

УДК 629.4.027.4

ВЛИЯНИЕ ОСТАТОЧНЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ НАПРЯЖЕНИЙ И ТЕПЛОВЫХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ НАГРУЗОК НА ПРОЧНОСТЬ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ КОЛЁС

© 2015 Д. Е. Керенцев¹, Ю. К. Пономарёв²¹Выксунский металлургический завод, г. Выкса Новгородской области²Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет)

В статье на примере стандартной конструкции цельнокатаных вагонных колёс с плоскоконическим диском, получившей широкое распространение на сети российских железных дорог, путём проведения расчётов коэффициента запаса сопротивления усталости согласно отечественным и зарубежным нормам, рассмотрены существующие подходы к оценке прочности железнодорожных колёс и проблемы, связанные с прогнозированием реальных мест зарождения усталостных трещин в эксплуатации. Для решения обозначенных задач обоснована целесообразность и предложены методики оценки сопротивления усталости колёс с учётом влияния остаточных технологических напряжений, обусловленных термической обработкой в процессе изготовления с последующим проведением ремонтных обточек обода и тепловых эксплуатационных нагрузок, связанных с нагревом обода колеса при торможении колодками о поверхность катания. Представлена количественная оценка влияния остаточных технологических напряжений и тепловых эксплуатационных нагрузок на прочность колёс. Приведены результаты апробации описанных расчётных методик на примере колёс низконапряжённой конструкции разработки АО «Выксунский металлургический завод» с повышенными эксплуатационными характеристиками.

Цельнокатаное колесо, методики расчёта на прочность, сопротивление усталости, остаточные напряжения, термическая обработка, колодочное торможение, тепловые нагрузки.

doi: 10.18287/2412-7329-2015-14-3-336-344

Практическое использование нормативных отечественных и зарубежных расчётных методов оценки прочности цельнокатаных колёс различных конструкций в настоящее время имеет ряд проблем, связанных с прогнозированием реальных мест зарождения усталостных трещин в эксплуатации и соответствующих значений запасов сопротивления усталости [1].

В качестве примера рассмотрим результаты оценки прочности стандартного вагонного колеса с плоскоконическим диском из стали марки 2, изготавливаемого по ГОСТ 10791 [2]. Данный тип колёс получил широкое распространение на сетях отечественных железных дорог с максимальной нагрузкой на ось колёсной пары 230 кН (рис. 1).

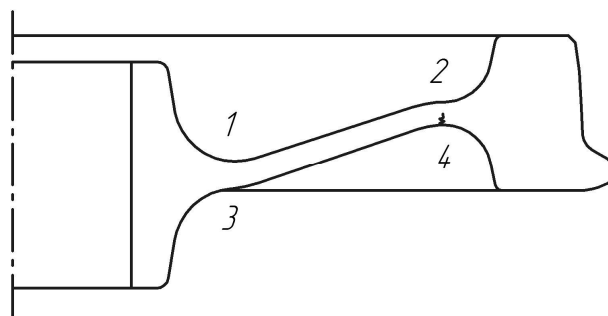


Рис. 1. Профиль цельнокатаного вагонного колеса с плоскоконическим диском по ГОСТ 10791 с типичным местом образования усталостной трещины

Известной проблемой данной конструкции колёс до введения требований обязательной дробеупрочняющей обработки являлись случаи повреждений уста-

лостными трещинами дисков с внутренней стороны на расстоянии 40÷70 мм от обода при толщине, близкой к предельному износу.

В табл. 1 приведены значения коэффициентов запаса циклической прочности колеса, определённые для нового и изношенного обода с использованием метода конечных элементов в программном комплексе ANSYS Mechanical. Расчёты проведены в соответствии с методиками ОСТ 32.83 [3] и EN 13979-1 [4] без учёта остаточных технологических напряжений от термической обработки колёс и тепловых эксплуатационных нагрузок, возни-

кающих при взаимодействии колеса с колёдкой во время торможения, а также по стандарту AAR S-669 [5], где предусмотрен учёт остаточных технологических напряжений, однако влияние тепловых нагрузок также не рассматривается. Вычисления реализованы с учётом монтажных напряжений от напрессовки колеса на ось при среднем значении допустимой величины натяга, расчётные нагрузки определялись по соответствующим методикам.

Таблица 1. Значения коэффициентов запаса прочности колеса

Обод	Зона	EN 13979-1	AAR S-669		ОСТ 32.83	
			V1+L1	V2	без учёта $\sigma_{ост}$	с учётом $\sigma_{ост}$
Новый	1	2,36	2,78	3,31	5,47	4,76
	2	2,63	4,31	85,8	2,70	2,89
	3	0,94	2,79	3,92	2,06	2,17
	4	4,50	20,5	7,60	3,54	3,32
Изношенный	1	3,87	3,03	3,58	8,23	9,77
	2	1,53	3,08	9,65	2,03	2,09
	3	0,80	3,97	3,22	2,42	2,57
	4	1,16	5,75	3,36	1,93	1,84
Минимально допустимые значения коэффициента запаса прочности		1,0	1,0		1,3	

Оценка сопротивления усталости по методике EN 13979-1 проводится для цикла напряжений, которые имеют максимальную амплитуду при сочетании трёх различных схем нагружения при взаимодействии колеса с рельсом в прямых, кривых и пересечении стрелочного перевода [1]. В этом случае, для исследуемой конструкции колеса зоной с минимальным коэффициентом сопротивления усталости является нехарактерное для зарождения усталостных трещин место перехода диска в ступицу с внутренней стороны (зона 3, рис. 1). Полученные данные согласно европейским нормам свидетельствуют об отрицательной расчётной оценке прочности конструкции колеса при действии переменного нагружения, что означает необходимость обязательного проведения стендовых испытаний на усталость по схемам изгиб или изгиб с вращением на базе 10 млн. циклов при заданной амплитуде напряжений. Данная ситуация характерна практически для всех типов цельно-

катаных вагонных колёс, эксплуатируемых на сети европейских железных дорог, для которых расчётная оценка коэффициента запаса прочности может составлять до 0,6.

Оценка прочности по AAR S-669 проводится для двух схем нагружения колеса со стороны рельса при взаимодействии в кривой (V1+L1 и V2) путём определения коэффициента запаса по нагрузке в каждом узле, на который необходимо умножить величины внешних сил, чтобы параметр Сайнса (критерий усталостного разрушения) стал равным нулю [1]. Результаты расчёта поля остаточных технологических напряжений в радиальном направлении по сечению колеса, определяющих образование и развитие усталостных трещин в диске, полученные с учётом особенностей режима термообработки по технологии ведущего производителя данного сортамента колёс АО «Выксунский металлургический завод», представлены на рис. 2.

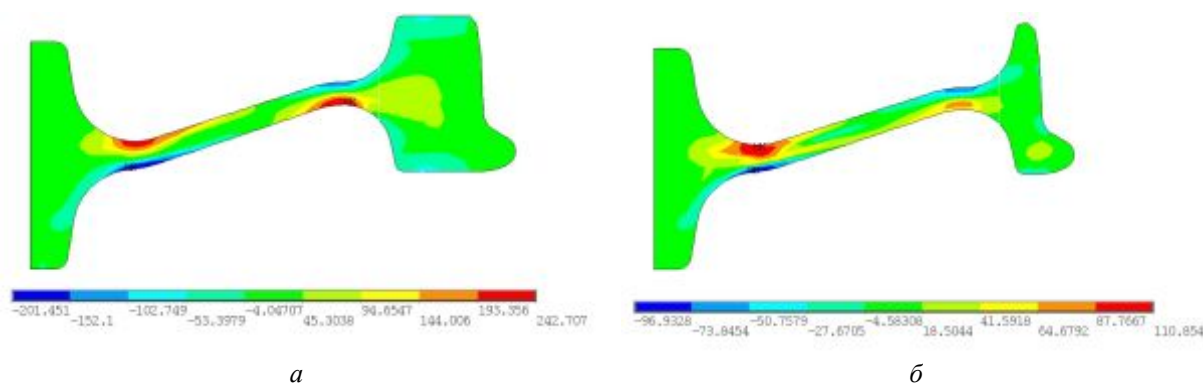


Рис. 2. Распределение технологических остаточных напряжений (МПа) в радиальном направлении: а – после термической обработки; б – после обточки на минимальный диаметр

Задача определения остаточных напряжений решалась в осесимметричной упругопластической постановке с учётом эффекта ползучести (релаксации напряжений) для моделирования процесса отпуска. Реологические свойства материала и коэффициенты теплоотдачи при взаимодействии стали с воздухом и водой во время закалки принимались в соответствии со стандартом. Процесс моделировался путём последовательного решения нестационарной задачи теплопроводности для этапов транспортировки колеса после выдачи из нагревательной печи (1 минута), закалки (160 секунд), транспортировки до отпускной печи (2 минуты), отпуска (2 часа) и охлаждения до температуры окружающей среды (10 часов). Исходная температура колеса с момента выдачи из нагревательной печи принималась равной 900°C , операции транспортировки моделировались путём приложения граничных условий естественной конвекции на воздухе для всех поверхностей.

Одним из важных условий корректного моделирования процесса термообработки является адекватное задание поверхностей обода колеса, которые взаимодействуют с водой в процессе спейрного охлаждения. В качестве таковых были выбраны поверхность катания и части боковых поверхностей обода колеса на расстоянии до 40 мм от круга катания. После определения изменения температуры в сечении колеса проводился расчёт напряжённо-деформированного состояния (НДС) для каждой операции термической

обработки. Моделирование перераспределения напряжений после механической обработки обода колеса до состояния предельного износа реализовано с использованием специальной функции программного обеспечения, позволяющей модифицировать матрицу жёсткости конечно-элементной системы.

Анализируя величину и характер остаточных напряжений в радиальном направлении, необходимо отметить высокий уровень растягивающих напряжений с внутренней стороны диска в месте его перехода в обод. Для случая нового обода колеса они составляют величину 243 МПа на диаметре 725 мм и снижаются до 80 МПа, смещаясь в подповерхностный слой на 6 мм при обточке обода до предельно допустимой в эксплуатации толщины (22 мм). Учёт остаточных технологических напряжений влияет на коэффициент асимметрии цикла переменных напряжений и, как следствие, на расчётную оценку сопротивления усталости конструкции цельнокатаного колеса. В свою очередь, оценка запасов прочности по критерию Сайнса не позволяет адекватно прогнозировать место и величину минимального запаса прочности, что также подтверждается результатами расчётов отличных от исследуемой конструкций колёс, имеющих довольно частые случаи изломов дисков.

Использование отечественной расчётно-экспериментальной методики оценки запаса сопротивления усталости колёс по ОСТ 32.83 позволяет получить наиболее достоверное расположение критиче-

ской зоны колеса [1]. В данном случае амплитуда переменных напряжений (σ_{ai}) определялась как полуразность максимального и минимального напряжений в радиальном направлении (допускается оценка по главным напряжениям) при угловом повороте радиального сечения колеса относительно точки контакта с рельсом при нагружении колеса совместным действием монтажных, вертикальной и боковой нагрузок ($\sigma_{i(0^\circ)}, \sigma_{i(180^\circ)}$):

$$\sigma_{ai} = \frac{\sigma_{i(0^\circ)} - \sigma_{i(180^\circ)}}{2}. \quad (1)$$

С целью уточнения результатов оценки прочности авторами предложена методика учёта составляющей остаточных технологических напряжений ($\sigma_{ост}$), вычисленных по стандарту AAR S-669, путём сложения с величиной средних напряжений цикла (σ_{mi}) от переменного нагружения:

$$\sigma_{mi} = \frac{\sigma_{i(0^\circ)} + \sigma_{i(180^\circ)}}{2} + \sigma_{ост}. \quad (2)$$

Сопоставление результатов расчёта (табл. 1) позволяет сделать вывод о том, что изменение асимметрии цикла напряжений при учёте остаточных технологических напряжений от термической обработки приводит к разнице оценок значений коэффициента запаса сопротивления усталости в наиболее нагруженных зонах диска колеса до 15%. Снижение запаса

фиксируется в местах с растягивающими остаточными напряжениями с наружной стороны в зоне сопряжения диска со ступицей и с внутренней стороны – диска с ободом. В местах сжимающих остаточных напряжений наблюдается увеличение показателей циклической прочности. Минимальный коэффициент запаса сопротивления усталости для случая колеса с изношенным ободом под влиянием исходных остаточных напряжений снижается на 5%.

В зарубежной нормативной документации особое внимание уделяется расчётной оценке прочности вагонных колёс, работающих в условиях длительного теплового нагружения при взаимодействии с колодочными тормозами по кругу катания. На рис. 3 представлены графики распределения напряжений в радиальном направлении на внутренней и наружной поверхности диска колеса для случая нового и изношенного обода при действии тепловой нагрузки. Расчёты проведены по стандарту AAR S-660 [6] с учётом линейно-упругих свойств материала (мощность торможения 26 кВт длительностью 20 минут) и согласно методике UIC ERRI RP 17 [7], где учитывается упругопластическое поведение колёсной стали в зависимости от температуры (мощность торможения 50 кВт длительностью 45 минут), а также монтажные напряжения от запрессовки на ось.

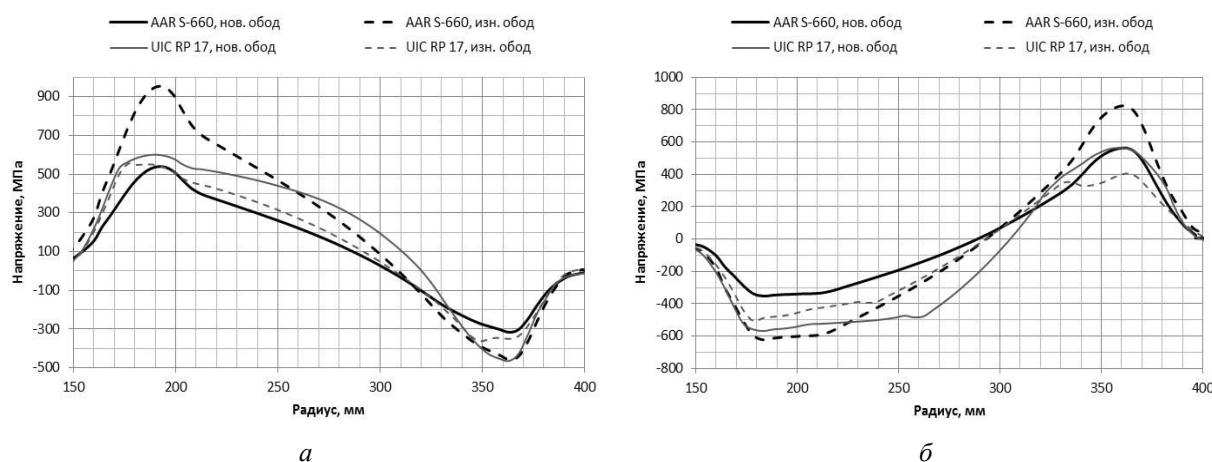


Рис. 3. Распределение напряжений в радиальном направлении (МПа) от тепловой нагрузки на поверхности диска колеса: а – наружная сторона; б – внутренняя сторона

Оценка НДС колеса от действия тепловой нагрузки по методике AAR S-660 является качественной ввиду существенного превышения расчётных значений напряжений относительно предела текучести материала при заданной длительности торможения. По результатам расчётов для случая нового обода колеса максимальная температура нагрева на поверхности катания составляет 307°C, при этом максимальные значения растягивающих напряжений величиной 562 МПа находятся в критической зоне перехода диска в ступицу с внутренней стороны. Для случая изношенного обода максимальная температура нагрева при заданной мощности торможения увеличивается до 519°C при соответствующем увеличении напряжений до значения 950 МПа в зоне перехода диска в ступицу с наружной стороны.

Расчёт по методике UIC ERRI RP 17 является математическим моделированием реальных испытаний колёс в соответствии с требованиями европейской нормативной документации. Испытания состоят из 10 циклов длительного торможения (по 45 минут) при постоянной мощности 50 кВт с последующим охлаждением до температуры обода менее 50°C. Результаты считаются удовлетворительными, если для конструкции колеса с новым и изношенным ободом выполняются критерии к допустимой величине бокового коробления обода относительно ступицы в процессе его нагрева и охлаждения при торможениях, а также к допустимому уровню остаточных растягивающих напряжений в ободу [1, 4]. С учётом решения совместной нестационарной термомеханической задачи в упруго-пластической постановке максимальные напряжения в момент окончания торможения возникают с наружной стороны колеса в месте перехода диска в ступицу. При этом, если в данной зоне в процессе нагрева температура не превышает 60°C при относительной деформации 0,4%, то в месте перехода диска в обод с внутренней стороны при сопоставимых величинах напряжений температура составляет 350...550°C, а величина относительной деформации нахо-

дится в интервале 1...1,5% в зависимости от толщины обода. Несмотря на то, что данная методика имеет некоторые расхождения с экспериментальными данными, её использование в настоящее время позволяет наиболее точно проводить расчёт НДС колеса при торможениях.

Представленные результаты оценок с использованием описанных зарубежных методик имеют принципиальное различие, поскольку расчёт теплового поля в соответствии с AAR S-660 предполагает, что выделяемый при заданной мощности тепловой поток без потерь приходится на колесо. По этой причине расчётные температуры, напряжения и деформации имеют существенно завышенные значения в сравнении с экспериментальными данными. Расчёты в соответствии с UIC ERRI RP 17 ведутся в предположении отвода части тепла трения в колодку и в зависимости от их количества, размеров, степени износа и материала (чугун, композит). С другой стороны, выбор указанной мощности и длительности торможения, установленные европейскими нормами, при проведении испытаний являются крайне экстремальными. Не каждый тип стандартных композиционных колодок может выдержать описанный режим торможения, реализация которого возможна только при внештатной ситуации, например, заклинивании тормозов при неисправности тормозной системы, либо длительного спуска вагона в условиях горной местности.

Анализ статистических данных эксплуатации нагруженности тормозов грузового вагона [8] показывает, что в условиях реальной эксплуатации колёс наиболее частыми являются режимы торможения длительностью не более 5 минут. Стоит отметить, что при сопоставимых в эксплуатации средних значениях длительности торможений (75 секунд) и пауз между ними (111 секунд), расчётный термодинамический баланс для колеса с изношенным ободом в соответствии с европейской методикой при мощности 30 кВт наступает только после 20 циклов, реализуемых в течение 1 часа. Тепловой баланс

заключается в том, что установившаяся максимальная температура обода при торможении составляет 275°C, а после охлаждения перед следующим циклом 200°C. Температура в месте перехода обода в диск с внутренней стороны при этом практически не изменяется и составляет 150°C. Максимальные в радиальном направлении растягивающие напряжения в этой зоне циклически изменяются в диапазоне 300...330 МПа.

Использование описанной методики с целью оценки влияния установившегося напряжённого состояния от действия циклических тепловых нагрузок при торможениях на усталостную прочность является достаточно трудоёмкой задачей. При её решении рациональным является проведение расчётов согласно стандарту AAR S-660 с заданием эквивалентной мощности, в рассматриваемом случае величиной 11 кВт, которая в течение 20 минут воспроизводит аналогичное поле температур и напряжений для описанного режима циклических торможений. Проведённая оценка циклической прочности, по аналогии с учётом технологических напряжений, показывает, что эксплуатационные тепловые нагрузки, создаваемые при мощности торможения 30 кВт с учётом среднестатистических значений длительности торможений и пауз между ними, приводит к резкому (на 41%) снижению минимального коэффициента запаса сопротивления усталости в месте перехода из обода в диск с внутренней стороны, что с учётом дополнительного 5% снижения от действия технологических напряжений составляет минимально допустимое нормами значение коэффициента 1,3.

Таким образом, анализ прочности стандартной конструкции цельнокатаных вагонных колёс с плоскоконическим диском по ГОСТ 10791 позволяет сделать вывод о целесообразности использования подходов ОСТ 32.83 при оценке коэффициентов запаса сопротивления усталости. Учёт влияния технологических напряжений, рассчитанных по методике AAR S-669, даёт возможность уточнения оценок

циклической прочности. При этом определяющими являются тепловые нагрузки, образующиеся при взаимодействии колеса с колодками в процессе торможения. Ввиду значительной сложности описанных при исследовании методов учёта тепловых нагрузок проведение сравнительного анализа результатов расчёта НДС в соответствии с AAR S-660 представляется оправданным и рекомендуется к обязательному рассмотрению.

Результатом использования описанных подходов при проектировании является сертифицированная низконапряжённая конструкция цельнокатаных колёс производства АО «Выксунский металлургический завод». Отличительные особенности формы диска конструкции (рис. 4) позволяют, в отличие от стандартных колёс по ГОСТ 10791, значительно повысить их циклическую прочность [9]. Данный эффект достигается в первую очередь за счёт низконапряжённого состояния при действии тепловых и различного сочетания механических нагрузок. Кроме этого, смещение зоны с максимальными растягивающими напряжениями в диске, которые образуются вследствие теплового взаимодействия обода колеса с колодкой при торможении, от зоны, где возникают максимальные сжимающие напряжения при качении по рельсу, способствует снижению амплитуды переменных напряжений.

Минимальные коэффициенты запаса сопротивления усталости для низконапряжённой конструкции колёс, определяемые по описанным выше методикам, в расчёте на повышенную осевую нагрузку 245 кН составляют 1,60 при учёте остаточных технологических напряжений и 1,41 – при оценке влияния напряжений от среднестатистических в эксплуатации тепловых нагрузок в процессе торможений, что отвечает установленным нормативным требованиям, предъявляемым к циклической прочности, наряду с обеспечением минимальной конструкционной массы изделия.

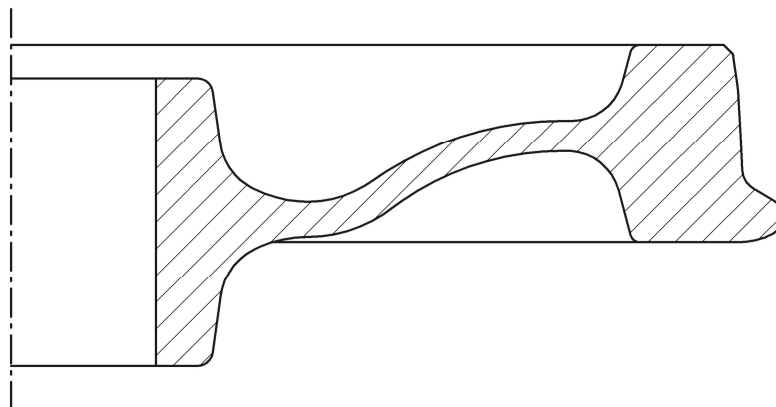


Рис. 4. Профиль низконапряжённой конструкции цельнокатаного вагонного колеса

Коэффициент запаса сопротивления усталости стандартных колёс с криволинейной формой диска по ГОСТ 10971-2011 аналогичного назначения в расчёте для минимальной толщины обода с учётом тепловых нагрузок составляет 0,62...0,94, что указывает на их низкую термостойкость в сравнении с низконапряжённой конструкцией.

Высокие эксплуатационные характеристики колёс новой конструкции подтверждены результатами проведения стендовых испытаний по определению предела выносливости диска при верти-

кальной нагрузке. В качестве объекта исследований выступило колесо низконапряжённой конструкции, изготовленное из марки Т без механической обработки и упрочнения диска дробью. По результатам испытаний минимальный предел выносливости диска колеса составил 1200 кН, что на 65 % превышает аналогичный показатель для стандартных колёс с плоскоконическим диском. Полученный предел выносливости удовлетворяет требованиям нормативной документации для колёс, эксплуатирующихся в подвижном составе с осевой нагрузкой до 294 кН.

Библиографический список

1. Волохов Г.М., Керенцев Д.Е. Развитие методов оценки прочности конструкций цельнокатаных железнодорожных колёс и критериев их допуска к эксплуатации // Вестник ВЭЛНИИ. 2013. № 2(66). С. 138 – 154.
2. ГОСТ 10791-2011. Колёса цельнокатаные. Технические условия. М.: Стандартиформ, 2011. 27 с.
3. ОСТ 32.83-97. Колёса с дисковыми и спицевыми центрами тягового подвижного состава. М.: МПСРоссии, 1997. 49 с.
4. EN 13979-1:2003+A2. Railway applications – Wheelsets and bogies – Monobloc wheels – Technical approval procedure – Part 1: Forged and rolled wheels: 2011. 50 p.
5. AAR Standard S-669. Analytic Evaluation of Locomotive Wheel Designs: 2011. 17 p.
6. AAR Standard S-660. Wheel Designs, Locomotive and Freight Car – Analytic Evaluation: 2009. 6 p.
7. UIC B 169/RP 17. Standardization of Wheelsets. Definition of parameters for the thermomechanical calculation of wheels. Correlation between calculations and tests: 2006. 26 p.
8. Кеглин Б.Г., Киницкая А.П. Эксплуатационная нагруженность тормозов грузового вагона // Вестник ВНИИЖТ. 1978. № 4. С. 30-32.
9. Голышков Р.А., Керенцев Д.Е. Железнодорожное колесо: патент РФ № 2010113648; опубл.10.09.11; бюл. № 25.

Информация об авторах

Керентцев Дмитрий Евгеньевич, главный специалист по проектированию железнодорожных колёс Инженерно-технологического центра, АО «Выксунский металлургический завод». E-mail: kerentsev@bk.ru. Область научных интересов: теория и практика сопротивления усталости материалов, железнодорожная техника, исследование нагруженности и прочности железнодорожных колёс.

Пономарёв Юрий Константинович, доктор технических наук, профессор, Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королёва (национальный исследовательский университет). E-mail: ponomarevssau@yandex.ru. Область научных интересов: теория и практика виброударозащиты в технике, конструкционное демпфирование, исследование упругогистерезисных систем.

THE INFLUENCE OF RESIDUAL TECHNOLOGICAL STRESS AND SERVICE HEAT LOADS ON THE STRENGTH OF RAILWAY WHEELS

© 2015 D. E. Kerentcev¹, Ju. K Ponomarev²

¹Vyкса Steel Works, Nizhny Novgorod Region, Russian Federation

²Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation

The article deals with the existing approaches to assessing the strength of railway wheels and the problems associated with forecasting actual spots of fatigue crack origination in operation. Solid-rolled railway wheels with a flat cone disk of standard design that have become a frequent practice in the Russian railway system are taken as an example. Calculations of the safety factor of fatigue resistance according to domestic and foreign standards have been carried out. The authors propose a procedure for assessing the wheel fatigue resistance to solve the above problems, taking into account the impact of residual technological stresses caused by heat treatment in the manufacturing process, followed by the repair of the rim, and service heat loads associated with the heating of the rim during braking, when the wheel interacts with blocks. Quantitative assessment of the impact of residual technological stresses and service heat loads on the strength of the wheels is presented. In conclusion the results of testing the computational methods described are presented, wheels of low-stress design with improved performance characteristics developed by the JSC «Vyкса Steel Works» taken as an example.

Solid-rolled wheel, procedures of strength calculation, fatigue resistance, residual stresses, heat treatment, braking blocks, thermal loads.

References

1. Volohov G.M., Kerentcev D.E. Development of strength evaluation methods for solid-rolled railway wheels construction and criteria of their release to service. *Vestnik VELNII*. 2013. No. 2 (66). P. 138-154. (In Russ.)
2. GOST (State Standard) 10791-2011. Solid-rolled wheels. Specifications. Moscow: Standartinform Publ., 2011. 27 p. (In Russ.)
3. OST 32.83-97. Traction equipment wheels with plate and spoke centers. Moscow: MPS Rossii Publ., 1997. 49 p. (In Russ.)
4. EN 13979-1:2003+A2. Railway applications – Wheelsets and bogies – Monobloc wheels – Technical approval procedure – Part 1: Forged and rolled wheels: 2011. 50 p.
5. AAR Standard S-669. Analytic Evaluation of Locomotive Wheel Designs: 2011. 17 p.
6. AAR Standard S-660. Wheel Designs, Locomotive and Freight Car – Analytic Evaluation: 2009. 6 p.
7. UIC B 169/RP 17. Standardization of Wheelsets. Definition of parameters for the thermomechanical calculation of wheels.

Correlation between calculations and tests: 2006. 26 p.

8. Keglin B.G., Kinitckaya A.P. Ekspluatatsionnaya nagruzhennost tormozov gruzovogo vagona // Vestnik VNIIZhT. Moscow: 1978. No. 4. P. 30-32. (In Russ.)

9. Pat. 2428319 Rossiyskaya Federatsiya, MPK⁷ B 60 B 17/00, B 60 B 3/02, B 61 A

13/00, B 21 H 1/04. Zheleznodorozhnoe koleso / Golyishkov R.A., Kerentsev D.E.; zayavitel i patentoobladatel JSK «Vyik-sunskiy metallurgicheskiy zavod». No. 2010113648; zayavl. 07.04.10; opubl. 10.09.11. Byul. No. 25. 18 p.

About the authors

Kerentsev Dmitrii Evgenovich, Chief Designer of railway wheels, Engineering and Technology Center of JSC «Vyksa Steel Works», Nizhny Novgorod Region, Russian Federation. E-mail: kerentsev@bk.ru. Area of Research: theory and practice of fatigue resistance of materials, railway equipment, research of loading and strength of railway wheels.

Ponomarev Yury Konstantinovich, Doctor of Science (Engineering), Professor of Samara State Aerospace University, Samara, Russian Federation. E-mail: ponomarev-ssau@yandex.ru. Area of Research: theory and practice of vibration and impact protection in engineering, structural damping, research of elastic hysteresis systems.