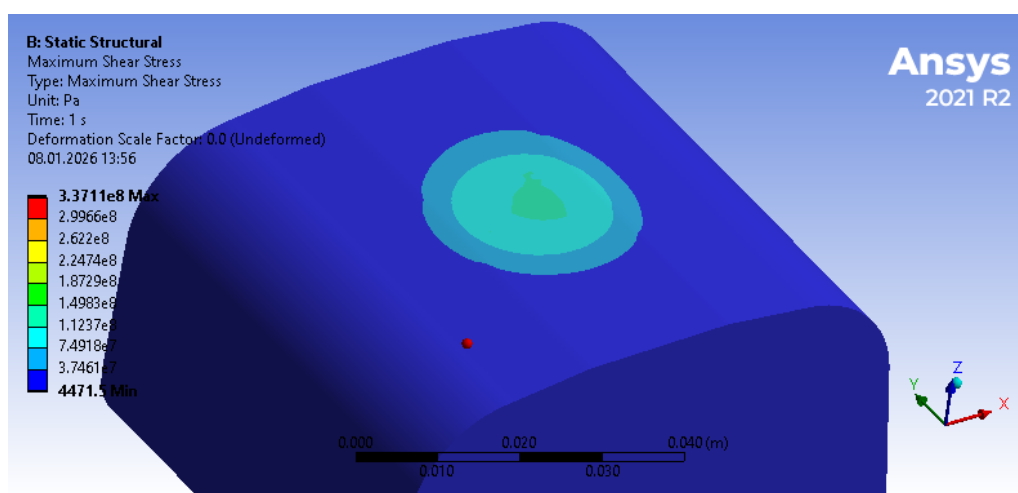


Рис. 9. Максимальные касательные напряжения

На рис. 10 распространение максимальных касательных напряжений представлено в виде совокупности точек поверхности, определяющих распространение этого параметра по глубине контактирующих тел (Capped Isosurfaces).

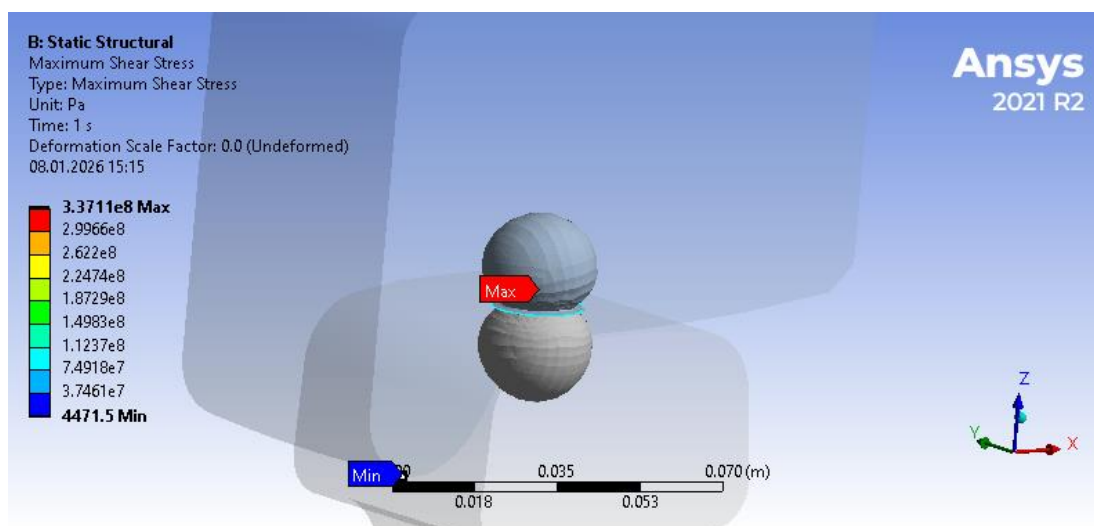


Рис. 10. Область распространения максимальных касательных напряжений

Следовательно, показанные области являются критическими для объема действия максимальных касательных напряжений. Максимальное значение располагается на расстоянии $c = 0,31a$ от поверхности, т.е. $c = 0,31 \cdot 7,5 = 2,35$ мм [12], и незначительно зависит от соотношения полуосей эллипса пятна контакта, соотношение размеров которых в данном случае составляет 1.

Определение величины $\tau_{\max}$ требуется для прогнозирования наступления опасного состояния в контактирующих телах, так как при всестороннем сжатии разрушение может начаться вследствие сдвиговых деформаций [13, 14].

Приведем результаты расчетов максимальных касательных напряжений при различной осевой нагрузке. На рис. 11 представлены зависимости максимальных касательных напряжений (МПа) в зависимости от осевой нагрузки грузового вагона (т/ось).

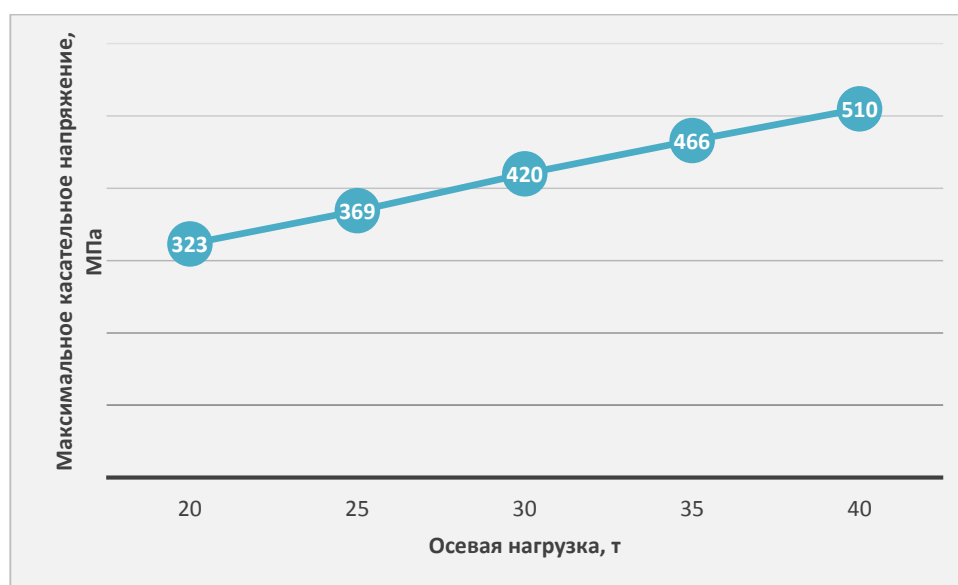


Рис. 11. Максимальные касательные напряжения в зависимости от осевой нагрузки

Обращает на себя внимание тот факт, что при осевой нагрузке 30 т/ось максимальные касательные напряжения даже при конформном контакте превосходят предел текучести колесной стали на сдвиг.

На поверхности контакта касательные напряжения значительно ниже и составляют величину $\tau_{xy} = 113$ МПа (рис. 12).

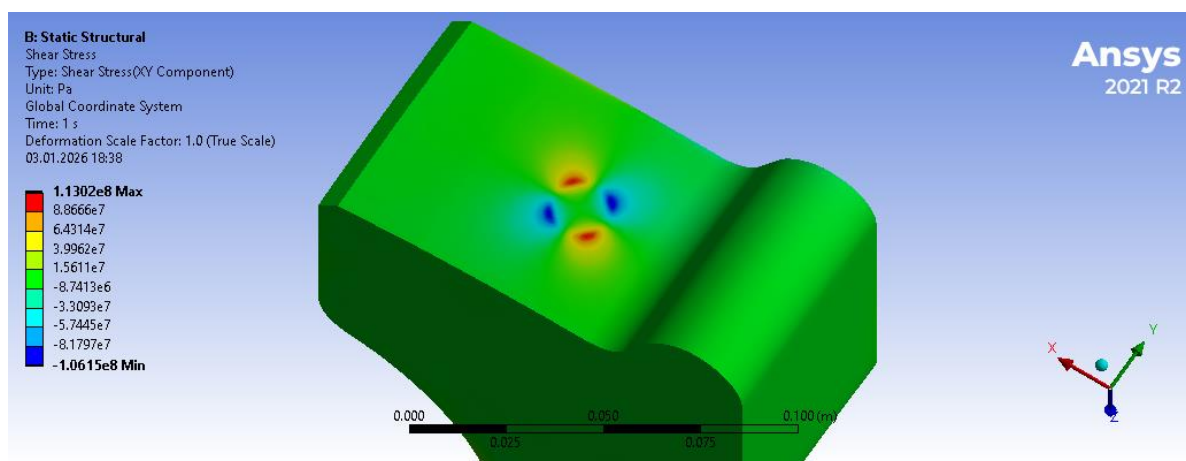


Рис. 12. Касательные напряжения на поверхности контакта

Скольжение присутствует в зоне контакта даже только при вертикальной нагрузке и зависит от геометрии контакта. В данном случае этот параметр, который значительно влияет на сдвиговые характеристики материала колеса и рельса в зоне контакта, составляет незначительную величину (рис. 13).

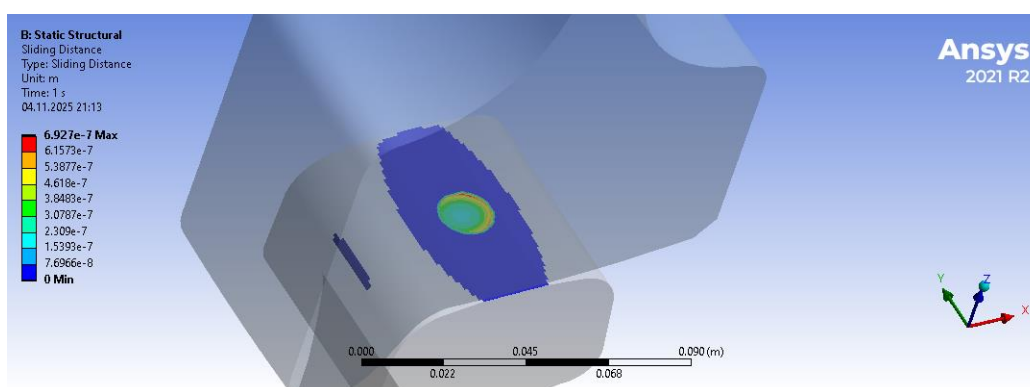


Рис. 13. Скольжение в зоне контакта колеса и рельса

Скольжение при тех же условиях контакта, но при возрастающей вертикальной осевой нагрузке 30 т/ось представлено на рис. 14.

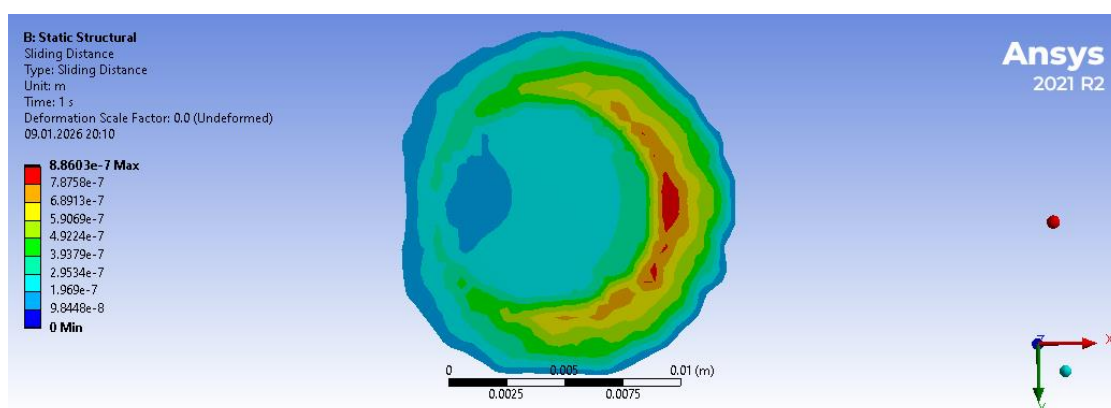


Рис. 14. Скольжение при повышенной осевой нагрузке 30 т/ось

Наличие зоны скольжения в пятне контакта колеса и рельса (крип, или микропроскальзывание) является естественным процессом, однако при определенных условиях скольжение влияет на несущую способность колесной пары: интенсивный износ вследствие повышенного трения; термические повреждения вследствие выделения тепла; снижение сцепления; повышение вибрации и шума; с точки зрения напряженно-деформированного состояния – рост касательных напряжений, которые могут превысить предел выносливости [15–17]. Поэтому данный параметр требует повышенного внимания в инженерных расчетах контакта колеса и рельса.

На рис. 15 представлены зависимости эквивалентных напряжений, МПа (ряд 2) и контактных давлений, МПа (ряд 3) в зависимости от осевой нагрузки грузового вагона (т/ось).

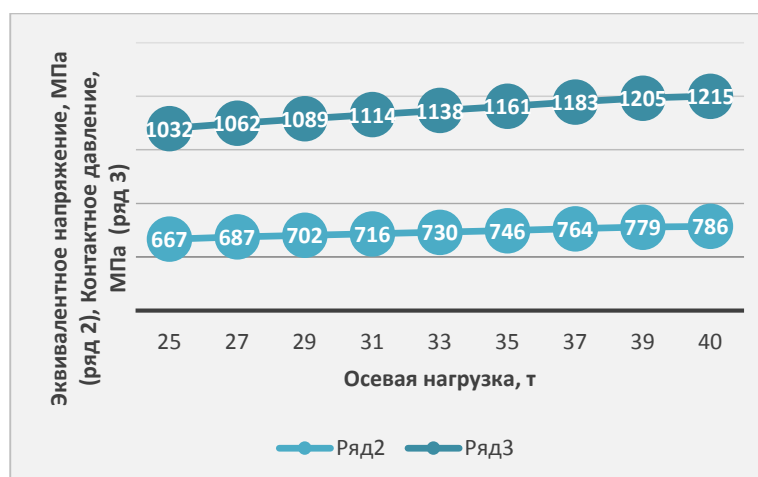


Рис. 15. Контактные давления (ряд 2) и эквивалентные напряжения (ряд 3) в зависимости от осевой нагрузки

Выводы

Анализ напряженно-деформированного состояния (НДС) пары «изношенное колесо – новый рельс» в ANSYS Workbench позволяет решать критические задачи безопасности и ресурса подвижного состава, которые невозможно оценить с помощью стандартных аналитических методов (например, по теории Герца) из-за несовпадения геометрий.

Основные преимущества и цели такого анализа:

- *оценка изменения пятна контакта* – износ колеса превращает расчетное эллиптическое пятно контакта в сложное неэллиптическое. ANSYS позволяет точно определить его форму и фактическую площадь, что критично для расчета удельных давлений;
- *выявление зон критических напряжений* – моделирование показывает рост главных напряжений и напряжений сдвига в зонах, где профиль изношенного колеса (например, при наличии подреза гребня) контактирует с головкой нового рельса. Это помогает предсказать появление трещин и усталостное выкрашивание;
- *прогноз ресурса и износа* – на основе данных НДС рассчитывается коэффициент долговечности и количество циклов до разрушения. Это позволяет оптимизировать графики технического обслуживания и обточки колесных пар;
- *оценка риска схода* – анализ контакта в зоне гребня изношенного колеса позволяет оценить боковые силы и устойчивость колесной пары, что напрямую влияет на безопасность движения;
- *учет пластических деформаций* – в отличие от упрощенных моделей ANSYS позволяет учитывать упругопластические свойства материалов, что важно при высоких осевых нагрузках, характерных для современного тяжеловесного движения;
- *оптимизация профилей* – результаты моделирования можно использовать для разработки рациональных профилей колес, которые обеспечивали бы более равномерное распределение нагрузки при контакте с рельсами.

Результаты исследования могут быть использованы при проектировании и эксплуатации железнодорожного пути и подвижного состава в условиях тяжеловесного движения для повышения надежности и долговечности элементов системы «колесо – рельс».

Список литературы

1 Об утверждении стратегии научно-технического развития холдинга «РЖД» на период до 2025 года и на перспективу до 2030 года (Белая книга). – URL: http://cipi.samgtu.ru/sites/cipi.samgtu.ru/files/belaya_kniga.pdf (дата обращения: 11.01.2026).

References

1 On approval of the scientific and technical development strategy of the Russian Railways holding company for the period up to 2025 and for the future up to 2030 (White Paper). – URL: http://cipi.samgtu.ru/sites/cipi.samgtu.ru/files/belaya_kniga.pdf (date of access: 11.01.2026).

2 **Бороненко, Ю. П.** Стратегические задачи вагоностроителей в развитии тяжеловесного движения / Ю. П. Бороненко // Транспорт Российской Федерации. Журнал о науке, практике, экономике. – 2013. – № 5(48). – С. 68–73. – ISSN 1994-831X.

3 **Захаров, С. М.** Развитие тяжеловесного движения в мире / С. М. Захаров, К. П. Шенфельд // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. – 2013. – № 4. – С. 9–18. – ISSN 2223-9731.

4 Основные причины повышенного износа рельсов и гребней колесных пар грузовых вагонов / Л. А. Мугинштейн, В. М. Богданов, А. В. Сухов, Ю. С. Ромен // Железнодорожный транспорт. – 2020. – № 7. – С. 43–51. – ISSN 0044-4448.

5 Повышение работоспособности колесных пар подвижного состава / О. С. Валинский, А. А. Воробьев, С. И. Губенко [и др.]. – Казань : Издательство «Бук», 2022. – 324 с. – ISBN 978-5-00118-870-4.

6 **Кротов, В. П.** Напряженно-деформированное состояние колесной пары вагона при повышении режимов нагружения / В. П. Кротов, С. В. Кротов // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2002. – № 2. – С. 36–39. – ISSN 0201-727X.

7 ANSYS Rel. 11.0. Theory Reference for ANSYS and ANSYS Workbench. SAS IP Inc. – Canonsburg, 2007. – 1110 p.

8 **Hertz, H.** Gesammelte Werke / H. Hertz. – Leipzig : Johann Ambrosius Barth, 1895. – Bd 1. – 41 p.

9 **Иваночкин, П. Г.** Механика подвижного состава : учебное пособие / П. Г. Иваночкин, А. А. Зарифьян, Е. А. Василькова. – Ростов-на-Дону : РГУПС, 2019. – 146 с. – ISBN 978-5-88814-913-3.

10 **Вериго, М. Ф.** Взаимодействие пути и подвижного состава / М. Ф. Вериго, А. Я. Коган ; под редакцией М. Ф. Вериго. – Москва : Транспорт, 1986. – 558 с.

11 **Шахунянц, Г. М.** Железнодорожный путь : учебник для вузов железнодорожного транспорта / Г. М. Шахунянц. – 3-е изд., перераб. и доп. – Москва : Транспорт, 1987. – 479 с.

12 **Кротов, С. В.** Определение вертикальных динамических сил, действующих на колесо в контакте с рельсом / С. В. Кротов, Д. П. Кононов // Известия Петербургского университета путей сообщения. – 2015. – № 3 (44). – С. 70–76. – ISSN 1815-588X.

13 **Ekberg, A.** Fretting fatigue of railway axles – a review of prediction methods and a finite element model scheme / A. Ekberg // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F : Journal of Rail and Rapid Transit. – 2004, Vol. 218. – P. 299–316.

14 **Кротов, С. В.** Анализ зоны контакта железнодорожного колеса и рельса / С. В. Кротов, Д. П. Кононов // Известия Петербургского университета путей

2 **Boronenko, Yu. P.** Strategic tasks of wagon builders in the development of heavy-haul traffic / Yu. P. Boronenko // Transport of the Russian Federation. Journal of science, practice, economics. – 2013. – No. 5 (48). – P. 68–73. – ISSN 1994-831X.

3 **Zakharov, S. M.** Development of heavy-haul traffic in the world / S. M. Zakharov, K. P. Shenfeld // Russian railway science journal. – 2013. – No. 4. – P. 9–18. – ISSN 2223-9731.

4 Main causes of increased wear of rails and wheelset flanges of freight cars / L. A. Muginshtein, V. M. Bogdanov, A. V. Sukhov, Yu. S. Romen // Railway Transport. – 2020. – No. 7. – P. 43–51. – ISSN 0044-4448.

5 Improving the performance of rolling stock wheelsets / O. S. Valinsky, A. A. Vorobyov, S. I. Gubenko [et al.]. – Kazan : Buk Publishing House, 2022. – 324 p. – ISBN 978-5-00118-870-4.

6 **Krotov, V. P.** Stress-strain state of a car wheelset with increasing loading conditions / V. P. Krotov, S. V. Krotov // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putej Soobshcheniya. – 2002. – No. 2. – P. 36–39. – ISSN 0201-727X.

7 ANSYS Rel. 11.0. Theory Reference for ANSYS and ANSYS Workbench. SAS IP Inc. – Canonsburg, 2007. – 1110 p.

8 **Hertz, H.** Collected Works / H. Hertz. – Leipzig : Johann Ambrosius Barth, 1895. – Vol. 1. – 41 p.

9 **Ivanochkin, P. G.** Mechanics of rolling stock : a textbook / P. G. Ivanochkin, A. A. Zarifyan, E. A. Vasilkova. – Rostov-on-Don : RSTU, 2019. – 146 p. – ISBN 978-5-88814-913-3.

10 **Verigo, M. F.** Interaction of track and rolling stock / M. F. Verigo, A. Ya. Kogan ; Ed. M. F. Verigo. – Moscow : Transport, 1986. – 558 p.

11 **Shakhunyants, G. M.** Railroad track : a textbook for universities of railway transport / G. M. Shakhunyants. – 3rd ed., revised and enlarged. – Moscow : Transport, 1987. – 479 p.

12 **Krotov, S. V.** Determination of vertical dynamic forces acting on a wheel in contact with a rail / S. V. Krotov, D. P. Kononov // Proceedings of Petersburg transport university. – 2015. – No. 3 (44). – P. 70–76. – ISSN 1815-588X.

13 **Ekberg, A.** Fretting fatigue of railway axles – a review of prediction methods and a finite element model scheme / A. Ekberg // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F : Journal of Rail and Rapid Transit. – 2004, Vol. 218. – P. 299–316.

14 **Krotov, S. V.** Analysis of the contact zone of a railway wheel and a rail / S. V. Krotov, D. P. Kononov // Proceedings of Petersburg

сообщения. – 2022. – Т. 19, № 2. – С. 221–231. – DOI 10.20295/1815-588X-2022-19-2-221-231.

15 **Кротов, С. В.** Классификация параметров несущей способности прессового соединения колесной пары железнодорожного транспортного средства / С. В. Кротов, В. П. Кротов // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2007. – № 2 (26). – С. 22–28. – ISSN 0201-727X.

16 **Кротов, С. В.** Факторный анализ расчета несущей способности колесной пары вагона / С. В. Кротов, А. Сладковски // Транспорт Урала. – 2012. – № 2 (33). – С. 36–40. – ISSN 1815-9400.

17 **Krotov, S.** Application of the discriminant analysis in research of bearing ability of the wheel pair of the car / S. Krotov, V. Krotov // Transport Problems. – 2011. – Vol. 6, No. 1. – P. 43–48. – EDN VATMRP.

transport university. – 2022. – Vol. 19, No. 2. – P. 221–231. – DOI 10.20295/1815-588X-2022-19-2-221-231.

15 **Krotov, S. V.** Classification of the parameters of the bearing capacity of a press joint of a wheelset of a railway vehicle / S. V. Krotov, V. P. Krotov // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putej Soobshcheniya. – 2007. – No. 2 (26). – P. 22–28. – ISSN 0201-727X.

16 **Krotov, S. V.** Factor analysis of calculating the bearing capacity of a wagon wheel pair / S. V. Krotov, A. Sladkovsky // Transport of the Urals. – 2012. – No. 2 (33). – P. 36–40. – ISSN 1815-9400.

17 **Krotov, S.** Application of the discriminant analysis in research of bearing ability of the wheel pair of the car / S. Krotov, V. Krotov // Transport Problems. – 2011. – Vol. 6, No. 1. – P. 43–48. – EDN VATMRP.

S. V. Krotov

OPERATING FEATURES OF THE WHEEL-RAIL SYSTEM DURING HEAVY-HAUL TRAFFIC

Abstract. The wheelset model is adapted to consider a specific point of contact between the wheel and the rail. A conformal wheel profile relative to a new rail is considered. This profile is considered to be the most rational due to its closest approximation to ideal operating conditions. The model simulates free wheel rolling along the rail under a vertical load, i.e., in a straight line. The research methodology is based on numerical modeling using a software package.

The operating features of the wheel-rail system under heavy-haul traffic conditions are investigated: the stress-strain state of the contact zone under excessive loads is assessed. The axle load ranged from 25 to 40 tons per axle. The scientific innovation lies in the use of numerical modeling in the ANSYS environment, taking into account the specific features of surface interaction.

The modeling yielded quantitative data on the distribution of various stress types in the contact zone and determined the geometric dimensions of the contact patch. Sliding zones within the contact area were estimated. The reliability of the results was confirmed by their convergence with theoretical formulas of classical contact mechanics. The obtained patterns allow us to predict the wear and contact fatigue of rails and wheels during heavy-haul traffic.

Keywords: wheelset, axial load, finite element method, stresses and deformations, sliding, bearing capacity.

For citation: Krotov, S. V. Operating features of the wheel-rail system during heavy-haul traffic / S. V. Krotov // Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putej Soobshcheniya. – 2026. – No. 1. – P. 182–194. – DOI 10.46973/0201-727X_2026_1_182.

Сведения об авторах

Кротов Сергей Викторович

Ростовский государственный университет путей сообщения (РГУПС),
кафедра «Строительная механика»,
кандидат технических наук, доцент,
e-mail: SVK-19587@yandex.ru

Information about the authors

Krotov Sergey Viktorovich

Rostov State Transport University (RSTU),
Chair “Construction Mechanics”,
Candidate of Engineering Sciences,
Associate Professor,
e-mail: SVK-19587@yandex.ru