

Механика материалов: прочность, ресурс, безопасность

Materials mechanics: strength, durability, safety

DOI: <https://doi.org/10.26896/1028-6861-2020-86-4-46-55>

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ КОНТАКТНО-УСТАЛОСТНЫХ ПОВРЕЖДЕНИЙ РЕЛЬСОВ РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫМИ МЕТОДАМИ

© Николай Андреевич Махутов¹, Валерий Семенович Коссов²,
Эдуард Сергеевич Оганьян², Григорий Михайлович Волохов²,
Михаил Николаевич Овечников², Андрей Леонидович Протопопов²

¹ Институт машиноведения им. А. А. Благонравова Российской академии наук, Россия, 101000, Москва, Малый Харитоньевский переулок, д. 4; e-mail: info@imash.ru

² Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава, Россия, 140402, Московская обл., г. Коломна, ул. Октябрьской революции, д. 410; e-mail: vnikti@ptl-kolomna.ru

*Статья поступила 25 марта 2019 г. Поступила после доработки 26 августа 2019 г.
Принята к публикации 25 ноября 2019 г.*

Анализ причин выхода из строя рельсов в процессе эксплуатации показал, что среди них важное место занимают дефекты контактно-усталостного характера. Цель работы — применение современных численных методов для расчетной оценки срока службы рельсов до образования контактно-усталостной трещины на поверхности катания в зависимости от величин осевой нагрузки. Для расчета напряженно-деформированного состояния (НДС) в зоне контактного взаимодействия колеса и рельса использовали конечно-элементную модель, реализованную в программном комплексе MSC.Marc. Анализ НДС показал его сложный многоосный и непропорциональный характер. Для определения накопления контактно-усталостных повреждений на поверхности катания рельсов выбрана модель многоосной усталости Брауна – Миллера, реализованная в программном комплексе MSC.Fatigue. Данная модель опирается на предположения, что наибольшие усталостные повреждения в металле возникают на площадке с максимальным касательным напряжением. При этом учитывается влияние нормальных напряжений на этой площадке. Результаты сравнительного расчетного анализа ресурса рельсов подтверждают, что с повышением осевых нагрузок при прочих равных условиях срок службы снижается. При доле 20 % грузовых поездов с осевыми нагрузками 25 тс в суточном пакете следует ожидать снижения контактно-усталостной долговечности рельсов на 3–4 %. Представляется возможным совершенствование методики прогнозирования контактно-усталостной долговечности рельсов в части экспериментального определения усталостных и прочностных характеристик рельсовой стали в зависимости от степени упрочнения поверхности катания, их вероятностных свойств и использования интегрального закона распределения вертикальных сил с учетом структуры грузопотока, проходящего по участку.

Ключевые слова: дефекты рельсов; контактно-усталостная долговечность; многоосная усталость; осевые нагрузки; спектр сил; модель накопления повреждений.

PREDICTION OF CONTACT-FATIGUE DAMAGE TO RAILS USING COMPUTATIONAL-EXPERIMENTAL METHODS

© Nikolay A. Makhutov¹, Valery S. Kossov², Eduard S. Oganyan²,
Grigory M. Volokhov², Mikhail N. Ovechnikov², Andrey L. Protopopov²

¹ Mechanical Engineering Research Institute of the Russian Academy of Sciences, 4, Maly Kharitonievsky per., Moscow, 101000, Russia; e-mail: info@imash.ru

² Scientific-Research and Design-Technology Institute of Rolling Stock, 410, Oktyabrskoy Revolyutsii ul., Kolomna, Moscow oblast', 140402, Russia; e-mail: vnikti@ptl-kolomna.ru

Received March 25, 2019. Revised August 26, 2019. Accepted November 25, 2019.

Analysis of the operational data related to rails failure showed that contact-fatigue defects consistently hold a prominent place. The goal of the study is to show the possibilities of using modern numerical methods in calculation assessment of the service life of rails before the onset of contact fatigue crack formation on a running surface depending on the values of axial load. To calculate a stress-strain state in the area of

contact interaction between the wheel and rail a detailed finite-element model implemented in the MSC. Marc software package is used. The analysis revealed complex multiaxial and non-proportional nature of the stress-strain state. The Brown – Miller multiaxial fatigue model implemented in the MSC. Fatigue software package was taken to determine accumulation of the contact fatigue damages on a rail running surface. The model is based on the assumption that maximum fatigue damages in the metal occur in the area with the maximum shear stress. The impact of normal stresses in this area is also taken into account. The results of a comparative computational analysis of the rail life time confirm that the service life decreases with increasing axial loads, all other conditions being the same. With a share of 20% of freight trains with axle loads of 25 tonf in a daily pattern one should expect a decrease in the contact fatigue life of rails by 3 – 4 %. It is possible to improve the method for prediction of the contact fatigue life of rails in terms of experimental definition of the fatigue and strength characteristics of the rail steel depending on the degree of hardening of the running surface, their probabilistic properties and the use of a cumulative distribution of vertical forces taking into account the structure of the freight traffic passing through the section.

Keywords: defects of rails; contact-fatigue life; multiaxial fatigue; axle loads; forces range; damage accumulation model.

Введение

Из-за возрастающих объемов грузовых и пассажирских перевозок в последние годы увеличиваются осевые нагрузки и скорости движения железнодорожного подвижного состава. В связи с этим повышаются требования к инфраструктуре, в частности к рельсам, к обеспечению их ресурса и безопасности движения [1 – 3].

Вследствие увеличения нагрузок колеса рельсы подвергаются более значительным повреждениям — интенсивному износу и контактной усталости поверхностей катания в виде выкрашивания металла и множественных трещин на рабочих поверхностях головки рельса. Статистика показывает, что доля изъятых из сети железных дорог Российской Федерации рельсов с дефектами контактно-усталостного характера (дефекты 10, 11, 17, 21 по кодам НТД/ЦП-2-93) от общего количества изымаемых остродефектных рельсов (ОДР) ежегодно составляет более 50 %. В среднем 20 % от общего количества изломов рельсов приходится на изломы по поперечным усталостным трещинам — дефекты 20, 21 (рис. 1), источниками образования которых является контактно-усталостная повреждаемость рабочей выкружки и поверхности катания [1, 4].

Как показывают исследования, выполненные во ВНИИЖТ [1], контактно-усталостные напряжения возникают в результате постепенного накопления дефектов поверхностью деградирующего в процессе эксплуатации слоя. При этом более чем на 20 % уменьшается сопротивление усталости, в несколько раз снижается относительное удлинение за счет исчерпания пластичности металла в результате перенаклепа. Это приводит к образованию выкрашиваний металла глубиной до 4 мм и продольных трещин глубиной до 8 мм с последующим развитием поперечных усталостных трещин. Установлена также прямая зависимость роста трещины контактной усталости с выкрашиванием и поперечными усталостными изломами рельса от пропущенного тон-

нажа [1, 4]. Отмечено, что наибольшее (до 75 – 78 %) изъятие ОДР с дефектом 21 происходит при наработке тоннажа от 500 до 800 млн т груза брутто и практически не зависит от грузонапряженности [4].

Согласно результатам испытаний рельсов на усталость [5], накопление усталостных повреждений в верхних слоях головки рельсов в эксплуатации до образования трещин приводит к небольшому понижению сопротивления усталости (на 10 – 12 %). После пропуска некоторого тоннажа в рельсах образуются внутренние предельные трещины, что вызывает снижение со-

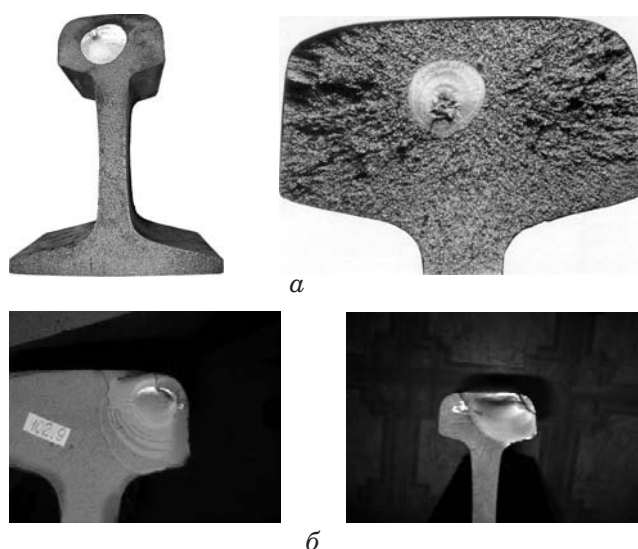


Рис. 1. Эксплуатационные дефекты: а — по коду 20 — поперечные трещины в головке рельса, вызванные внутренними дефектами (флокеном, газовыми пузырями и т.д.); б — по коду 21 — поперечные трещины в головке рельса, вызванные контактно-усталостной повреждаемостью металла

Fig. 1. The most dangerous, poorly detectable operational defects: а — defects according to code 20 — transverse cracks in the rail head caused by internal defects (flakes, air bubbles, etc.); б — defects according to code 21 — transverse cracks in the rail head caused by metal contact-fatigue damage

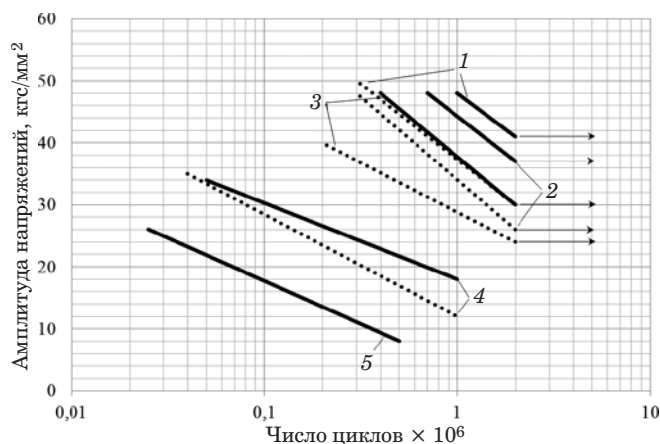


Рис. 2. Изменение сопротивления усталости натуральных объемно-закаленных (сплошная линия) и термически необработанных (штриховая) рельсов Р65 в зависимости от числа циклов нагружения: 1 — для рельсов в состоянии поставки; 2 — после пропуска тоннажа до образования в головке трещины; 3 — с продольными усталостными трещинами в головке; 4 и 5 — с дефектами 21 с малой и большой площадями соответственно [5]

Fig. 2. Dependence of the fatigue strength of full-scale volume-hardened (solid line) and untreated (dashed line) rails R65 on the number of loading cycles: 1 — rails as delivered; 2 — rails after passing the tonnage before the initiation of cracks in the rail head; 3 — rails with longitudinal fatigue cracks in the rail head; 4, 5 — rails with defects 21 with a small and large area, respectively [5]

противления усталости на 15 – 25 % по сравнению с этим показателем у новых рельсов (рис. 2). При возникновении поперечных усталостных трещин величиной более 5 % площади сечения головки рельса его сопротивление усталости снижается уже на 70 – 75 % (см. рис. 2).

На рост повреждаемости рельсов и снижение их долговечности при развитии в них дефектов, особенно поперечных усталостных трещин в головке рельса, существенное влияние оказывает динамическое воздействие на рельсы при повышении скоростей движения поездов.

Вышеизложенное создает предпосылки для дальнейшего совершенствования дефектоскопического контроля, повышения его качества. Важными параметрами дефектоскопического контроля рельсов в пути являются глубина залегания h и угол наклона плоскости развития дефектов 21. Поэтому необходимо повысить точность замера этих параметров. Формирование повреждений в целом зависит от ряда эксплуатационных факторов: плана, профиля и состояния пути, реализуемой силы тяги локомотивов, грузонапряженности участка и сезона года. Однако определяющий фактор — величина осевой нагрузки P подвижного состава. Так, для рельсов Р65 интенсивность нарастания глубины может описываться эмпирической зависимостью, приводимой в [5 – 7].

При росте динамических нагрузок хрупкое разрушение рельса в пути возможно при поперечной усталостной трещине сравнительно небольших размеров. Поэтому для своевременного обнаружения в рельсах дефектов 21 большое значение имеет знание процесса развития поперечных усталостных трещин в головке рельсов. Установлено (например, в [5]), что скорость роста поперечных трещин за период пропуска некоторого тоннажа T характеризуется коэффициентом

$$K = \frac{1}{T} \ln \frac{F_2}{F_1}, \quad (1)$$

где F_1 и F_2 — площади поперечной трещины в начальный период и после пропуска тоннажа T . Этот показатель для рельсов Р65 при нагрузках 20 и 30 тс составляет 0,044 и 0,083 [5].

Цель работы — развитие расчетно-экспериментальных методов исследований повреждаемости рельсов с построением математических моделей подвижного состава (ПС), пути (П) и взаимодействия в системе «колесо – рельс».

Методы исследования

В основе работы лежат признанные во всем мире методы, основанные на конечных элементах и динамическом моделировании [8 – 12]. Для их реализации использованы известные программные разработки. Для исследования напряженно-деформированного состояния (НДС), описания и прогнозирования повреждаемости рельсов в эксплуатации специалистами АО «ВНИКТИ» разработана комплексная система численного моделирования условий работы рельсового пути при движении поезда и качении колеса по рельсу [11]. Такая «железнодорожная механическая система» включает в себя математические модели ПС, П, контакта «колесо – рельс». Модели разработаны на основе использования параметров, характеристик, свойств и показателей взаимодействия элементов ПС и П, полученных по результатам проведения научно-исследовательских работ, анализа экспериментальных и эксплуатационных данных [8, 10, 11].

Динамические модели ПС (локомотива, вагонов) разработаны с помощью компьютерного пакета программ Universal Mechanism и состоят из твердотельных компонентов — колесной пары, тележек, кузова — с упругодиссипативными связями между ними (рис. 3).

Модель механической системы предназначена для проведения сравнительного анализа срока службы рельсов до образования в них контактно-усталостной трещины. По результатам компьютерного моделирования процесса накопления контактно-усталостных повреждений на поверхности катания рельсов установлены количест-

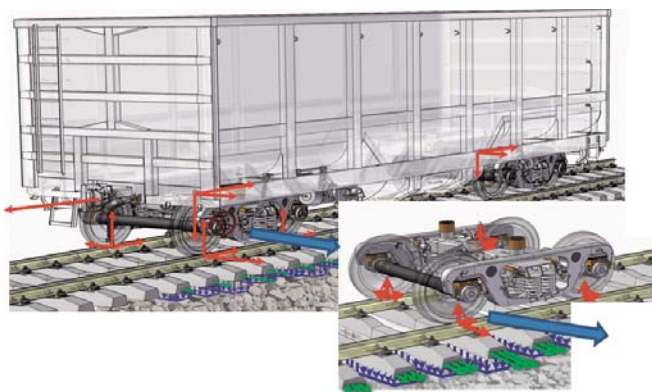


Рис. 3. Расчетная модель и схема сил, действующих в системе «колесо – рельс»

Fig. 3. The computational model and scheme of forces acting in the system “wheel – rail”

венные соотношения срока службы рельсов до возникновения контактно-усталостных трещин и величин осевых нагрузок. Процесс накопления контактно-усталостных повреждений в материале затруднительно описать, сводя его к некоторому эквивалентному одноосному напряженному состоянию [6, 7, 12, 13]. Поэтому требуется применять разной степени сложности модели многоосного усталостного разрушения из числа известных в настоящее время. Для расчетной оценки ресурса рельсов по контактно-усталостным повреждениям подходящими представляются модели Брауна – Миллера, Фатема – Соси, Смита – Ватсона – Топпера и др. [14, 15].

В данной работе использовали модель механизма накопления контактно-усталостных повреждений Брауна – Миллера [14]. Эта модель интегрирована в систему программного комплекса Fatigue, которая через Patran завязана с расчетным комплексом Marc. Такая связь обеспечивает автоматизацию передачи данных.

В модели учитывается влияние деформаций растяжения-сжатия, нормальных к площадке максимальных сдвиговых деформаций в зоне контакта колеса с рельсом:

$$\frac{\Delta\gamma}{2} = \frac{\Delta\gamma_{\max}}{2} + \alpha\Delta\varepsilon_{\perp} = \beta_1 \frac{\sigma'_f - 2\sigma_{\perp\text{mean}}}{E} (2N_p)^b = \beta_2 \varepsilon'_f (2N_p)^c, \quad (2)$$

где $\Delta\gamma_{\max}/2$ — амплитуда максимальных сдвиговых деформаций, достигаемых на некоторой площадке в зоне контакта; $\Delta\varepsilon_{\perp}$ — размах нормальных деформаций на этой площадке; $\sigma_{\perp\text{mean}}$ — среднее за цикл нормальное напряжение на этой площадке; α , β_1 , β_2 — коэффициенты, равные $\alpha = 0,3$; $\beta_1 = (1 + \nu) + (1 - \nu)\alpha$; $\beta_2 = 1,5 + 0,5\alpha$; ν , E — коэффициент Пуассона и модуль Юнга рельсовой стали; σ'_f , ε'_f — коэффициенты уста-



Рис. 4. Деформационные кривые усталости

Fig. 4. Deformation fatigue curves

лостной прочности (осевой) и усталостной пластичности (осевой); b , c — показатели степени усталостной прочности и пластичности; N_p — число циклов нагружения (прокатывания колеса по рельсу) до наступления зарождения дефекта.

На рис. 4 в логарифмических координатах схематически представлены деформационные кривые усталости в соответствии с зависимостью (1). Эмпирические параметры σ'_f , ε'_f , b , c в уравнении (2) являются основой для построения кривых усталости в координатах $\lg \varepsilon_a - \lg N_p$, которые, как показывают данные [16], могут быть найдены с использованием характеристик механических свойств металлов и сплавов.

При оценке влияния на долговечность фактора осевой нагрузки свойства материала считали однородными и, как рекомендовано в [16], приняли: $\sigma'_f = 1,5\sigma_b$; $\varepsilon'_f = 0,59$; $b = -0,087$; $c = -0,58$.

Анализ повреждаемости головки рельса для оценки усталостной прочности рельса проводили на основе расчетных компонентов тензора напряжений, алгоритма Брауна – Миллера и многоосной пластической коррекции (по Нейберу) циклической диаграммы деформирования. Расчеты проводили при вероятности неразрушения 95 %.

Расчет выполняли в предположении, что накопление усталостных повреждений материала головки рельса происходит в результате многократно повторяющихся нагружений (и соответствующих им напряжений и деформаций) в зоне механического контакта катящегося колеса по рельсу. Извилистость движения колеса по рельсу вносит в расчет дополнительные сложности. Особенность расчета контактно-усталостной прочности заключается в том, что компоненты тензора напряжений на поверхности рельса находятся в многоосном напряженном состоянии при непропорциональном нагружении, что учитывается в алгоритме Брауна – Миллера [14]. Кроме того, возникает необходимость в зоне контакта катящегося по рельсу колеса стучать сетку

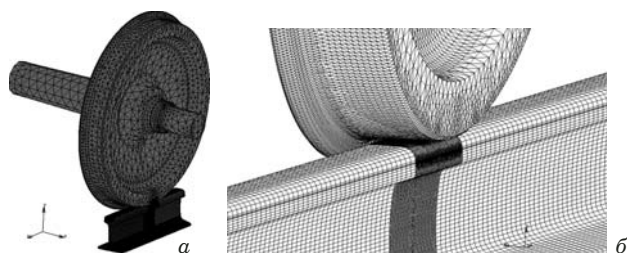


Рис. 5. Конечно-элементная модель взаимодействия «колесо – рельс» для расчета напряженно-деформированного состояния в зоне контакта

Fig. 5. The finite-element model of the wheel – rail interaction used in calculations of the stress-strain state in the contact area

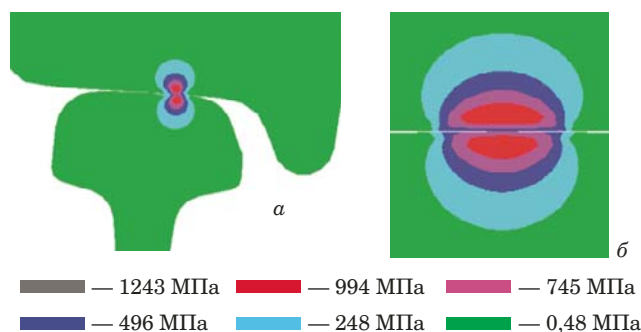


Рис. 6. Распределение эквивалентных по Мизесу напряжений $\sigma_{\text{эkv}}$ в контакте «колесо – рельс»: *a* и *б* — виды сечений в поперечном и продольном направлениях рельса

Fig. 6. The distribution of equivalent von Mises stresses σ_{eq} in the wheel – rail contact: *a* — section view in the transverse direction of the rail; *b* — section view in the longitudinal direction of the rail

конечно-элементной модели, применяемой для расчета НДС.

Расчет НДС в зоне контакта катящегося колеса и рельса выполняли с использованием подробных трехмерных конечно-элементных моделей в программном комплексе MSC.Marc (рис. 5).

В расчете конечно-элементная модель вагонного колеса диаметром 957 мм прокатывалась по конечно-элементной модели отрезка рельса Р65 длиной 500 мм при разных значениях вертикальной нагрузки на колесо в диапазоне 50 – 200 кН. При этом колесо находилось в среднем попереч-

Таблица 1. Механические характеристики сталей колеса и рельса

Table 1. The mechanical characteristics of wheel and rail steels

Характеристики	Колесо	Рельс
Модуль Юнга E , ГПа	210	210
Коэффициент Пуассона ν	0,3	0,3
Временное сопротивление σ_b , МПа	1100	1290
Предел текучести σ_t , МПа	800	850

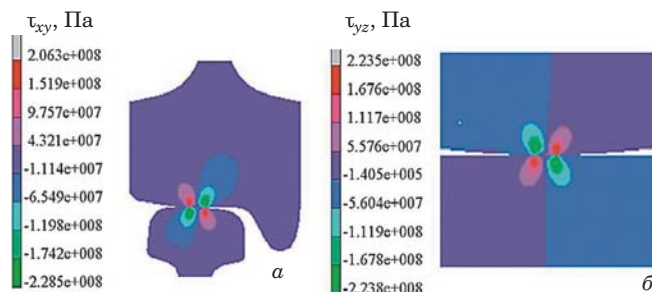


Рис. 7. Распределение касательных напряжений в контакте «колесо – рельс»: *a* и *б* — сечения в поперечном и продольном направлениях рельса

Fig. 7. The distribution of tangential stresses in the wheel – rail contact: cross section in the transverse (*a*) and longitudinal (*b*) direction of the rail

ном положении по отношению к рельсу при номинальном значении ширины колеи 1520 мм и подуклонке рельса 1/20. Узлы в концевых сечениях конечно-элементной модели рельса закреплялись по всем направлениям.

Между контактирующими поверхностями колеса и рельса использовалась модель сухого трения с коэффициентом $\mu = 0,3$. Механические свойства сталей, из которых изготовлены колесо и рельс, представлены в табл. 1.

Результаты расчета НДС от статической нагрузки на колесо 120 кН в контакте «колесо – рельс» при неподвижном положении колеса показаны на рис. 6.

Из рис. 6 видно, что максимальные эквивалентные по Мизесу напряжения в материале рельса расположены под поверхностью головки рельса на глубине примерно 5 мм. С дальнейшим увеличением глубины эти напряжения быстро уменьшаются. На рис. 7 представлены распределения касательных напряжений в зоне контакта колеса с рельсом. Установлено, что значительные касательные напряжения возникают лишь в пределах небольшой зоны вблизи контакта, в других частях модели они незначительны.

Из изложенного следует, что при расчете НДС в рельсе от катящегося колеса достаточно смоделировать небольшую его прокатку, поскольку на удалении от места контакта напряжения становятся пренебрежимо малы. Длина прокатки была принята равной 80 мм.

Изменение компонент тензора напряжений в точке поверхности катания рельса, лежащей на пути прокатки колеса при нагрузке на него 120 кН, показано на рис. 8. Здесь по оси абсцисс отложено условное время счета (время движения колеса по рельсу), а по оси ординат — значения компонент тензора напряжений.

Из рис. 8 видно, что максимальные нормальное σ_{yy} и касательное τ_{yz} напряжения на поверх-



Рис. 8. Изменение компонент тензора напряжений в точке поверхности катания рельса при прокатывании колеса: σ_{xx} , σ_{yy} , σ_{zz} — нормальные напряжения тензора вдоль осей X , Y , Z ; τ_{xy} , τ_{yz} , τ_{xz} — касательные напряжения на площадках

Fig. 8. Changes of stress tensor components at the point on the rail running surface as a wheel rolls: σ_{xx} , σ_{yy} , σ_{zz} — tensor normal stresses along the X , Y , Z axes; τ_{xy} , τ_{yz} , τ_{xz} — shear stresses in the areas

ности катания рельса не возникают одновременно, их максимумы сдвинуты во времени.

Компоненты тензора напряжений и деформаций, вычисленные для группы поверхностных и внутренних узлов конечно-элементной модели рельса, расположенных в зоне концентрации контактных напряжений при прокатке колеса под разной вертикальной нагрузкой, передавались в качестве входных данных в программный комплекс MSC.Fatigue, в котором рассчитывались повреждения в рельсе за один цикл прокатки колеса.

Для определения повреждающего действия нагрузки от прокатывания колеса по рельсу используется понятие относительной повреждаемости за цикл прокатки. Максимальные относительные повреждаемости в рельсе при разных

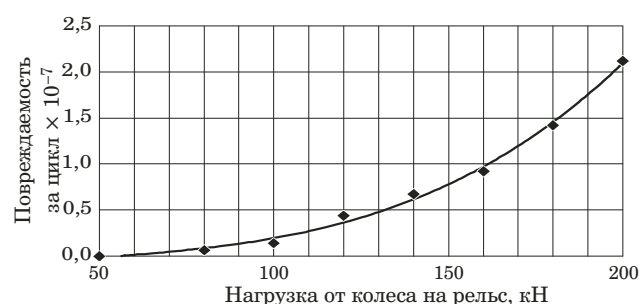


Рис. 9. Относительная повреждаемость за один цикл проката колеса над исследуемой зоной при разных нагрузках от колеса

Fig. 9. The relative damageability per one cycle of a wheel rolling above the area under study at different loads

значениях вертикальной нагрузки на колесо представлены на рис. 9.

Обсуждение результатов

На рис. 10 показаны повреждаемости рабочей поверхности рельса в зоне контакта за один цикл проката колеса при различной нагрузке на ось. Видно, что для данной схемы зоны с максимальной повреждаемостью сосредоточены в приповерхностной области головки рельса.

В процессе движения колеса в составе поезда касаются поверхности рельса в разных точках поперечного сечения. Для учета долей нахождения точек контакта колес по поперечному сечению рельса при расчете контактно-усталостной повреждаемости были определены весовые коэффициенты их распределения

$$\gamma = \frac{h_i \Delta t_i}{S_{cp}}, \quad (3)$$

где Δt_i — ширина i -го интервала; h_i — величина

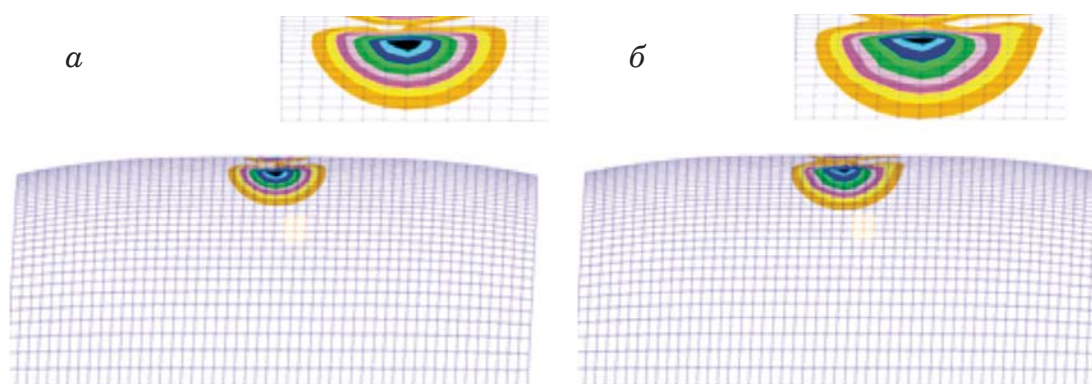


Рис. 10. Повреждаемость зон поверхности катания рельса за один цикл проката колеса над исследуемой зоной при нагрузке на ось 120 (а) и 180 кН (б)

Fig. 10. The damage to rail running surface areas per one cycle of a wheel rolling above the area under study with axle loads: а — 120 kN; б — 180 kN



Рис. 11. Распределение твердости по поперечному сечению рельса на прямом участке пути

Fig. 11. The hardness distribution in the cross-section of rails on the tangent track

i -го параметра, пропорционального величине твердости;

$$S_{cp} = \sum_{i=1}^n h_i \Delta t_i —$$

площадь фигуры, ограниченная сверху кривой изменения твердости в поперечном сечении головки рельса.

Исследования подтвердили, что распределения твердости рельсов по поперечному сечению имеют как качественные, так и количественные различия для участков грузового, пассажирского, смешанного движений, порожнякового хода. Установлено, что распределение поперечных положений колес колесной пары относительно поперечного профиля рельса хорошо коррелирует с распределением твердости поверхностных слоев рельса.

Характер распределения твердости на поверхности катания головки рельса, замеренной на прямом участке пути на 64 км (ПК2 I главного пути Непецино – Яганово Московской ж.д.) представлен на рис. 11. Показанное здесь распределение твердости, характеризующее повреждения на поверхности в виде выщербины в зонах, распо-

Таблица 2. Статистические характеристики экспериментальных распределений вертикальных сил

Table 2. Statistical characteristics of experimental distributions of vertical forces

Характеристика	Нагрузка на ось, кН		
	235	250	270
Среднее значение	115,18	125,44	134,96
Стандартная ошибка	1,21	1,44	0,91
Медиана	117,12	126,24	135,70
Мода	122,08	123,04	128,59
Стандартное отклонение	9,98	11,85	5,47
Дисперсия выборки	99,51	140,34	29,93
Минимум	93,92	92,16	113,39
Максимум	142,16	161,74	162,25

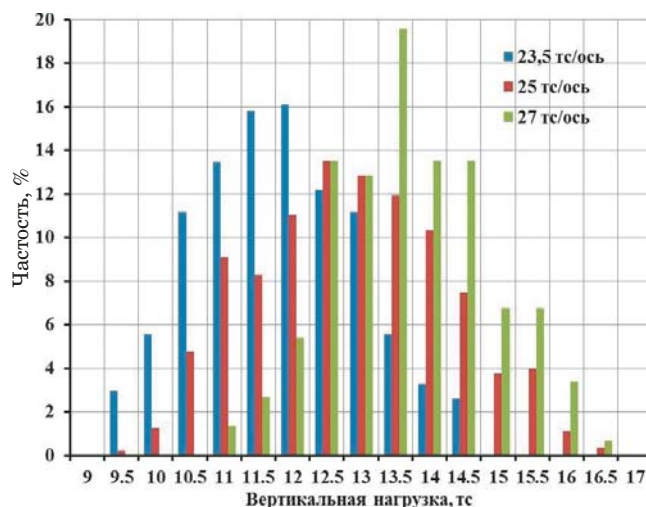


Рис. 12. Гистограммы распределения вертикальных сил от поездов, сформированных из вагонов с осевыми нагрузками 23,5, 25 и 27 тс

Fig. 12. Histograms of the distribution of vertical forces from the trains formed of wagons with axle loads of 23.5, 25, and 27 tonf

ложенных на расстояниях 20 – 15 мм от внутренней и наружной боковых граней головки рельсов, подтверждает факт корреляции интенсивных контактно-усталостных повреждений с максимальными значениями твердости.

Исследования распределения твердости по Бринеллю (HV) по поверхности катания головки рельсов в эксплуатации показали также, что на участках грузового движения при пропущенном тоннаже 180 млн т брутто максимальные значения твердости на поверхности головки рельсов достигали 406 – 410 HV . При пропущенном тоннаже 840 млн т брутто значения твердости в этих зонах повышались до 450 – 460 HV , наблюдались выщербины и отслоение металла.

При расчете контактно-усталостной прочности учитывалась вариативность вертикальных нагрузок путем использования реальных блоков нагружения [17]. Спектры нагрузок получали путем проведения испытаний по воздействию на путь поездов, сформированных из инновационных полувагонов 12-9853 на тележках 18-9855 и серийных вагонов на тележках 18-100 (на полигоне б.п. Южный – Калманка Западно-Сибирской ж.д.), из инновационных вагонов 12-9548-01 с тележками 18-6863 с осевыми нагрузками 27 тс (на перегоне Качканар – Смычка Свердловской ж.д.). Результаты статистической обработки ансамблей вертикальных сил от грузовых вагонов с осевыми нагрузками 23,5, 25 и 27 тс в условиях эксплуатации представлены в виде гистограммы на рис. 12, а статистические характеристики экспериментальных распределений вертикальных сил — в табл. 2.

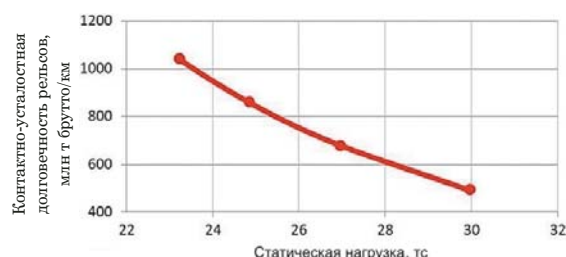


Рис. 13. Расчетная зависимость изменения контактно-усталостной долговечности рельсов от величины осевых нагрузок

Fig. 13. The calculated dependence of the rail contact fatigue life on the axle loads

По экспериментально полученным данным с использованием модели многоосной усталости выполнен расчет срока службы рельсов до появления контактно-усталостной трещины. Характер изменения срока службы рельса по контактно-усталостной прочности от величины осевых нагрузок показан на рис. 13 и 14.

Анализ расчетных данных показал, что с повышением осевых нагрузок с 23,5 до 25 тс следует ожидать снижения контактно-усталостной долговечности рельсов на 19 %, при дальнейшем повышении осевых нагрузок до 27 тс — на 32 %. Учитывая, что доля грузовых вагонов с осевыми нагрузками 25 тс не превышает 20 %, то на маршрутах их использования следует ожидать снижения контактно-усталостной долговечности рельсов на 3 – 4 % (табл. 3).

Выводы

Проблемы оценки ресурса рельсов на различных стадиях жизненного цикла, его расчета, экспериментального подтверждения, диагностики и мониторинга рельсов в эксплуатации являются актуальными и требуют чрезвычайно сложных наукоемких исследований.

Поскольку полученные результаты предполагают дальнейшие работы в этом направлении, необходимо определить возможные влияния ряда факторов на расчетный ресурс. Так, образующиеся на поверхности контактного взаимодей-

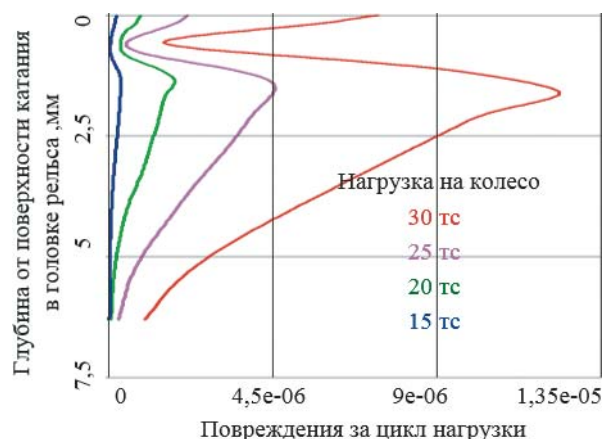


Рис. 14. Распределение повреждаемости (обратная величина циклов до зарождения трещины) в головке рельса по глубине в зависимости от нагрузки на колесо

Fig. 14. In depth distribution of the damageability (the inverse value of cycles before crack nucleation) in the rail head as a function of the wheel load

ствия дефекты быстро закатываются и далее не развиваются. Хуже подповерхностные дефекты — они способны развиваться в опасные раковины и трещины.

В заключение отметим основные выводы.

1. В вариантах движения с нагрузками на колесо до 18 тс дефекты локализуются на поверхности катания рельса, с нагрузками более 18 тс они начинают смещаться вглубь, под поверхность. Величина смещения подлежит уточнению.

2. На величину ресурса существенно влияют принятые распределения положения пятна контакта на головке рельса. Полученные в процессе компьютерного моделирования значения наработки рельсов до образования контактно-усталостных повреждений могут быть приняты как базовые. В условиях эксплуатации ресурс рельса может как снижаться, так и увеличиваться. Его снижение происходит за счет:

- ударного взаимодействия колес с дефектами;
- дополнительных тангенциальных напряжений от сил тяги и торможения;
- наличия внутренних напряжений от термообработки;

Таблица 3. Оценка пропущенного тоннажа для разных типов движения

Table 3. The estimation of passed tonnage for different types of traffic

Параметр	Тип движения			
	Порожний	Груженный	Смешанный	Пассажирский
Повреждаемость за цикл	3,23E-08	6,85E-08	5,44E-08	6,51E-08
Число циклов до разрушения	30 973 596	14 596 110	18 372 583	15 349 483
Доля пятна контакта	0,25	0,42	0,38	0,23
Средняя нагрузка на колесо, тс	6,75	12,65	11,4	10,8
Пропущенный тоннаж, млн т брутто	1672,6	879	1102	1442

наличия внутренних напряжений от сезонного колебания температур;

загрязненности металла неметаллическими включениями.

На увеличение ресурса положительно могут влиять:

приработанность колес и рельсов (комфортность сопрягаемых профилей), уменьшающая контактные давления;

удаление поврежденных зон с поверхности контакта в ходе протекания износных процессов (эффект трибофатики).

3. Для прогнозирования контактно-усталостной долговечности рельсов с учетом повышения осевых нагрузок разработана методика с использованием теории многоосной усталости, модели Брауна – Миллера при принятии усредненных характеристик показателей степени усталостной прочности и пластичности рельсовой стали и расчетных напряжений в зоне контакта «колесо – рельс» с учетом пластической коррекции (по Нейберу).

4. Полученные результаты расчета контактно-усталостной долговечности и данные эксплуатации одиночно изъятых рельсов показали, что они хорошо коррелируют в случае эксплуатации поездов, сформированных из вагонов с осевыми нагрузками 23,5 тс.

Сравнительный расчетный анализ ресурса рельсов подтверждает, что с повышением осевых нагрузок срок службы снижается. При доле 20 % грузовых поездов с осевыми нагрузками 25 тс в суточном пакете следует ожидать уменьшения контактно-усталостной долговечности рельсов на 3 – 4 %.

Авторы будут продолжать работы по совершенствованию методики прогнозирования контактно-усталостной долговечности рельсов в части экспериментального определения усталостных и прочностных характеристик рельсовой стали в зависимости от степени упрочнения поверхности катания, распределения вертикальных сил с учетом структуры грузопотока, проходящего по участку.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шур Е. А., Борц А. И., Сухов А. В. и др. Образование контактно-усталостных дефектов в головке рельсов / Железнодорожный транспорт. 2015. № 12. С. 34 – 38.
2. Лисицын А. И. Проблемы увеличения межремонтного ресурса рельсов с 700 до 1500 млн т брутто / Путь и путевое хозяйство. 2015. № 5. С. 13 – 15.
3. Лысюк В. С. Сравнительные испытания долговечности рельсов / Путь и путевое хозяйство. 2005. № 2. С. 23 – 25.
4. Богданов О. К., Ноздрачев Г. С. Анализ статистики ОДР с дефектом 21 / Путь и путевое хозяйство. 2017. № 2. С. 26 – 33.
5. Порошин В. Л. Оценка повреждаемости рельсов дефектами при повышении скоростей движения / Тр. ВНИИЖТ. 1979. Вып. 614. С. 54 – 65.

6. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. — М.: Мир, 1989. — 510 с.
7. Ахметзянов М. Х. О механизме развития контактно-усталостных повреждений в рельсах / Вестник ВНИИЖТ. 2003. № 2. С. 41 – 45.
8. Goryacheva I. G., Zakharov S. M., Torskaya E. V. Rolling contact fatigue and wear of wheel/rail simulation / Proceedings of the second International conference on rail technology research development and maintenance. Paper 0123456789. — Stirlingshire: Civil-Comp Press, 2014. — 15 p.
9. Trummer G., Six K., Woelfle A., et al. Comparison of rolling contact fatigue crack initiation models under heavy haul conditions / Proceedings of the International heavy haul conference IHNA-2017 (Cape Town, SA, 2017). Cape Town. 2017. P. 79 – 84.
10. Захаров С. М., Торская Е. В. Подходы к моделированию возникновения поверхностных контактно-усталостных повреждений в рельсах / Вестник ВНИИЖТ. 2018. Т. 77. № 5. С. 259 – 268.
11. Махутов Н. А., Резников Д. О., Коссов В. С., Оганьян Э. С., Волохов Г. М., Овечников М. Н., Протопопов А. Л. Методы определения ресурса нерезервируемых несущих элементов подвижного состава и пути / Бюллетень Объединенного ученого совета ОАО «РЖД». 2017. № 3. С. 19 – 39.
12. Сакало В. И., Сакало А. В. Выбор критерия для моделирования накопления контактно-усталостных повреждений в колесах железнодорожного подвижного состава / IV научно-технический семинар «Компьютерное моделирование на железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ» (Брянск, 3 – 4 апреля 2018 г.). Брянск, 2018. С. 63 – 70.
13. Махутов Н. А., Сосновский Л. А., Кебинов А. А. Метод оценки механического состояния материала рельсов после длительной эксплуатации / Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2007. Т. 73. № 8. С. 49 – 54.
14. Brown M. W., Miller K. J. A theory for fatigue failure under multiaxial stress-strain conditions / Proceedings of the institute of mechanical engineers. 1973. Vol. 187. P. 745 – 755.
15. Chung Lun Pun, Welsby D., Mutton P., Yan W. Rolling contact fatigue life predictions for rails and welds in heavy haul / Proceedings of the International heavy haul conference IHNA-2017 (Cape Town, SA, 2017). Cape Town. 2017. P. 56 – 62.
16. Troshchenko V. T., Khamaza L. A. Deformation curves for fatigue steels and methods for determining its parameters. Message 1. Traditional methods / Strength issues. 2010. N 6. P. 26 – 44.
17. Коссов В. С., Волохов Г. М., Краснов О. Г., Овечников М. Н., Протопопов А. Л., Огуенко В. В. Влияние величины осевых нагрузок подвижного состава на контактно-усталостную долговечность рельсов / Вестник ВНИИЖТ. 2018. Т. 77. № 3. С. 149 – 156.

REFERENCES

1. Shur E. A., Borts A. I., Sukhov A. V., et al. The formation of contact-fatigue defects in the rail head / Zheleznodor. Transport. 2015. N 12. P. 34 – 38 [in Russian].
2. Lisitsyn A. I. Problems of increasing the overhaul period of rails from 700 to 1,500 million tons gross / Put' Putevye Khoz. 2015. N 5. P. 13 – 15 [in Russian].
3. Lysyuk V. S. Comparative tests of durability of rails / Put' Putevye Khoz. 2005. N 2. P. 23 – 25 [in Russian].
4. Bogdanov O. K., Nozdrachev G. S. The statistical analysis of defective rails with defect 21 / Put' Putevye Khoz. 2017. N 2. P. 26 – 33 [in Russian].
5. Poroshin V. L. The assessment of the rail damageability due to defects in case of increasing speeds / Trudy VNIIZhT. 1979. Issue 614. P. 54 – 65 [in Russian].
6. Johnson K. Contact mechanics. — Moscow: Mir, 1989. — 510 p. [Russian translation].

7. **Akhmetzyanov M. Kh.** About the mechanism of developing contact fatigue damages in rails / Vestn. VNIIZhT. 2003. N 2. P 41 – 45 [in Russian].
8. **Goryacheva I. G., Zakharov S. M., Torskaya E. V.** Rolling contact fatigue and wear of wheel/rail simulation / Proceedings of the second International conference on rail technology research development and maintenance. Paper 0123456789. — Stirlingshire: Civil-Comp Press, 2014. — 15 p.
9. **Trummer G., Six K., Woelfle A., et al.** Comparison of rolling contact fatigue crack initiation models under heavy haul conditions / Proceedings of the International heavy haul conference IHHA-2017 (Cape Town, SA, 2017). Cape Town. 2017. P 79 – 84.
10. **Zakharov S. M., Torskaya E. V.** Approaches to simulate the occurrence of surface contact fatigue damages in rails / Vestn. VNIIZhT. 2018. Vol. 77. N 5. P 259 – 268 [in Russian].
11. **Makhutov N. A., Reznikov D. O., Kossov V. S., Oganyn E. S., Volokhov G. M., Ovechnikov M. N., Protopopov A. L.** Methods to determine the life time of non-redundant load-bearing elements of rolling stock and track / Byull. Ob"ed. Uch. Soveta OAO "RZhD". 2017. N 3. P 19 – 39 [in Russian].
12. **Sakalo V. I., Sakalo A. V.** The choice of a criterion to simulate the accumulation of contact fatigue damages in wheels of railway rolling stock / IV scientific and technical workshop "Computer-aided simulation in railway transport: dynamics, strength, wear" (Bryansk, April 3 – 4, 2018). Bryansk, 2018. P 63 – 70 [in Russian].
13. **Makhutov N. A., Sosnovsky L. A., Kebikov A. A.** The method to assess the mechanical state of the rail material after the continuous operation / Zavod. Lab. Diagn. Mater. 2007. Vol. 73. N 8. P 49 – 54 [in Russian].
14. **Brown M. W., Miller K. J.** A theory for fatigue failure under multiaxial stress-strain conditions / Proceedings of the institute of mechanical engineers. 1973. Vol. 187. P 745 – 755.
15. **Chung Lun Pun, Welsby D., Mutton P., Yan W.** Rolling contact fatigue life predictions for rails and welds in heavy haul / Proceedings of the International heavy haul conference IHHA-2017 (Cape Town, SA, 2017). Cape Town. 2017. P 56 – 62.
16. **Troshchenko V. T., Khamaza L. A.** Deformation curves for fatigue steels and methods for determining its parameters. Message 1. Traditional methods / Strength issues. 2010. N 6. P 26 – 44.
17. **Kossov V. S., Volokhov G. M., Krasnov O. G., Ovechnikov M. N., Protopopov A. L., Oguenko V. V.** The influence of rolling stock axial loads on the contact fatigue life time of rails / Vestn. VNIIZhT. 2018. Vol. 77. N 3. P 149 – 156 [in Russian].