ISSN: 2181-4341, IMPACT FACTOR (RESEARCH BIB) – 9.145, SJIF – 5,431

Нурмухамматова Нилюфар Шерзод кизи

студентка магистратуры

Ахмадов Мухриддин Бойназар угли

студент магистратуры;

Саломов Азизбек Бахтиер угли

студент баклавриата.

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ ТВЕРДОСТИ СТАЛИ КОЛЕСА И РЕЛЬСА НА ЗНАЧЕНИЯ КОНТАКТНОГО НАПРЯЖЕНИЯ

Аннотация. В статье обобщены результаты аналитических расчетов, конечно-элементного моделирования и экспериментальных испытаний, посвященных влиянию твердости колесной и рельсовой сталей на параметры контактного взаимодействия. Показано, что повышение твердости колеса уменьшает площадь пятна контакта и сопровождается ростом контактных напряжений. Установлено, что дефект типа «выщербина» вызывает резкую концентрацию напряжений, тогда как уменьшение толщины обода в пределах рассматриваемого диапазона слабо влияет на максимум эквивалентных напряжений. Полученные зависимости могут использоваться при выборе рациональных свойств материалов и уточнении критериев ремонта колесных пар.

Ключевые слова: колесо-рельс, твердость стали, контактные напряжения, пятно контакта, выщербина, контактная усталость, ресурс колеса.

Введение

Пара «колесо – рельс» является высоконагруженной трибосистемой, в которой реализуются сложные процессы упругопластического деформирования, контактного упрочнения, накопления усталостных повреждений и изнашивания. В зоне фактического касания возникают значительные нормальные и касательные напряжения, а многократное повторение контактных циклов определяет долговечность как колеса, так и рельса.

В современных условиях эксплуатации рост осевых нагрузок и повышение скоростей движения привели к усилению требований к контактной выносливости материалов. Простое повышение твердости одного из элементов не всегда обеспечивает ожидаемый эффект, поскольку уменьшение площади контакта может сопровождаться ростом контактных напряжений. Поэтому выбор рационального соотношения твердости колесной и рельсовой сталей должен базироваться на совместной оценке размеров пятна контакта, максимальных напряжений и склонности металла к контактно-усталостному разрушению.

Цель статьи состоит в систематизации результатов исследования влияния твердости сталей колеса и рельса на значения контактного напряжения и в оценке напряженного состояния колеса при наличии выщербины на поверхности катания.

Теоретические основы и методика расчета.

Для определения напряжений в зоне контакта использовались аналитические зависимости Герца–Беляева. Они позволяют связать максимальное контактное давление с нормальной нагрузкой, геометрией взаимодействующих поверхностей, упругими постоянными материалов и площадью эллиптического пятна контакта. В рамках расчетной схемы последовательно определялись эквивалентные радиусы кривизны, упругое сближение тел, полуоси пятна контакта и максимум нормального напряжения в центре касания.

Такой подход важен не только для расчета прочности, но и для понимания природы изнашивания. С уменьшением пятна контакта растет удельная нагрузка на поверхностный слой, повышается вероятность выхода напряжений за границы контактной выносливости и активизируются подповерхностные процессы зарождения трещин. Поэтому аналитический расчет пятна контакта является первым этапом оценки ресурса пары «колесо – рельс».

Для анализа локального напряженного состояния при наличии поверхностного дефекта была построена конечно-элементная модель взаимодействия части рельса и четверти колесного элемента. Рассматривались четыре расчетных случая: без дефекта и с выщербиной при номинальной толщине обода, а также без дефекта и с выщербиной при толщине обода 22 мм. Глубина дефекта принималась равной 6 мм.

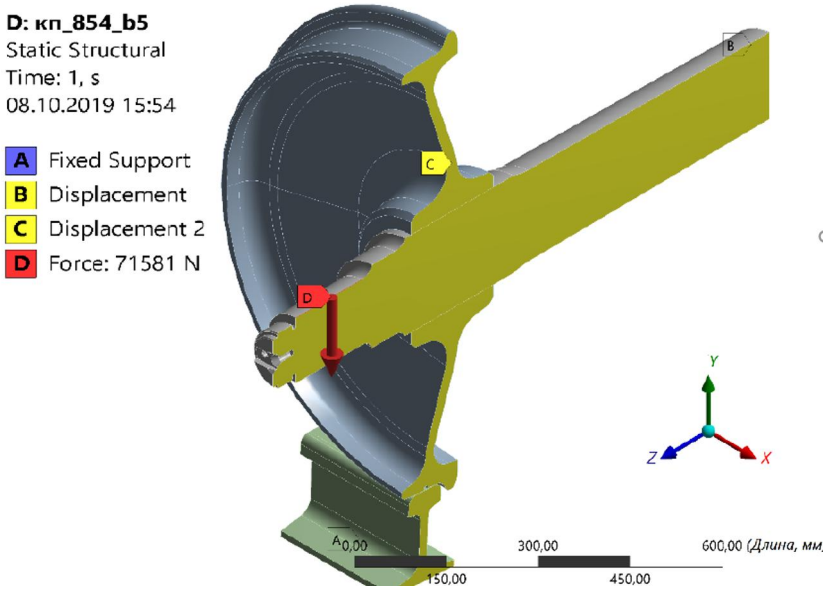


Рисунок 1 – Расчетная модель взаимодействия части рельса и 1/4 элемента колеса

Влияние твердости на площадь пятна контакта

Проведенные расчеты показали, что увеличение твердости колесной стали приводит к уменьшению площади пятна контакта. Физически это означает снижение податливости материала и уменьшение размеров зоны упругой деформации при одинаковой внешней нагрузке. Как следствие, возрастает максимальное контактное давление и ухудшаются условия работы поверхностного слоя.

Особенно отчетливо этот эффект проявляется при малых и средних осевых нагрузках. При высоких нагрузках площадь контакта возрастает, однако компенсация оказывается неполной: контактные напряжения все равно остаются повышенными по сравнению с вариантами, где твердость колеса и рельса согласована более рационально. Следовательно, чрезмерное повышение твердости колеса без учета свойств рельса может вызвать переход от умеренного изнашивания к контактно-усталостному выкрашиванию

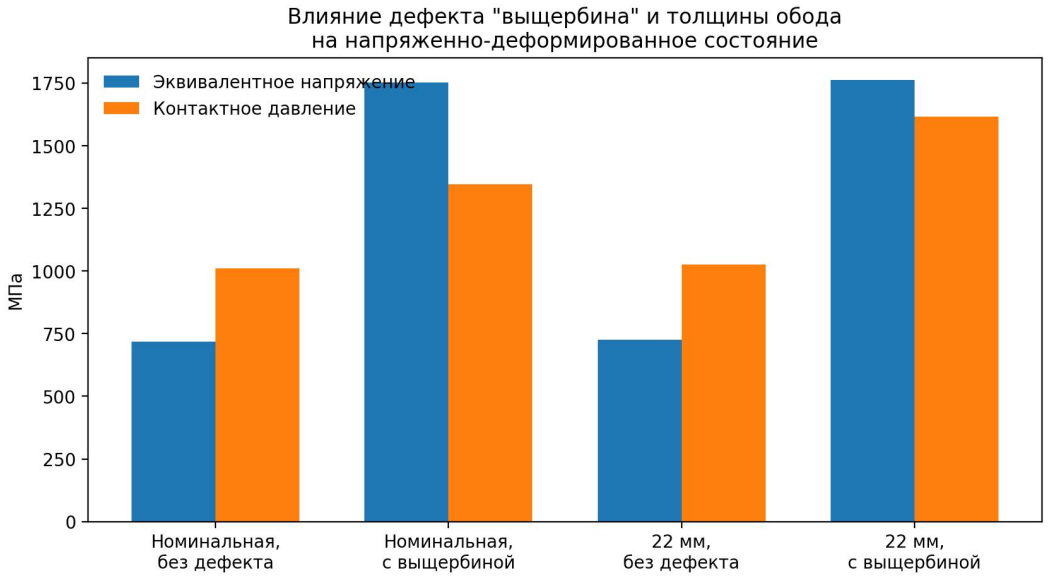


Рисунок 2 – Влияние дефекта «выщербина» и толщины обода на максимальные напряжения и контактное давление

Оценка напряженного состояния колеса с выщербиной.

У колеса без дефекта максимальные эквивалентные напряжения локализуются на глубине порядка 4 – 5 мм под поверхностью катания. Это соответствует классическим представлениям о подповерхностном характере зарождения контактно-усталостных трещин. При появлении выщербины распределение напряжений меняется: в зоне П-образной выработки формируется выраженный концентратор, способствующий росту повреждаемости.

Максимальные эквивалентные напряжения для колеса с выщербиной составили 1754 МПа при номинальной толщине обода и 1762 МПа при толщине обода 22 мм. Контактное давление в этих случаях возросло соответственно до 1346 и 1617 МПа. Для вариантов без дефекта эти величины были существенно ниже: 719 и 726 МПа по эквивалентным напряжениям, 1012 и 1026 МПа по контактному давлению.

Таким образом, решающим фактором роста напряжений является сам дефект, а не уменьшение толщины обода в рассматриваемом диапазоне. Этот вывод имеет прикладное значение, поскольку позволяет по-новому подойти к оценке остаточного ресурса колесных пар и отказаться от чрезмерно консервативной выбраковки при малом изменении толщины обода.

Параметр	*Номинальная без дефекта*	*Номинальная с выщербиной*	*Обод 22 мм без дефекта*	*Обод 22 мм с выщербиной*
Максимальное эквивалентное напряжение, МПа	719	1754	726	1762
Максимальное контактное давление, МПа	1012	1346	1026	1617

Результаты испытаний на контактную усталость

Испытания малогабаритных образцов на контактную усталость и абразивное изнашивание подтвердили расчетные предпосылки. На поверхностях роликов наблюдались сетки выщербин, локальные выкрашивания и протяженные зоны повреждения, сходные по характеру с дефектами, возникающими на реальных колесах в эксплуатации. Это свидетельствует о корректности примененной методики моделирования.

Сравнение различных марок колесной стали показало, что сталь марки Т лишь незначительно уступает стали марки 2 по контактной усталости, но отличается меньшим массовым износом. Наиболее высокий уровень сопротивления контактной усталости продемонстрировала сталь марки Л. Для нее максимальное контактное давление, соответствующее пределу выносливости при односторонней доверительной вероятности 0,95, составило 440 МПа, тогда как для стали 2 — 398 МПа, а для стали Т — 382 МПа.

По среднему значению предела выносливости преимущества стали Л также сохранились: 581 МПа против 511 МПа для стали 2 и 494 МПа для стали Т. Эти результаты подтверждают, что повышение ресурса колесной пары зависит не только от твердости как таковой, но и от комплекса структурных и эксплуатационных свойств материала.

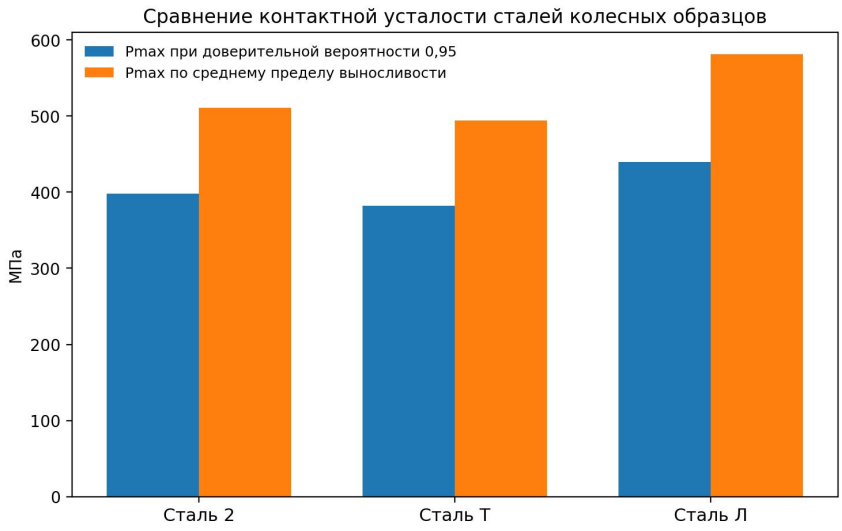


Рисунок 3 – Сравнение предельного контактного давления для различных марок колесной стали

Выводы.

Результаты исследования показывают, что выбор материалов для пары «колесо – рельс» должен осуществляться не по принципу максимального повышения твердости одного из элементов, а по принципу согласования свойств взаимодействующих сталей. Только в этом случае можно обеспечить приемлемое сочетание износостойкости, контактной выносливости и эксплуатационной надежности.

Наличие выщербины оказывает более сильное влияние на напряженное состояние, чем уменьшение толщины обода до 22 мм. Следовательно, при назначении ремонта и оценке остаточного ресурса необходимо учитывать характер локального дефекта и результаты расчета напряжений. Такой подход может повысить техническую обоснованность ремонтных решений и увеличить межремонтный пробег колесных пар.

Список литературы

1. ГОСТ 33783-2016. Колесные пары железнодорожного подвижного состава. Методы определения показателей прочности. М.: Стандартинформ, 2016. – 68 с.
2. Нормы расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) с изменениями и дополнениями. – М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. – 318 с.
3. Расчеты и испытания на прочность. Методы испытаний на контактную усталость. Рекомендации. Р 50-54-30-87. – М.: Стандартинформ, 1998. – 65 с.