

Влияние величины осевых нагрузок подвижного состава на контактно-усталостную долговечность рельсов

В. С. КОССОВ, Г. М. ВОЛОХОВ, О. Г. КРАСНОВ, М. Н. ОВЕЧНИКОВ, А. Л. ПРОТОПОПОВ, В. В. ОГУЕНКО

Акционерное общество «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава» (АО «ВНИИЖТ»), Коломна, 140402, Россия

Аннотация. Анализ эксплуатационных данных, касающихся выхода из строя рельсов, показал, что устойчиво из года в год одно из лидирующих мест среди повреждений занимают дефекты контактно-усталостного характера.

В связи с развитием на железных дорогах Российской Федерации тяжеловесного движения специалисты АО «ВНИИЖТ» разработали модель расчета срока службы рельсов до образования контактно-усталостной трещины на поверхности катания в зависимости от величин осевой нагрузки. Для определения накопления контактно-усталостных повреждений на поверхности катания рельсов выбрана модель многоосной усталости. С учетом вариативности вертикальной нагрузки исследовались спектры вертикальных сил, полученные путем проведения ходовых испытаний по воздействию на путь грузовых поездов, сформированных из инновационных вагонов 12-9853 с тележками 18-9855 и осевой нагрузкой 25 тс, вагонов 12-9548-01 на тележках 18-6863 с осевыми нагрузками 27 тс и серийных вагонов на тележках 18-100 с осевыми нагрузками 23,5 тс.

Ключевые слова: рельс; контактно-усталостная долговечность; многоосная усталость; весовые коэффициенты; спектр нагрузок

Состояние вопроса. Опыт эксплуатации рельсов на железных дорогах Российской Федерации показывает, что значительная часть дефектных и остродефектных рельсов имеют повреждения контактно-усталостного характера [1]. Причиной дефектов в первую очередь является высокий уровень контактных напряжений, действующих на поверхности катания рельсов от воздействия колес подвижного состава. В 1980-е гг. на Экспериментальном кольце ВНИИЖТ были проведены полномасштабные испытания по оценке влияния на контактно-усталостную прочность и износ рельсов грузовых вагонов с осевыми нагрузками 23,5, 25 и 27 тс [2]. Установлено, что при одинаковом пропущенном тоннаже (около 593 млн т брутто):

- общее количество отказов рельсов при пропуске вагонов с осевой нагрузкой $P_o = 25$ тс на 21 % больше, чем у вагонов с $P_o = 23,5$ тс;
- отказы рельсов по причине контактной усталости (код 11) от грузовых вагонов с $P_o = 25$ тс составили 75 % всех повреждений, а с $P_o = 23,5$ тс — 68 %;
- повреждения по коду 21 от вагонов с $P_o = 25$ тс составили 13 %, от вагонов с $P_o = 23,5$ тс — 5 %.

По результатам полигонных испытаний и эксплуатации выявлено, что показатели контактно-усталостной выносливости рельсов имеют значительный разброс. Согласно [3] для рельсов Т1 производства Нижнетагильского металлургического комбината (ОАО «НТМК») среднее значение тоннажа по одиночным изъятиям рельсов по контактно-усталостной прочности — 649 млн т брутто при среднеквадратическом отклонении $\sigma_T = 277$ млн т брутто. В процессе совершенствования технологических процессов чистота рельсовой стали повышалась и одновременно увеличивался пропущенный тоннаж до изъятия рельсов по дефектам 11_{1-2} , 21_{1-2} [4]. Принимая за среднее значение пропущенного тоннажа величину, при которой производят одиночные изъятия рельсов по превышению контактно-усталостной прочности 750 млн т брутто при среднеквадратическом отклонении 200 млн т брутто [5], получим максимально вероятное значение тоннажа до изъятия рельсов по контактно-усталостной прочности: $650 + 200 \cdot 2,5 = 1150$ млн т брутто. Таким образом, полученные из эксплуатации данные могут быть приняты для верификации результатов моделирования. Проблема контактно-усталостной долговечности рельсов получила развитие в работах [6, 7, 8, 9, 10, 11].

Целью данной работы явилось определение влияния инновационных вагонов с повышенными осевыми нагрузками 25 и 27 тс на контактно-усталостную долговечность рельсов.

Модель расчета накопления контактно-усталостных повреждений на поверхности катания рельсов. Для ответа на поставленный вопрос была разработана модель накопления контактно-усталостных повреждений в рельсах в зависимости от уровней осевых нагрузок. Модель предназначена для проведения сравнительного анализа срока службы рельсов от начала эксплуатации до образования в них контактно-усталостной трещины. По результатам компьютерного моделирования процесса накопления контактно-усталостных повреждений на поверхности катания рельсов установлены количественные соотношения срока службы рельсов до возникновения в

■ E-mail: krasnovog@mail.ru (О. Г. Краснов)

них контактно-усталостных трещин в зависимости от величин осевых нагрузок. Процесс накопления контактно-усталостных повреждений в материале невозможно корректно описать, сводя его к некоторому эквивалентному одноосному напряженному состоянию. Для этого требуется применять разной степени сложности модели многоосного усталостного разрушения из числа известных в настоящее время. Подходящими для выполнения расчетной оценки ресурса рельсов по контактно-усталостным повреждениям представляются модели Брауна—Миллера, Фатемии—Соси, Смита—Ватсона—Топпера и др.

В данной работе была использована модель механизма накопления контактно-усталостных повреждений Брауна—Миллера (максимальное усталостное повреждение наблюдается на площадке с максимальной амплитудой сдвиговой деформации, повреждаемость есть функция как сдвиговой деформации, так и нормальной деформации на этой площадке) [12]. Эта модель интегрирована в систему программного комплекса MSC.Fatigue, которая через комплекс Patran осуществляет обмен данными с расчетным комплексом MSC.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:

$$\varepsilon_a \cong \frac{\Delta\gamma_{\max}}{2} + \alpha_{bm}\Delta\varepsilon_{\perp} = \beta_1 \frac{\sigma'_f - 2\sigma_{\perp mean}}{E} \times (2N_p)^b + \beta_2 \varepsilon'_f (2N_p)^c, \quad (1)$$

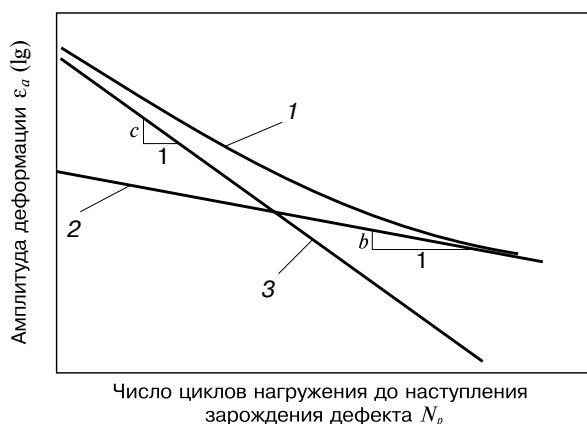


Рис. 1. Деформационные кривые усталости в соответствии с зависимостью (1): 1 — полная (упругая + пластическая); 2 — упругая (σ'_f/E); 3 — пластическая (ε'_f); b , c — показатели степени усталостной прочности и пластичности

Fig. 1. The deformational fatigue curves in accordance with the relationship (1): 1 — complete (elastic + plastic); 2 — elastic (σ'_f/E); 3 — plastic (ε'_f); b , c — indicators of the degree of fatigue strength and plasticity

где ε_a — эквивалентная амплитуда сдвиговой деформации; $\Delta\gamma_{\max}/2$ — амплитуда максимальной сдвиговой деформации, достигаемой на некоторой площадке в зоне контакта; $\Delta\varepsilon_{\perp}$ — размах нормальных деформаций на этой площадке; $\sigma_{\perp mean}$ — среднее за цикл нормальное напряжение на этой площадке; α_{bm} , β_1 , β_2 — коэффициенты, равные $\alpha_{bm}=0,3$; $\beta_1=(1+\nu)+(1-\nu)\alpha_{bm}$; $\beta_2=1,5+0,5\alpha_{bm}$; ν , E — коэффициент Пуассона и модуль Юнга рельсовой стали соответственно; σ'_f , ε'_f — коэффициенты усталостной прочности (осевой) и усталостной пластичности (осевой) соответственно; b , c — показатели степени усталостной прочности и пластичности соответственно; N_p — число циклов нагружения (прокатывания колеса по рельсу) до наступления зарождения дефекта в области головки рельса.

На рис. 1 в логарифмических координатах схематически представлены деформационные кривые усталости в соответствии с зависимостью (1). Эмпирические параметры σ'_f , ε'_f , b , c в уравнении (1) являются основой для построения кривых усталости в координатах $\lg \varepsilon_a - \lg N_p$, которые, как показывают данные литературного источника [13], могут быть найдены с использованием характеристик механических свойств металлов и сплавов.

Свойства рельсовых сталей, особенности технологии их обработки, применения находят отражение в величинах параметров σ'_f , ε'_f , b , c . При отсутствии экспериментальных данных рекомендуется оценивать σ'_f как истинный предел прочности σ'_f , ε'_f как пластичность разрушения ε'_f , b выбирается из диапазона $-0,05 \dots -0,15$, c — из диапазона $-0,5 \dots -0,8$.

В зависимости от технологии изготовления и обработки рельса эти параметры (и величины остаточных напряжений) могут меняться на площади поперечного сечения рельса.

В данной работе при оценке влияния на долговечность фактора осевой нагрузки свойства материала принимались однородными: величины σ'_f , ε'_f , b , c , как рекомендовано в [13], приняты $\sigma'_f = 1,5\sigma_B$, $\varepsilon'_f = 0,59$, $b = -0,087$, $c = -0,58$.

По мере накопления экспериментальных данных по физико-механическим характеристикам рельсовой стали при наклепе в зоне контакта с колесом возможны уточнения величин контактно-усталостных долговечностей рельсов от величин осевых нагрузок.

Анализ повреждаемости головки рельса выполнялся на основе расчета истории изменения упругих компонент тензора напряжений в ней при прокатывании колеса. Их пластическую коррекцию на циклическую диаграмму деформирования выполняли методом Нейбера. Накопление усталостных повреждений описывается на основе алгоритма Брауна—Миллера для оценки усталостной прочности рельса.

Расчет выполнен в предположении, что накопление усталостных повреждений материала головки рельса происходит в результате многократно повторяющихся нагружений, вызывающих повышение напряжений (деформаций) в зоне механического контакта катящегося колеса по рельсу. Так как в условиях эксплуатации колесо движется (прокатывается) вдоль рельса по извилистой траектории, то при компьютерном моделировании задача учета такого движения вносит в расчет дополнительные сложности. Одна из особенностей расчета контактно-усталостной прочности заключается в том, что компоненты тензора напряжений на поверхности рельса находятся в непропорциональном многоосном напряженном состоянии, для описания которого и прогнозирования разрушения необходимо использовать теорию многоосной усталости [12]. Другая особенность определяет необходимость в зоне контакта катящегося колеса по рельсу сгущать сетку конечно-элементной модели, применяемой для расчета напряженно-деформированного состояния (НДС).

Расчет НДС в зоне контакта катящегося колеса и рельса выполнялся с использованием подробных трехмерных конечно-элементных моделей в программном комплексе MSC.Marc (рис. 2).

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 поперечном положении по отношению к рельсу при номинальном значении ширины колеи 1520 мм. Величина подуклонки рельса составляла 1/20. Узлы в концевых сечениях конечно-элементной модели рельса фиксировались по всем направлениям.

Для более точного расчета НДС в зоне контакта выполнены необходимые сгущения конечно-элементных сеток колеса и рельса до межузлового расстояния 1 мм на поверхности контакта и на глубину 20 мм. В итоге расчетная конечно-элементная модель «колесо — рельс» состояла из 766 654 элементов и 368 208 узлов.

Между контактирующими поверхностями колеса и рельса использовалась модель сухого трения с коэффициентом трения $\mu = 0,3$. 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. 3.

Из рис. 3 видно, что максимальные эквивалентные по Мизесу напряжения в материале рельса расположены на глубине примерно 5 мм под поверхностью головки рельса. С увеличением глубины эти напряжения быстро уменьшаются.

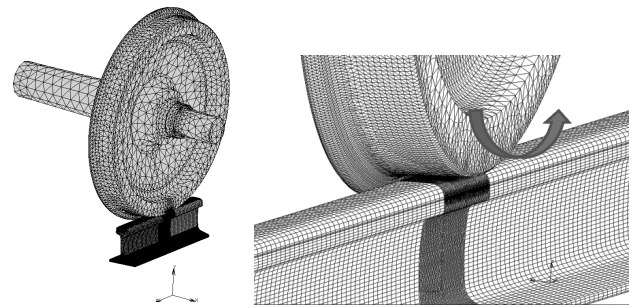


Рис. 2. Конечно-элементная модель взаимодействия «колесо — рельс» для расчета напряженно-деформированного состояния в зоне контакта
Fig. 2. Finite element model of the interaction «wheel — rail» for calculating the stress-strain state in the contact zone

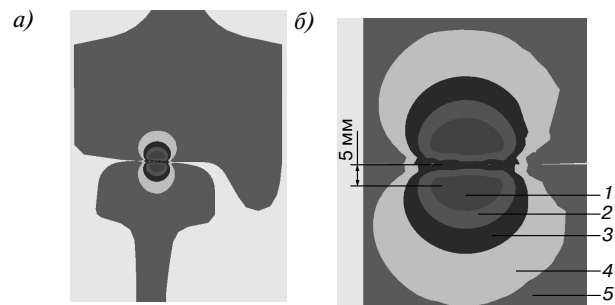


Рис. 3. Распределение эквивалентных по Мизесу напряжений $\sigma_{\text{экв}}$ в контакте «колесо — рельс»:
а — вид сечения в поперечном направлении рельса;
б — вид сечения в продольном направлении рельса; 1 — 60 МПа; 2 — 265 МПа; 3 — 396 МПа; 4 — 526 МПа; 5 — 670 МПа
Fig. 3. Distribution of $\sigma_{\text{экв}}$ stresses equivalent by Mises in the contact «wheel — rail»: а — sectional view in the transverse direction of the rail; б — cross-sectional view in the longitudinal direction of the rail; 1 — 60 МПа; 2 — 265 МПа; 3 — 396 МПа; 4 — 526 МПа; 5 — 670 МПа

Таблица 1

Механические свойства сталей колеса и рельса

Table 1

Mechanical properties of wheel and rail steels

Наименование показателя	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

На рис. 4 представлены распределения касательных напряжений в зоне контакта колеса с рельсом. Установлено, что значительные касательные напряжения возникают лишь в пределах небольшой зоны вблизи контакта. Касательные напряжения в других частях модели близки нулю.

Из изложенного следует, что при расчете НДС в рельсе от катящегося колеса достаточно смоделировать небольшую его прокатку, поскольку на незначи-

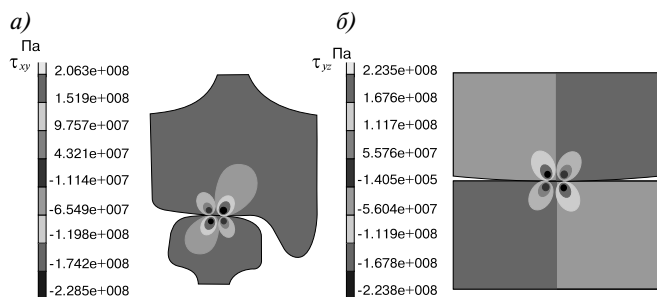


Рис. 4. Распределение касательных напряжений в контакте «колесо—рельс»: а — сечение в поперечном направлении рельса; б — сечение в продольном направлении рельса

Fig. 4. Distribution of tangential stresses in the contact "wheel—rail": а — cross-section in the transverse direction of the rail; б — cross-section in the longitudinal direction of the rail

тельном удалении от места контакта напряжения становятся пренебрежимо малы. Длина прокатки была принята равной 80 мм.

Изменение компонент тензора напряжений в одной из точек поверхности катания рельса, лежащей на пути прокатки колеса при нагрузке на колесо 120 кН, представлено на рис. 5. По оси абсцисс откладывается условное время счета (время движения колеса по рельсу), а по оси ординат — значения компонент тензора напряжений.

Из рис. 5 видно, что максимальное нормальное σ_y и максимальное касательное τ_{yz} напряжения на поверхности 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, рас-

положенных 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 принято понятие «относительное повреждение за цикл прокатки». Таким образом, относительная повреждаемость — величина, обратная числу циклов до образования контактно-усталостной трещины при заданной величине осевой нагрузки. Максимальные относительные повреждения в рельсе при разных значениях вертикальной нагрузки на колесо показаны на рис. 6.

На рис. 7 представлены зоны повреждения головки рельса за один цикл проката колеса над исследуемой зоной при различной нагрузке на ось.

Анализ этих рисунков позволяет говорить, что зоны с максимальной повреждаемостью сосредоточены в приповерхностной области головки рельса.

Определение весовых коэффициентов нахождения точек контакта колес по поперечному сечению рельса. В процессе движения колесная пара подвижного состава движется по извилистой траектории из-за конической формы поверхностей катания колес. Для исследования поперечных перемещений колесной пары в АО «ВНИКТИ» разработано устройство на базе системы технического зрения. По результатам измерений определены статистические характеристики поперечных перемещений колесных пар груженых и порож-

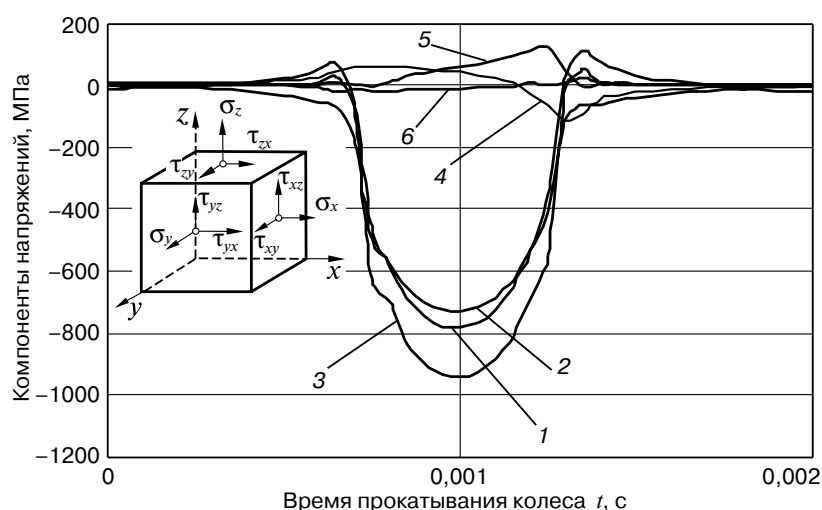


Рис. 5. Изменение компонент тензора напряжений в точке поверхности катания рельса при прокатывании колеса: $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ — нормальные напряжения тензора вдоль осей x, y, z ; $\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{xz}$ — касательные напряжения на площадках, нормальных к осям x, y, z ; 1 — σ_x ; 2 — σ_y ; 3 — σ_z ; 4 — τ_{xy} ; 5 — τ_{yz} ; 6 — τ_{xz}

Fig. 5. Changing the components of the stress tensor at the point of the rolling surface of the rail when rolling the wheel: $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ — the normal tensor stresses along the axes x, y, z ; $\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{xz}$ — tangential stresses on areas normal to the axes x, y, z ; 1 — σ_x ; 2 — σ_y ; 3 — σ_z ; 4 — τ_{xy} ; 5 — τ_{yz} ; 6 — τ_{xz}

них грузовых вагонов. Установлено, что для порожних вагонов размах поперечных перемещений колесных пар достигает 27 мм. С увеличением загруженности вагонов интенсивность виляния снижалась, максимальные амплитуды поперечных перемещений достигали 20 мм. При этом доминировали перемещения с размахами 12–20 мм от рабочей выкружки рельсов.

Выполненные исследования твердости рельсов по поперечному сечению подтвердили, что распределение твердости имеет как качественные, так и количественные различия для участков грузового, пассажирского, смешанного движения, порожнякового хода. Сравнительный анализ распределений поперечных положений колес колесной пары относительно поперечного профиля рельса хорошо коррелируется с данными от распределения твердости поверхностных слоев рельса.

Характер распределения твердости на поверхности катания головки рельса, замеренный специалистами АО «ВНИКТИ» в прямом участке пути на 64 км ПК2 I главного пути Непецино— Яганово Московской железной дороги, представлен на рис. 8.

В прямом участке пути распределение твердости по поперечному сечению полевого и междупутного рельсов имеет симметричный вид, что позволяет ограничиться графиком распределения твердости по одному рельсу.

Представленные на рис. 8 распределения твердости и повреждений на поверхности в виде выщербин в зонах, расположенных на расстояниях 20–15 мм от внутренней боковой грани головки рельса, подтверждают факт совпадения интенсивных контактно-усталостных повреждений с максимальными значениями твердости.

Проведенные исследования распределения твердости по Бринеллю (НВ) по поверхности катания головки рельсов эксплуатации показали следующее:

- в зонах наибольшего по времени контактирования колес с рельсом твердость достигает наиболее высоких значений до 450–460 НВ. Значительное повышение твердости объясняется сильным упрочнением металла из-за пластических деформаций. Развивающиеся процессы упрочнения приводят к охрупчиванию и разрушению материала и, как следствие, появлению выщербин на поверхности катания. Наиболее интенсивно указанные процессы развиваются на участках тяжеловесного движения;
- в прямых участках пути наибольшие значения твердости сосредоточены в зоне внутренней выкружки рельсов на расстоянии 10–20 мм от боковой поверхности;
- на участках грузового движения при пропущенном тоннаже 180 млн т брутто максимальные значения твердости на поверхности головки рельсов

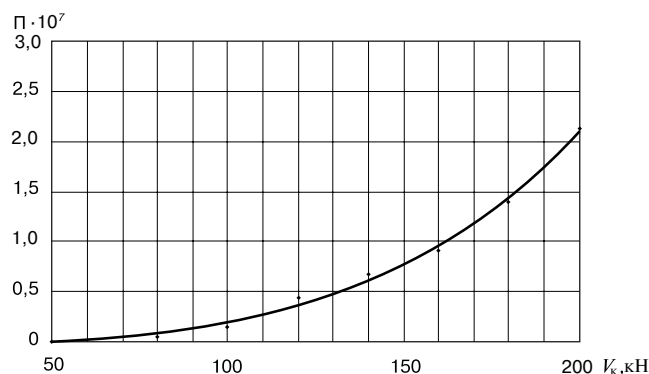


Рис. 6. Относительная повреждаемость за один цикл проката колеса П над исследуемой зоной при разных нагрузках от колеса V_k
Fig. 6. The relative damageability per cycle of rolling the wheel П over the area under study at different loads from the wheel V_k

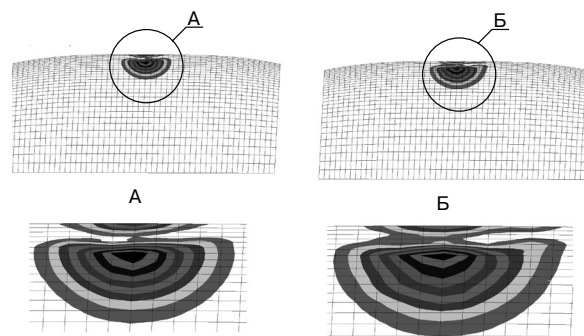


Рис. 7. Повреждение зон поверхности катания рельса за один цикл проката колеса над исследуемой зоной при нагрузке на ось: А — 120 кН; Б — 180 кН

Fig. 7. Damage of the rolling surface of the rail in one cycle of rolling the wheel over the area under study with the axle load: А — 120 kN; Б — 180 kN

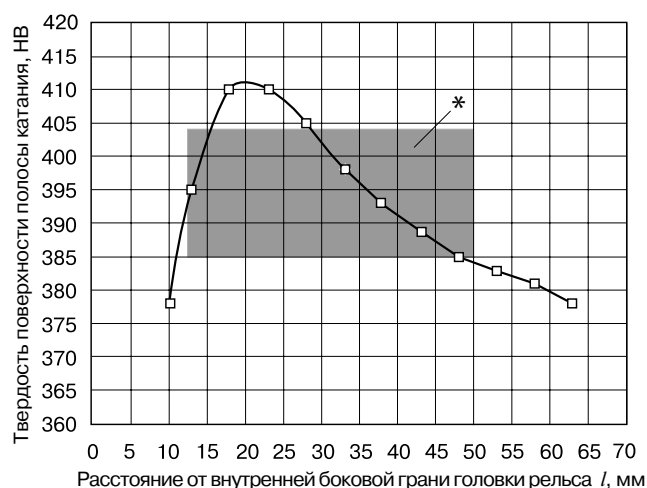


Рис. 8. Распределение твердости по поверхности полосы катания по поперечному сечению междупутного рельса в прямом участке пути: * — зона контакта

Fig. 8. Hardness distribution along the surface of the rolling strip along the cross-section of the inter-track rail in the tangent section of the track: * — contact area

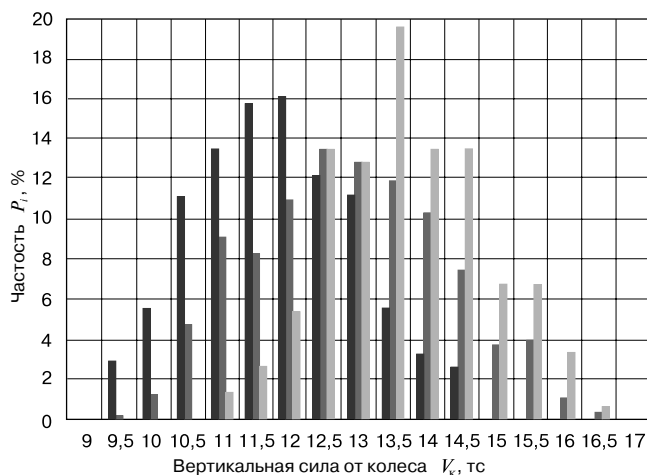


Рис. 9. Гистограммы распределения вертикальных сил от поездов, сформированных из вагонов с осевыми нагрузками 23,5, 25, 27 тс

■ 23,5 тс/ось ■ 25 тс/ось ■ 27 тс/ось

Fig. 9. The histograms of the distribution of vertical forces from trains formed from cars with axial loads of 23.5, 25, 27 tf

■ 23.5 tf/axis ■ 25 tf/axis ■ 27 tf/axis

достигают 406–410 НВ. При пропущенном тоннаже 840 млн т брутто значения твердости в этих зонах повышаются до 450–460 НВ и наблюдаются выщербины и отслоение металла.

Для учета долей времени нахождения точек контакта колес по поперечному сечению рельса при расчете контактно-усталостной повреждаемости были определены весовые коэффициенты их распределения:

$$\gamma = \frac{h_i \Delta t_i}{S_{cp}}$$

где Δt_i — ширина i -го интервала; h_i — величина i -го параметра, пропорционального величине твердости; $S_{cp} = \sum_{i=1}^n h_i \Delta t_i$ — площадь фигуры, ограниченная

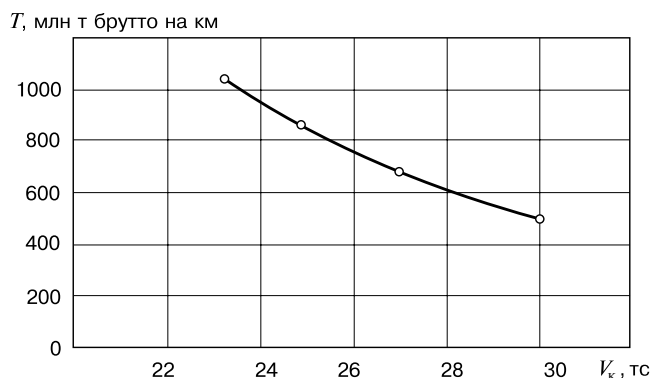


Рис. 10. Расчетная зависимость изменения контактно-усталостной долговечности рельсов T от величины статической осевой нагрузки V_k

Fig. 10. Calculated dependence of the change in the contact fatigue life of rails T on the value of the static axial load V_k

сверху кривой изменения твердости в поперечном сечении головки рельса.

Спектры вертикальных сил от инновационных и серийных вагонов и результаты расчета контактно-усталостной долговечности рельсов. При расчете контактно-усталостной долговечности учитывалась вариативность вертикальных нагрузок с использованием реальных блоков нагружения. Спектры нагрузок были получены путем проведения испытаний по воздействию на путь поездов на перегоне блокпост Южный — Калманка Западно-Сибирской железной дороги (поезда сформированы из инновационных полувагонов 12-9853 на тележках 18-9855 с осевыми нагрузками 25 тс и серийных вагонов на тележках 18-100 с осевыми нагрузками 23,5 тс) и на перегоне Качканар — Смычка Свердловской железной дороги (поезда сформированы из инновационных вагонов 12-9548-01 на тележках 18-6863 с осевыми нагрузками 27 тс). Результаты статической обработки ансамблей вертикальных сил от грузовых вагонов с осевыми нагрузками 23,5, 25 и 27 тс в условиях эксплуатации показаны в виде гистограммы на рис. 9. Статистические характеристики экспериментальных распределений вертикальных сил представлены в табл. 2.

Таблица 2

Статистические характеристики экспериментальных распределений вертикальных сил

Table 2

Statistical characteristics of the experimental distributions of vertical forces

Описательная статистика	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

По экспериментально полученным данным с использованием модели многоосной усталости выполнен расчет срока службы рельсов до появления контактно-усталостной трещины. Зависимость срока службы рельса по контактно-усталостной долговечности от величины осевых нагрузок отображена на рис. 10.

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 %, на маршрутах их использования следует ожидать снижение контактно-усталостной долговечности рельсов на 3–4 %.

Выводы. 1. Для прогнозирования контактно-усталостной долговечности рельсов при повышении 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).

2. Проведенная верификация результатов расчета и результатов обобщения данных эксплуатации показала, что значения пропущенного тоннажа одиночного изъятия рельсов по контактно-усталостной долговечности хорошо коррелируются по максимально вероятным эксплуатационным и расчетным величинам для поездов, сформированных из вагонов с осевыми нагрузками 23,5 тс.

3. Сравнительный расчетный анализ ресурса рельсов показал, что с повышением осевых нагрузок 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 %.

4. Следует продолжить работы по совершенствованию методики прогнозирования контактно-усталостной долговечности рельсов в части экспериментального определения зависимости усталостных и прочностных характеристик рельсовой стали от степени упрочнения поверхности катания, их вероятностных свойств и использования интегрального закона распределения вертикальных сил с учетом структуры грузопотока, проходящего по участку.

Работа выполнена по проекту РФФИ № 17-20-01088.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лисицын А. И. Проблемы увеличения межремонтного ресурса рельсов с 700 до 1500 млн т брутто // Путь и путевое хозяйство. 2015. № 5. С. 13–15.
2. Лысюк В. С. Сравнительные испытания долговечности рельсов // Путь и путевое хозяйство. 2005. № 2. С. 23–25.
3. Крысанов Л. Г. Эксплуатация стойкости и надежность рельсов // Путь и путевое хозяйство. 2008. № 5. С. 2–5.
4. Рейхарт В. А. Рельсовая комиссия: 125-е заседание // Путь и путевое хозяйство. 2010. № 1. С. 20–23.
5. Богданов О. К., Ноздрачев Г. С. Анализ статистики остродефектных рельсов с дефектом 21 // Путь и путевое хозяйство. 2017. № 2. С. 26–33.
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. Махутов Н. А., Сосновский Л. А., Кебиков А. А. Метод оценки механического состояния материала рельсов после длительной эксплуатации // Заводская лаборатория. 2007. Т. 73. № 8. С. 49–54.
9. Шур Е. А. Повреждения рельсов. М.: Интекст, 2012. 192 с.
10. Эволюция повреждаемости рельсов дефектами контактной усталости / Е. А. Шур [и др.] // Вестник ВНИИЖТ. 2015. № 3. С. 3–9.
11. Чернявский А. О. Развитие поверхностной системы трещин при механической нагрузке // Вестник ЮУрГУ. 2003. № 8. С. 78–82.
12. 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.
13. Трощенко В. Т., Хамаза Л. А. Деформационные кривые усталости сталей и методы определения их параметров. Сообщение 1. Традиционные методы // Проблемы прочности. 2010. № 6. С. 26–43.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

КОССОВ Валерий Семенович,

д-р техн. наук, профессор, генеральный директор АО «ВНИКТИ»

ВОЛОХОВ Григорий Михайлович,

д-р техн. наук, заведующий отделением «Динамика и прочность подвижного состава и инфраструктуры», АО «ВНИКТИ»

КРАСНОВ Олег Геннадьевич,

канд. техн. наук, заведующий отделом «Путь и специальный подвижной состав», АО «ВНИКТИ»

ОВЕЧНИКОВ Михаил Николаевич,

д-р техн. наук, заведующий лабораторией, отделение «Динамика и прочность подвижного состава и инфраструктуры», АО «ВНИКТИ»

ПРОТОПОПОВ Андрей Леонидович,

старший научный сотрудник, отделение «Динамика и прочность подвижного состава и инфраструктуры», АО «ВНИКТИ»

ОГУЕНКО Владимир Васильевич,

старший научный сотрудник, отделение «Динамика и прочность подвижного состава и инфраструктуры», АО «ВНИКТИ»

Статья поступила в редакцию 28.12.2017 г., актуализирована 06.03.2018 г., принята к публикации 15.03.2018 г.

Influence of the axial loads of rolling stock on the contact-fatigue life of rails

V. S. KOSSOV, G. M. VOLOKHOV, O. G. KRASNOV, M. N. OVECHNIKOV, A. L. PROTOPOPOV, V. V. OGUENKO

Joint Stock Company "Research, Design and Technological Institute of Rolling Stock" (JSC "VNIKT"), Kolomna, 140402, Russia

Abstract. Analysis of operational data for defective and highly defective rails showed that up to 25 % is the contact-fatigue defects. In connection with the development of heavy haul traffic on the Russian railways, it is relevant to determine the influence of cars with increased axial loads of 25 and 27 tf on the contact fatigue life of rails. The solution of this problem is set forth in this article.

The Brown-Miller model of multi-axial fatigue was used in the calculation. This model is integrated into the Fatigue software system, which is tied to the Marc calculation system through Patran. Since under operating conditions the wheel moves (rolls) along the rail on meandering trajectory, in computer modeling weight coefficients were taken into account that characterize the percentage of wheels in the cross-sectional areas of the rail. Calculations of contact fatigue life took into account the variability of vertical loads from the impact on the track of trains formed from innovative open cars with axial loads of 23.5, 25 and 27 tf under operating conditions, loaded with real loading blocks. According to the analysis of calculated data with an increase in axial loads from 23.5 to 25 tf, it is necessary to expect a decrease in the service life of rails in contact fatigue resistance by 19 %, with a further increase in axle loads of up to 27 tf per 32 %. Considering that the share of freight cars with axial loads of 25 tf does not exceed 15...20 %, then on the routes of its use the service life of rails should be expected to decrease by 3...4 %.

The method proposed by the authors for predicting the contact fatigue life of rails with increasing axial loads is advisable to improve in part of the experimental determination of the fatigue and strength characteristics of rail steel from the degree of hardening of the rolling surface, its probabilistic properties and the use of the integral distribution law for vertical forces, taking into account the structure of the freight traffic passing through the section.

The work was carried out according to the RFBR project 17-20-01088.

Keywords: rail; contact-fatigue life; multi-axial fatigue; weight coefficients; loading range

DOI: <http://dx.doi.org/10.21780/2223-9731-2018-77-3-149-156>

REFERENCES

1. Lisitsyn A.I. *Problemy uvelicheniya mezhremontnogo resursa rel'sov s 700 do 1500 mln t brutto* [Problems of increasing the overhaul life of rails from 700 to 1500 million tons of gross]. Railway Track and Facilities, 2015, no. 5, pp. 13–15.
2. Lysyuk V.S. *Sravnitel'nye ispytaniya dolgovechnosti rel'sov* [Comparative tests of longevity of rails]. Railway Track and Facilities, 2005, no. 2, pp. 23–25.
3. Krysanov L.G. *Ekspluatatsiya stoykosti i nadezhnost' rel'sov* [Operation of durability and reliability of rails]. Railway Track and Facilities, 2008, no. 5, pp. 2–5.
4. Reykhart V.A. *Rel'sovaya komissiya: 125-e zasedanie* [Railway Commission: 125th meeting]. Railway Track and Facilities, 2010, no. 1, pp. 20–23.
5. Bogdanov O.K., Nozdrachev G.S. *Analiz statistiki ostrodefektnykh rel'sov s defektom 21* [Analysis of statistics of highly defective rails with a defect 21]. Railway Track and Facilities, 2017, no. 2, pp. 26–33.

6. Johnson K. *Mekhanika kontaktного vzaimodeystviya* [Mechanics of contact interaction]. Moscow, Mir Publ., 1989, 510 p.

7. Akhmetzyanov M.Kh. *O mekhanizme razvitiya kontaktно-ustalostnykh povrezhdeniy v rel'sakh* [On the mechanism of development of contact-fatigue damages in rails]. Vestnik VNIIZhT [Vestnik of the Railway Research Institute], 2003, no. 2, pp. 41–45.

8. Makhutov N.A., Sosnovskiy L.A., Kebikov A.A. *Metod otse-nki mekhanicheskogo sostoyaniya materiala rel'sov posle dlitel'noy ekspluatatsii* [Method for evaluating the mechanical condition of rails material after long-term operation]. Zavodskaya laboratoriya [Industrial laboratory. Diagnostics of materials], 2007, Vol. 73, no. 8, pp. 49–54.

9. Shur E. A. *Povrezhdeniya rel'sov* [Damages to rails]. Moscow, Intext Publ., 2012, 192 p.

10. Shur E. A., Borts A. I., Sukhov A. V., Abdurashitov A. Yu., Bazanova L. V., Zagranichnik K. L. *Evolutsiya povrezhdaemosti rel'sov defektami kontaktной ustalosti* [Evolution of rail defectiveness by contact fatigue defects]. Vestnik VNIIZhT [Vestnik of the Railway Research Institute], 2015, no. 3, pp. 3–9.

11. Chernyavskiy A.O. *Razvitie poverkhnostnoy sistemy tre-shchin pri mekhanicheskoy nagruzke* [Development of a surface crack system under mechanical stress]. Vestnik of the YuUrGU [Bulletin of the South Ural State University], 2003, no. 8, pp. 78–82.

12. 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, pp. 745–755.

13. Troshchenko V.T., Khamaza L.A. *Deformatsionnye krivye ustalosti staley i metody opredeleniya ikh parametrov. Soob-shchenie 1. Traditsionnye metody* [Deformation curves for fatigue steels and methods for determining its parameters. Message 1. Traditional methods]. Problemy prochnosti [Strength issues], 2010, no. 6, pp. 26–43.

ABOUT THE AUTHORS

Valeriy S. KOSSOV,

Dr. Sci. (Eng.), Professor, General director of JSC "VNIKT"

Grigoriy M. VOLOKHOV,

Dr. Sci. (Eng.), Head of the Department "Dynamics and strength of railways rolling stock and infrastructure", JSC "VNIKT"

Oleg G. KRASNOV,

Cand. Sci. (Eng.), Head of the Department "Tracks and specialized rolling stock", JSC "VNIKT"

Mikhail N. OVECHNIKOV,

Dr. Sci. (Eng.), Head of the Laboratory, Department "Dynamics and strength of railways rolling stock and infrastructure", JSC "VNIKT"

Andrey L. PROTOPOPOV,

Senior Researcher, Department "Dynamics and strength of railways rolling stock and infrastructure", JSC "VNIKT"

Vladimir V. OGUENKO,

Senior Researcher, Department "Dynamics and strength of railways rolling stock and infrastructure", JSC "VNIKT"

Received 28.12.2017

Revised 06.03.2018

Accepted 15.03.2018

■ E-mail: krasnovog@mail.ru (O. G. Krasnov)