

DOI 10.5862/JEST.231.18

УДК 625.032.432

Я.О. Кузьмицкий, Д.В. Шевченко, А.К. Беляев

КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПЕРЕКАТЫВАНИЯ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО КОЛЕСА ЧЕРЕЗ СТЫК РЕЛЬСОВ

Yar.O. Kuzmitskiy, D.V. Shevchenko, A.K. Belyaev

FINITE-ELEMENT MODELING OF THE PROCESS OF ROLLING THE RAILWAY WHEEL OVER THE RAIL JOINT

В статье выполнено моделирование процесса перекатывания железнодорожного колеса через стык рельсов с помощью метода конечных элементов и показано, что этот процесс может приводить к образованию выщербин на поверхности катания колеса. Построен график зависимости от времени максимальных эквивалентных напряжений в зоне контакта системы «колесо—рельс» при перекатывании через стык рельсов. Также была получена зависимость максимальных эквивалентных напряжений от величины зазора между рельсами. На основе этих данных показано, что для уменьшения вероятности образования выщербин необходимы тщательная проверка поверхности катания колеса на наличие дефектов и контроль величины зазора между рельсами на всех участках железной дороги.

ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЕ КОЛЕСО; КОЛЕСНАЯ ПАРА; ПОВРЕЖДЕНИЕ ОБОДА; ВЫЩЕРБИНА; СТЫК РЕЛЬСОВ.

This paper is dedicated to the simulation of the process of rolling a railway wheel over a rail joint using the finite-element method. The possibility of dent generation due to this process is demonstrated. The dependence of maximum equivalent stress in the contact zone of the wheel-rail system versus time during the rolling over the rail joint has been plotted. The dependence of maximum equivalent stress on the gap between the rails has also been obtained. It has been shown that accurate checking of the wheel- rolling surface and control of the value of the gap between the rails on all parts of the railway is necessary for reducing the possibility of dent generation.

RAILWAY WHEEL; WHEEL PAIR; BAND DAMAGE; DENT; RAIL JOINT.

Введение

Колесная пара – основной элемент ходовой части подвижного состава железной дороги. Кроме того, она – одна из наиболее нагруженных и, как следствие, наиболее ответственных составляющих конструкции подвижного состава.

Одной из главных особенностей колесной пары можно считать то, что у железнодорожного состава нет никакого резерва, который мог бы даже на некоторое время взять на себя несущую функцию колеса при его поломке. В связи с этим необходимо обеспечить повышенную прочность

и надежность железнодорожных колес при их конструировании.

Повреждение обода – самая частая причина преждевременного выхода из эксплуатации колеса вагона. По происхождению виды повреждений принято делить на износные (трещина, прокат, тонкий гребень, остроконечный накат, подрез гребня и т. д.) и тормозные дефекты (ползуны, навары, кольцевые выработки и т. д.). Отдельный вид повреждения обода, нарушающий целостность поверхности катания колеса, – образование выщербин, т.е. выкрашивание кусочков металла на поверхности катания колеса,



Статистика причин обточек вагонных колесных пар, %

Причины обточки	Доля, %, в общем числе обточек в разные годы											
	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011
Выщербины	31,3	35,1	35,1	35,5	36,9	37,4	38,7	38,9	38,8	39,2	39,5	39,8
Ползуны	20,3	21,5	15,8	15,6	14,5	14,3	15,0	14,9	14,8	14,5	14,4	14,5
Навары	4,2	4,7	5,3	4,3	4,2	4,2	3,8	3,8	3,6	3,7	3,6	3,4
Кольцевые выработки	0,4	0,6	1,9	2,0	2,2	2,3	2,1	2,2	2,3	2,2	2,3	2,2
Тонкий гребень	30,0	24,4	26,7	28,2	28,0	28,0	27,5	26,9	27,4	27,1	27,0	27,1
Подрез гребня	3,9	4,5	5,4	4,8	5,1	4,9	4,4	4,5	4,4	4,4	4,5	4,4
Остроконечный накат	4,8	4,6	4,8	4,9	4,8	4,4	4,1	4,3	4,2	4,3	4,1	4,2
Прокат	1,9	1,6	2,3	1,9	1,5	1,5	1,3	1,3	1,3	1,2	1,2	1,3
Неравномерный прокат	1,3	1,3	1,2	1,1	1,1	1,1	1,2	1,2	1,1	1,1	1,2	1,1
Прочие	1,9	1,7	1,5	1,7	1,7	1,9	1,9	2,0	2,1	2,3	2,2	2,0
Итого	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0	100,0

происходящее, например, вследствие воздействия высоких температур или каких-либо структурных дефектов металла.

Когда один из типов дефекта достигает критического значения, колесная пара подвергается обточке для устранения последствий износа или заменяется [1, 2]. Стоит отметить, что появление ненормативного дефекта на одном колесе ведет к необходимости обтачивать обе колесные пары тележки, поскольку согласно экспериментам перекос колесных пар приводит к значительному возрастанию интенсивности механического износа и увеличению до 20 % сил сопротивления движению [3]. Кроме того, утонение обода за счет обточки колеса приводит к существенному увеличению напряжений в ободе колеса [4], что может значительно снизить ресурс колесной пары.

Статистика причин обточек вагонных колесных пар с 2000 по 2011 год приведена в таблице (в % от общего числа обточек).

Как видно из приведенной статистики, наибольший процент дефектов, приводящих к обточке колес, приходится на выщербины. Причем в последние годы эта величина только увеличивалась (с 31,3 до 39,8 %). Таким образом, существует необходимость определить эксплуатационные факторы, приводящие к возникновению выщербин, а также непосредственно изучить процессы их возникновения.

Выщербинообразование

Выщербиной называется выкрашивание кусочков металла на поверхности катания колеса

из-за наличия дефекта, а также вследствие сильных ударных воздействий на колесо при движении поезда (рис. 1). Процесс выщербинообразования имеет контактно-усталостную природу и представляет собой возникновение и распространение трещин.

Выщербины по способу образования можно разделить на три типа:

образующиеся вследствие трения колеса о рельс в процессе торможения;

образующиеся вследствие трения тормозной колодки о колесо в процессе торможения;

образующиеся в результате высоких и часто повторяющихся механических нагрузок в области контакта колеса с рельсом.

Первый тип выщербин связан с появлением тормозных дефектов на поверхности катания из-за процессов, происходящих в области контакта системы «колесо–рельс». Когда колесо проскальзывает по рельсу (идет «юзом») даже с малой относительной скоростью, энергия трения, выделяющаяся в месте скольжения, переходит в тепло, за счет чего температура контактного слоя значительно возрастает. Вследствие этого поверхность колеса претерпевает структурное превращение, сопровождающееся значительным повышением твердости и хрупкости поверхностного слоя [5]. Сталь с такими свойствами легко растрескивается под действием циклических нагрузок и откалывается от поверхности колеса [6, 7].

К основным причинам образования выщербин второго типа относятся процессы, сопрово-

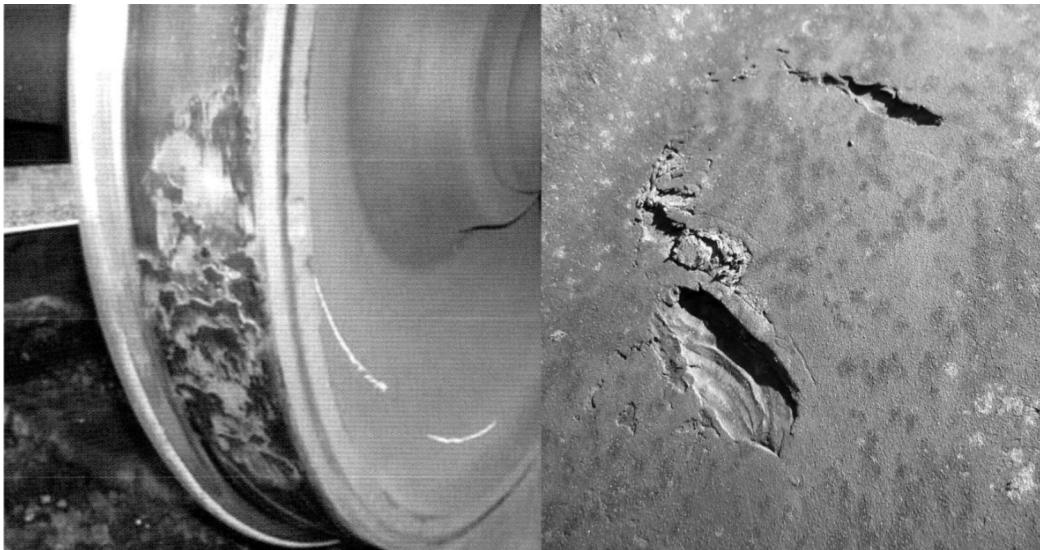


Рис. 1. Выщербины на поверхности катания железнодорожного колеса

зывающие трение тормозных колодок о поверхность катания колеса. Практически все тепло (около 95–97 %), выделяемое при торможении, рассеивается самим колесом и всего лишь 3–5 % отводится колодкой. В данном случае можно наблюдать одновременное воздействие циклически меняющихся нагрузки и температуры, приводящее к трещинообразованию в случае, если колесо обладает недостаточной циклической прочностью под действием механических и тепловых нагрузок.

Выщербины, в основе образования которых лежит возникновение и рост усталостных трещин, относятся к третьему типу. За счет воздействия многократно повторяющихся высоких нагрузок в области контакта с рельсом (например, различные ударные воздействия) происходит одновременное зарождение усталостных трещин на поверхности колеса и в местах повышенных напряжений на глубине от 2 до 6 мм от поверхности катания. При дальнейшей эксплуатации развитие трещин приводит к их объединению, а впоследствии к образованию выщербин.

Проведенные исследования [8, 9] показали, что возможными способами для повышения стойкости поверхности колеса к образованию выщербин могут быть, например, легирование стали и увеличение за счет различных термических обработок обода предела выносливости и временного сопротивления материала.

Итак, появление выщербин возможно как после большого, так и после малого пробега колесной пары. Для того чтобы избежать этого явления, необходимо провести исследования по определению основных факторов, влияющих на появление выщербин каждого типа.

Постановка задачи

В работе исследовался процесс перекатывания колеса через стык рельсов. Этот периодический процесс сопровождается радиальным ударом поверхности колеса о рельс, на который оно накатывается, а значит является причиной возникновения повышенных напряжений в контактной зоне, что может приводить к образованию выщербин третьего типа.

В соответствии с правилами укладки рельсов максимальный зазор между рельсами составляет 21 мм [10]. Тем не менее в процессе эксплуатации железной дороги возможно увеличение зазора из-за каких-либо смещений рельсов. К сожалению, на труднодоступных участках пути не всегда есть возможность заметить это вовремя, в связи с чем размер зазора в некоторых случаях может превосходить максимально допустимую величину в 1,5–2,0 раза. Поэтому при численном моделировании рассматривался зазор между рельсами от 2 до 40 мм.

Геометрическая модель системы «колесо–рельс» приведена на рис. 2. Поскольку рассматривается движение колесной пары по прямому

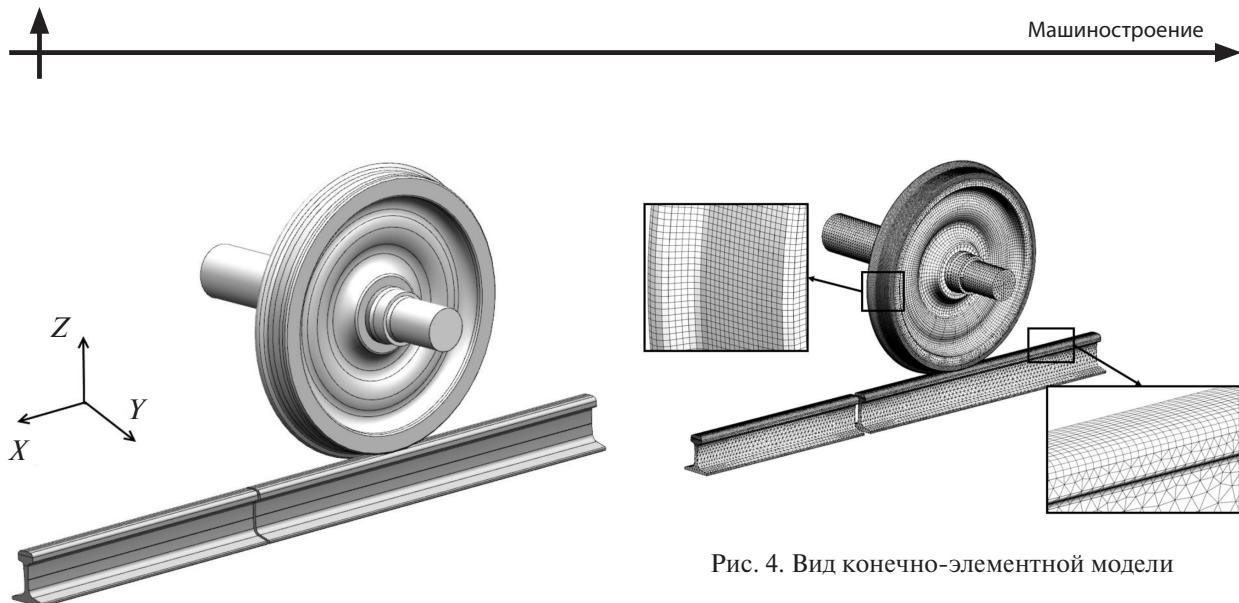


Рис. 2. Геометрическая модель системы «колесо—рельс»

участку пути, то в силу симметрии граничных условий и усилий, действующих на колесную пару, в ходе численного исследования рассматривалась половина модели.

В качестве глобальной системы координат при составлении расчетной схемы была выбрана правая декартова система. Ось OX системы координат направлена вдоль рельса, ось OY — по перек рельса, ось OZ — вертикально вверх.

В соответствии с правилами укладки железнодорожного полотна каждый стык должен быть обязательно оборудован пластины, прижимаемой к рельсам четырьмя-шестью болтами с двух сторон, для удержания рельсов от сдвига. Однако в процессе эксплуатации может происходить расшатывание крепежных болтов, что дает краю рельса возможность смещаться в вертикальном направлении при накатывании на него колеса.

Численное исследование проводилось без учета пластины, соединяющей рельсы на стыке, в соответствии с предположением, что смещение края рельса вдоль оси OZ делает удар колеса о следующий рельс более сильным.

К расчетной модели прикладывались следующие граничные условия: запрет перемещения вдоль оси OY на поверхности симметрии оси колесной пары; запрет перемещения вдоль оси OX на торцах рельсов; полный запрет перемещений на поверхностях опирания рельсов на шпалы (рис. 3). Ширина шпал составляет 180 мм [11], расстояние между ними — 502 мм [10]. К внешней стороне оси колесной пары (в месте, соответствующем примыканию адаптера подшипника) против оси OZ приложена сила, равная 122,6 кН (определялась как одна восьмая часть веса груженого вагона общей массой 100 т).

В качестве материала колеса принималась сталь 2 ($E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; $\nu = 0,3$; $\sigma_t \approx 700$ МПа; $\sigma_b \approx 1000$ МПа) [12], в качестве материала рельса

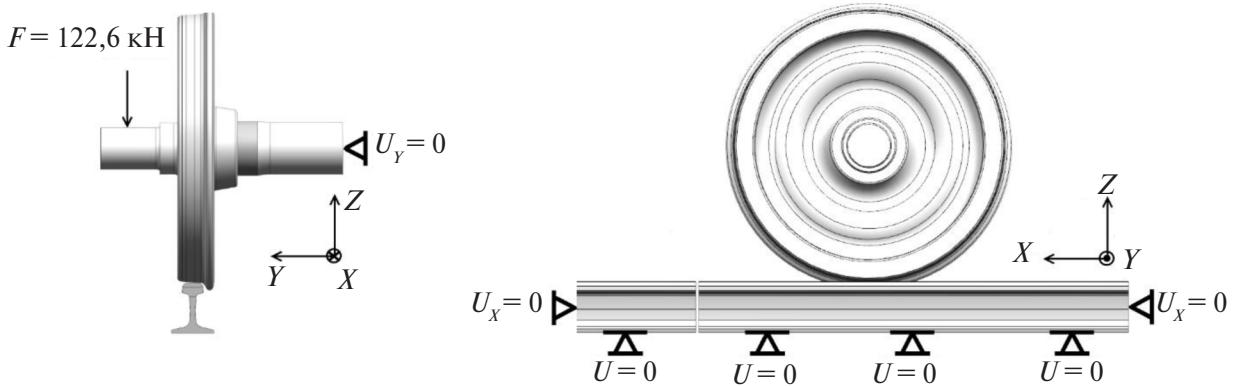


Рис. 3. Граничные условия при конечно-элементном моделировании

— сталь 76ХФ ($E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; $\nu = 0,3$; $\sigma_t \approx 800$ МПа; $\sigma_b \approx 1180$ МПа) [13].

Параметры конечно-элементной модели. Тип используемых элементов: квадратичные гексаэдральные и квадратичные тетраэдральные. Количество элементов — 201584; количество узлов — 545461; количество степеней свободы — 1 636 383. Вид конечно-элементной модели представлен на рис. 4.

Результаты расчетных исследований

Решение задачи было произведено в упруго-пластической постановке, то есть с учетом пла-

стических свойств материалов, в программной системе конечно-элементного анализа NX NASTRAN.

На рис. 5 приведено поле напряжений в системе «колесо—рельс», а на рис. 6 — напряжения на поверхности катания колеса в пятне контакта при зазоре между рельсами 10 мм и скорости движения 90 км/ч (белым обозначены минимальные напряжения, черным — максимальные, значения приведены в МПа). Для оценки сложного напряженного состояния системы «колесо—рельс», возникающего при движении железнодорожного состава,

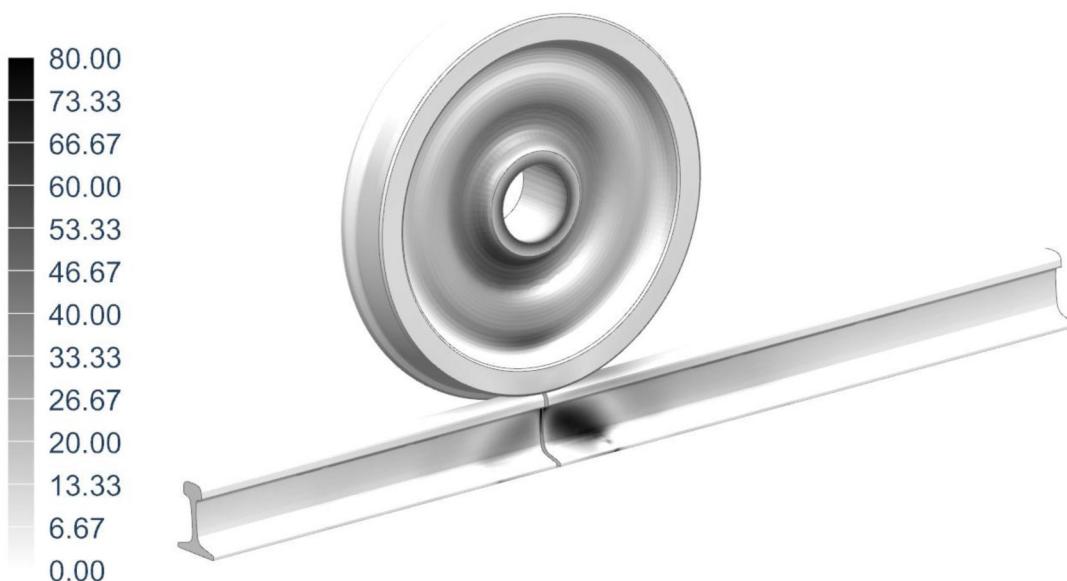


Рис. 5. Поле напряжений в системе «колесо—рельс» в момент прохождения стыка рельсов

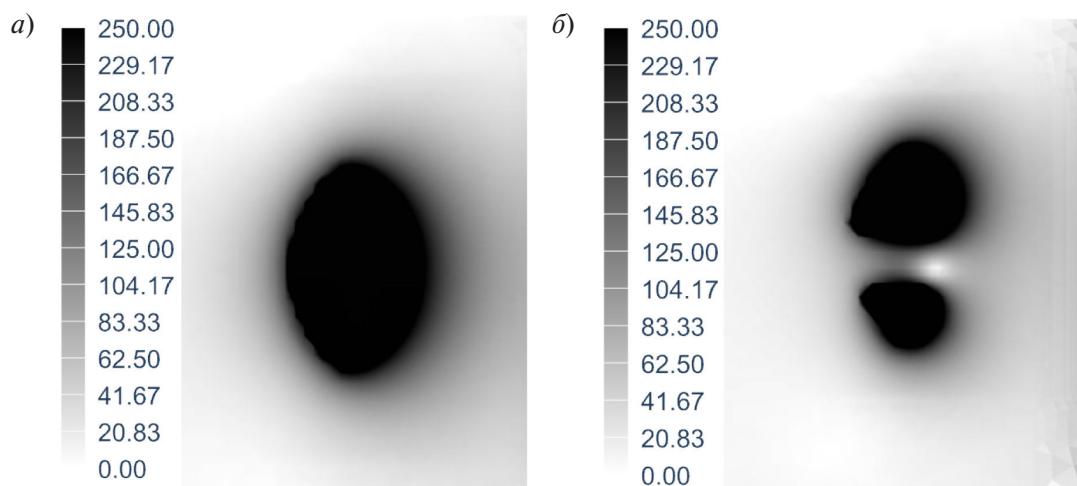


Рис. 6. Напряжения в пятне контакта на поверхности катания колеса:
а) при движении по прямому участку пути; б) в момент прохождения стыка рельсов

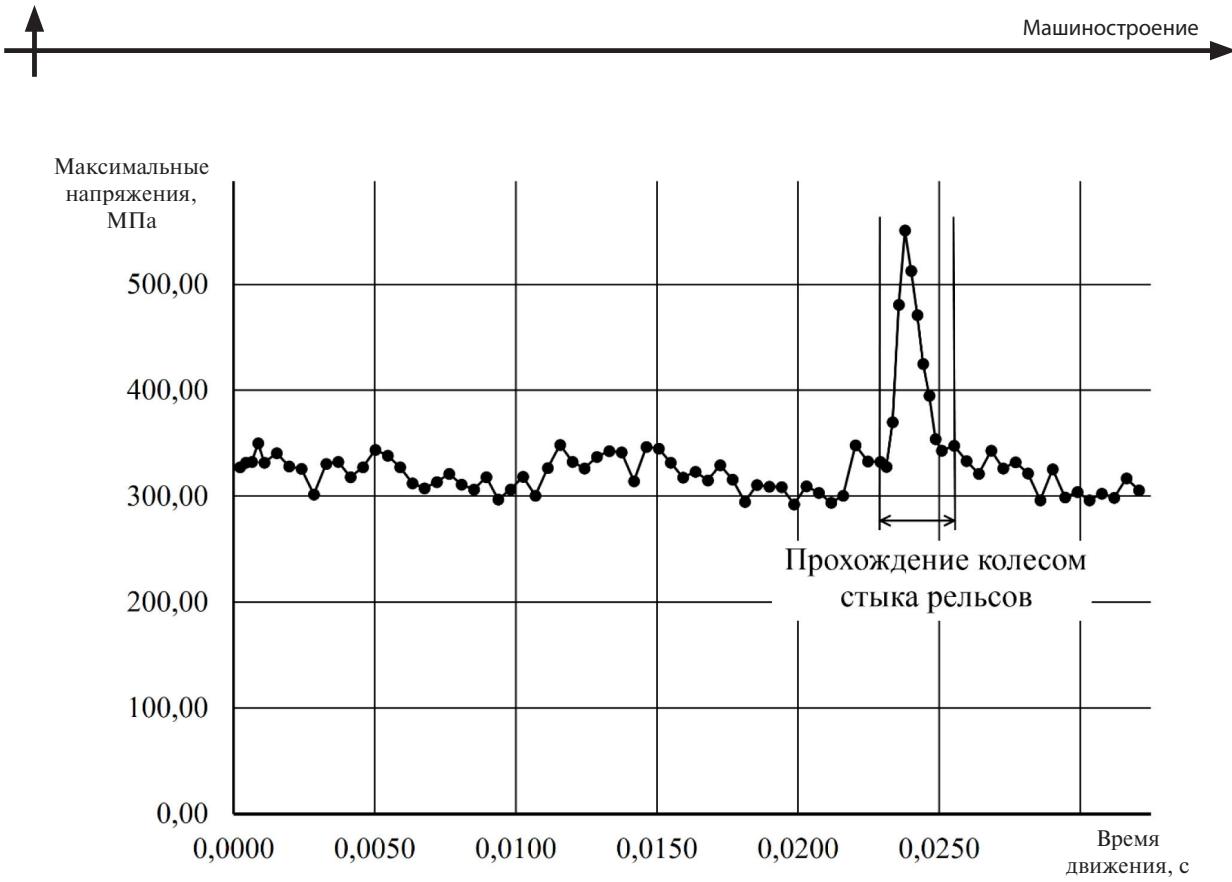


Рис. 7. Зависимость максимальных напряжений в контакте от времени

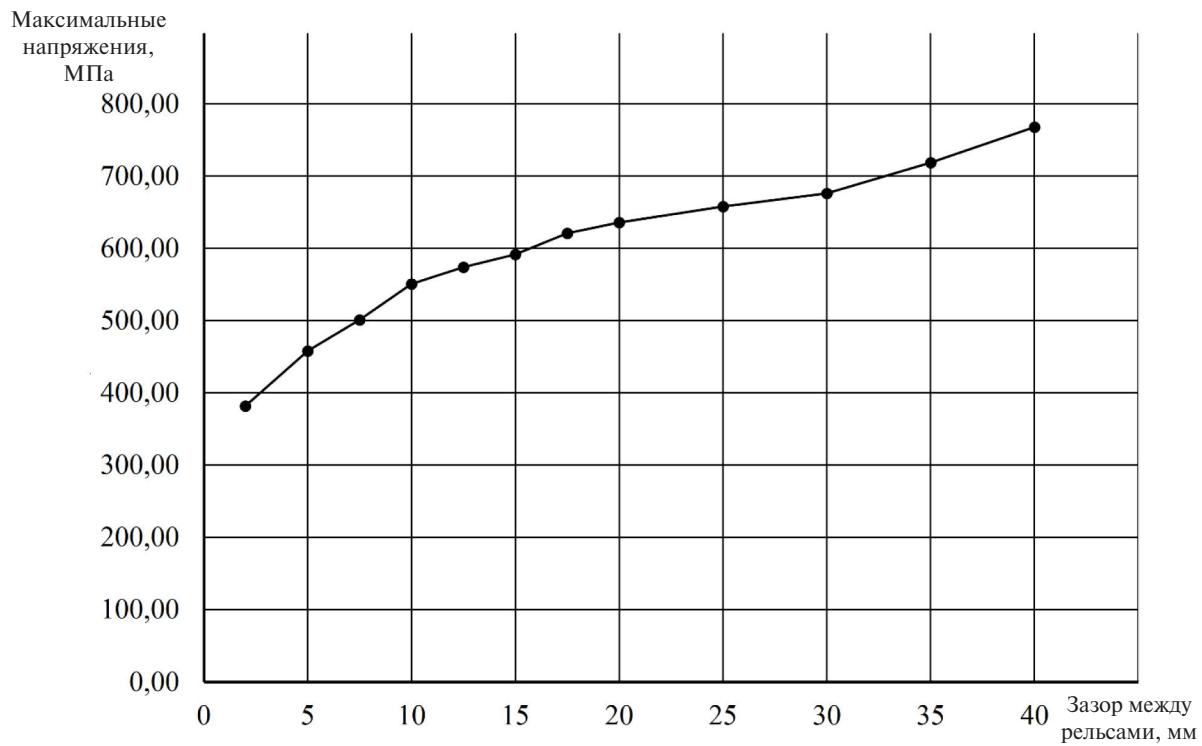


Рис. 8. Зависимость максимальных напряжений в контакте от зазора

рассматривались эквивалентные напряжения по критерию Губера–Мизеса, как наиболее точно отражающие нагруженность для сталей.

Из полученных результатов видно, что напряжения в системе «колесо–рельс» (за исключением зоны контакта) при прямолинейном движении не превосходят 80 МПа, что в несколько раз меньше предела выносливости равного 350 МПа ($\sigma_{-1} \approx 0,5\sigma_t$).

В месте контакта колеса и рельса возникает зона повышенных напряжений размером около 10×10 мм, максимальные напряжения в которой при движении по прямому участку пути составляют около 330 МПа. В момент перекатывания через стык с зазором 10 мм эта величина резко возрастает и достигает значения в 551 МПа. Причем в обоих случаях максимальные напряжения наблюдаются не на поверхности, а внутри обода колеса, на глубине около 3 мм при качении по прямому участку пути и около 2 мм при перекатывании через стык рельсов.

Зависимость максимальных напряжений в контакте от времени для зазора между рельсами 10 мм и скорости движения 90 км/ч приведена на рис. 7. Зависимость максимальных напряжений в контакте от величины зазора при той же скорости движения (90 км/ч) – на рис. 8.

Как видно из полученных результатов, прохождение железнодорожного колеса через стык рельсов сопровождается повышением напряжений в области контакта колеса с рельсом более чем в полтора раза. Причем при превышении величиной зазора между рельсами значения 32 мм напряжения превосходят предел текучести, что приводит к появлению малой зоны пластических деформаций в зоне контакта.

Заключение

В работе был исследован процесс перекатывания колеса через стык рельсов. Этот периодический процесс, сопровождающийся радиаль-

ным ударом поверхности колеса о рельс, на который оно накатывается, является причиной возникновения повышенных напряжений в контактной зоне системы «колесо–рельс» и может приводить к образованию выщербин.

Численные исследования показали, что максимальные напряжения в контакте системы «колесо–рельс» при движении по прямому участку пути составляют около 330 МПа, что не превосходит предела выносливости, равного 350 МПа ($\sigma_{-1} \approx 0,5\sigma_t$).

Было исследовано явление повышения напряжений в области контакта системы «колесо–рельс» в момент прохождения колесной парой стыка рельсов. При зазоре между рельсами 10 мм и скорости движения 90 км/ч напряжения увеличились более чем в полтора раза: с 330 до 551 МПа.

С увеличением зазора между рельсами максимальные напряжения в контакте возрастают, а при превышении зазором нормативной величины 21 мм максимальные напряжения превосходят 640 МПа. В случае, когда величина зазора между рельсами превосходит 32 мм, в области контакта системы «колесо–рельс» появляется малая зона пластических деформаций, поскольку максимальные напряжения превышают значение предела текучести 700 МПа.

Таким образом, можно сделать вывод, что процесс перекатывания колеса через стык рельса действительно может быть причиной образования выщербин, если металл на поверхности катания колеса имеет дефекты или зазор между рельсами превышает нормативное значение. Чтобы максимально снизить отрицательные эффекты этого процесса, необходимо обеспечить качественную проверку поверхности катания колеса на наличие каких-либо дефектов и тщательно контролировать величину зазора между рельсами даже на труднодоступных участках железной дороги, не допуская превышения нормативного значения 21 мм.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Богданов А.Ф., Чурсин В.Г. Эксплуатация и ремонт колесных пар вагонов. М.: Транспорт, 1985. 270 с.
2. Иванов И.А. Ресурс и ремонтопригодность колесных пар подвижного состава железных дорог: монография. М.: ИНФРА-М, 2011. 264 с.
3. Ромен Ю.С., Орлова А.М., Лесничий В.С. Состояние ходовых частей подвижного состава и износы в системе колесо–рельс // Вестник ВНИИЖТ. 2010. №2. С. 42–45.
4. Шевченко Д.В., Кузьмицкий Я.О. Конечно-элементное исследование изменения напряженного



состояния железнодорожного колеса в процессе эксплуатации // Сборник тезисов II-го научно-технического семинара «Компьютерное моделирование в железнодорожном транспорте: динамика, прочность, износ». Брянск, 2014. С. 36–38.

5. Курдюмов Г.В., Утевский Л.М., Энтин Р.И. Превращения в железе и стали. М.: Наука, 1977. 236 с.

6. Бабаченко А.И., Кононенко А.А., Литвиненко П.Л. Исследование стойкости к образованию выщербин на поверхности катания железнодорожных колес различных уровней прочности // Сборник научных трудов «Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии». Днепропетровск, 2010. №21. С. 194–202.

7. Балановский А.Е., Хаяси С.М. Проблема износа пары трения колесо рельс (краткий анализ и предложения). Иркутск: Плазмопротек, 1997. 56 с.

8. Михайлов Е.В., Слащев В.А., Семенов С.А.

Пути снижения износа гребней колес рельсовых экипажей // Вестник ВНУ им. В. Даля. 2012. №5. С. 61–67.

9. Таран Ю.Н., Есаулов В.П., Губенко С.И. Повышение износостойкости железнодорожных колес с разным профилем поверхности катания // Металлургическая и горнорудная промышленность. 2000. № 2. С. 42–44.

10. ВСН 94-77. Инструкция по устройству верхнего строения железнодорожного пути / ЦНИИС. М., 1978. 123 с.

11. ГОСТ 78-2004. Шпалы деревянные для железных дорог широкой колеи. М.: Изд-во ВНИИЖТ, 2004. 8 с.

12. ГОСТ 10791-2011. Колеса цельнокатаные. Технические условия. М.: Изд-во ВНИИЖТ, 2012. 33 с.

13. ГОСТ Р 51685-2013. Рельсы железнодорожные. Общие технические условия. М.: Изд-во ВНИИЖТ, 2014. 101 с.

REFERENCES

1. Bogdanov A.F., Chursin V.G. Ekspluatatsiya i remont kolesnykh par vagonov. [Maintenance and repair of wheelsets.] M.: Transport, 1985. 270 p. (rus)
2. Ivanov I.A. Resurs i remontoprigodnost kolesnykh par podvizhnogo sostava zheleznykh dorog: monografiya. [Resource and maintainability of wheel pairs of railway rolling stock: a monograph.] M.: INFRA-M, 2011. 264 p. (rus)
3. Romen Yu.S., Orlova A.M., Lesnichiy V.S. Sostoyaniye khodovykh chastej podvizhnogo sostava i iznosy v sisteme koleso-rels [The condition of the undercarriage parts of the train and wear in the wheel-rail system]. Vestnik VNIIZhT. 2010. № 2. S. 42–45. (rus)
4. Shevchenko D.V., Kuzmitskiy Yar.O. Konechno-elementnoye issledovaniye izmeneniya napryazhennogo sostoyaniya zheleznodorozhnykh kolesa v protsesse ekspluatatsii [Finite element study of the stress state of railway wheel during exploitation]. Sbornik tezisov II NTS «Kompyuternoye modelirovaniye v zheleznodorozhnom transporte: dinamika, prochnost, iznos». Bryansk, 2014. S. 36–38. (rus)
5. Kurdyumov G.V., Utevskiy L.M., Entin R.I. Prevrashcheniya v zheleze i stali. [Transformations in iron and steel.] M.: Nauka, 1977. 236 p. (rus)
6. Babachenko A.I., Kononenko A.A., Litvinenko P.L. Issledovaniye stoykosti k obrazovaniyu vyshcherbin na poverkhnosti kataniya zheleznodorozhnykh koles razlichnykh urovney prochnosti [Study of the resistance to the formation of dent on the tread surface of railway wheels of various levels of strength]. Sbornik nauchnykh trudov «Fundamentalnyye i prikladnyye problemy chernoy metallurgii». Dnepropetrovsk, 2010. № 21. S. 194–202. (rus)
7. Balanovskiy A.Ye., Khayasi S.M. Problema iznosa pary treniya koleso rels (kratkiy analiz i predlozheniya). [The problem of wear of the friction couple wheel-rail (brief analysis and suggestions).] Irkutsk: Plazmoprotek, 1997. 56 s. (rus)
8. Mikhaylov Ye.V., Slashchev V.A., Semenov S.A. Puti snizheniya iznosa grebney koles relsovykh ekipazhey [Ways to reduce wear of the ridges of the wheels of rail vehicles]. Vestnik VNU im. V. Dalja. 2012. № 5. S. 61–67. (rus)
9. Taran Yu.N., Yesaulov V.P., Gubenko S.I. Povysheniye iznosostoykosti zheleznodorozhnykh koles s raznym profilem poverkhnosti kataniya [Increase of wear resistance of railway wheels with different profile of the tread surface]. Metallurgicheskaya i gornorudnaya promyshlennost. 2000. № 2. S. 42–44. (rus)
10. ВСН 94-77. Instruktsiya po ustroystvu verkhnego strojeniya zheleznodorozhnogo puti. [Manual for the arrangement of the upper structure of railway track.] / TsNIIS. M., 1978. 123 s. (rus)
11. ГОСТ 78-2004. Shpalы derevyanyye dlya zheleznykh dorog shirokoy kolei. [Wooden sleepers for broad track railways.] M.: Izd-vo VNIIZhT, 2004. 8 p. (rus)
12. ГОСТ 10791-2011. Kolesa tselnokatanyye. Tekhnicheskiye usloviya. [Solid-rolled wheels. Specifications.] M.: Izd-vo VNIIZhT, 2012. 33 p. (rus)
13. ГОСТ Р 51685-2013. Relsyzheleznodorozhnyye. Obshchiye tekhnicheskiye usloviya. [Railway rails. General specifications.] M.: Izd-vo VNIIZhT, 2014. 101 p. (rus)

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ/AUTHORS

КУЗЬМИЦКИЙ Ярослав Олегович – аспирант Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого.
195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.
E-mail: yaroslav-kuzm-1990@ya.ru

KUZMITSKIY Yaroslav O. – Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.
29 Politehnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia.
E-mail: yaroslav-kuzm-1990@ya.ru

ШЕВЧЕНКО Денис Владимирович – кандидат технических наук, доцент кафедры механики и процессов управления Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого.
195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.
E-mail: denis.v.shevchenko@gmail.ru

SHEVCHENKO Denis V. – Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.
29 Politehnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia.
E-mail: denis.v.shevchenko@gmail.ru

БЕЛЯЕВ Александр Константинович – доктор физико-математических наук, профессор, директор института прикладной математики и механики Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого.
195251, Россия, г. Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29.
E-mail: director@iamm.spbstu.ru

BELYAEV Aleksandr K. – Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.
29 Politehnicheskaya St., St. Petersburg, 195251, Russia.
E-mail: director@iamm.spbstu.ru