

Оценка прочности и ресурса для установления назначенного срока службы колесной пары скоростного вагона-платформы

Григорий М. Волохов¹, Эдуард С. Оганьян¹, Гаджимет И. Гаджиметов¹, Дмитрий А. Князев^{1*}, Виталий В. Чунин¹, Максим В. Тимаков¹

¹Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава (АО «ВНИКТИ»), Коломна, Российская Федерация

*knyazev-da@vnikti.com



Григорий М. Волохов



Эдуард С. Оганьян



Гаджимет И. Гаджиметов



Дмитрий А. Князев



Виталий В. Чунин



Максим В. Тимаков

Резюме. Цель. Наиболее ответственным узлом железнодорожного подвижного состава является колесная пара, поскольку излом колеса или оси может иметь катастрофические последствия. Поэтому при постановке на производство скоростного вагона-платформы, предназначенного для эксплуатации со скоростями до 140 км/ч и не имеющего аналогов на сети железных дорог колеи 1520 мм, необходимо было исследовать возможность применения стандартной колесной пары для высокоскоростного движения. С целью обеспечения безопасной эксплуатации колесной пары на сети железных дорог к ней предъявляются требования, которые должны подтверждаться путем оценки параметров прочности и долговечности [1]. Оценка соответствия продукции требованиям может осуществляться с учетом стандартов, в результате применения которых на добровольной основе обеспечивается соблюдение требований [1], или с применением иных документов. **Методы.** В статье описаны расчетно-экспериментальные методы, которые использовались для подтверждения прочности и оценки ресурса (долговечности) в вероятностной постановке элементов колесной пары. В качестве экспериментальных данных были привлечены результаты проведенных натурных стендовых испытаний колесных пар на усталость методом кругового изгиба как наиболее приближенных к условиям их нагружения в эксплуатации, по результатам которых подтверждены пределы выносливости оси и колеса в составе колесной пары. Расчетным путем выполнен анализ напряженно-деформированного состояния колесной пары от действия монтажных и эксплуатационных нагрузок при различных режимах движения. **Результаты.** Проведенные исследования подтвердили соответствие колесной пары требованиям [1–3] в части значений коэффициентов запаса сопротивления усталости и пределов выносливости, что исключает возникновение опасной ситуации при эксплуатации скоростного вагона-платформы. Проведена оценка ресурса до зарождения усталостной трещины элементов колесной пары с использованием характеристик сопротивления усталости деталей и эквивалентных амплитуд динамических напряжений от эксплуатационных нагрузок. По результатам этой оценки представляется возможным установить с принятой вероятностью разрушения назначенный срок службы оси колесной пары 32 года, что соответствует назначенному сроку службы вагона-платформы по комбинированному критерию. По данной тематике проводится актуализация нормативно-технической документации, необходимой для создания вагона-платформы для перевозки контейнеров, и разрабатывается новый ГОСТ. **Заключение.** В результате выполненной оценки соответствия установлено, что колесная пара вагона-платформы соответствует требованиям безопасности [1] и обеспечивает отсутствие недопустимых рисков, связанных с причинением вреда жизни и здоровью граждан, животных и растений, окружающей среде и имуществу физических и юридических лиц при эксплуатации вагона-платформы.

Ключевые слова: колесная пара, напряженно-деформированное состояние, сопротивление усталости, предел выносливости, кривая усталости, ресурс, назначенный срок службы.

Для цитирования: Волохов Г.М., Оганьян Э.С., Гаджиметов Г.И., Князев Д.А., Чунин В.В., Тимаков М.В. Оценка прочности и ресурса для установления назначенного срока службы колесной пары скоростного вагона-платформы // Надежность. 2021. № 4. С. 26-30. <https://doi.org/10.21683/1729-2646-2021-21-4-26-30>

Поступила 20.09.2021 г. / После доработки 31.10.2021 г. / К печати 14.12.2021 г.

Введение

В настоящее время в рамках совместного проекта с АО «ФГК» создается шестиосный 80-футовый вагон-платформа на трехосных тележках с эксплуатационной скоростью движения до 140 км/ч и осевой нагрузкой до 20,5 тс для перевозки крупнотоннажных контейнеров. Платформа в составе грузового поезда постоянного формирования не имеет аналогов на «пространстве 1520» с точки зрения конструктивных особенностей и допускаемых скоростей ее эксплуатации. Платформа пригодна для эксплуатации как в поездах, состоящих из аналогичных вагонов, так и в виде отдельной платформы в составе грузового поезда по всей сети железных дорог колеи 1520 мм (РФ, страны СНГ, Финляндия, Польша, Украина, Латвийская Республика, Литовская Республика, Эстонская Республика, Грузия).

В соответствии с приложением 2 [1] платформа подлежит обязательному подтверждению соответствия (в форме сертификации). При этом, согласно п. 5 статьи 6 [1], оценка соответствия продукции требованиям [1] может осуществляться с учетом стандартов, в результате применения которых на добровольной основе обеспечивается соблюдение требований [1], или с применением иных документов.

Наиболее ответственным узлом вагона-платформы является колесная пара, которая в целом и ее составные элементы (ось и колесо) должна подвергаться обязательной сертификации [1, 2]. В указанных нормативных документах предъявляются требования к безопасности, которые должны подтверждаться путем оценки параметров прочности и долговечности (ресурса) осей и колес колесных пар. Так, для железнодорожного подвижного состава в статье 4 п. 57 [1] имеется требование о том, что «колеса, оси ... колесных пар железнодорожного подвижного состава ... грузовых вагонов должны иметь запас статической прочности и необходимый коэффициент запаса сопротивления усталости, которые обеспечивают стойкость к образованию и развитию дефектов (трещин) в течение указанного в конструкторской документации срока службы».

Поддерживающим стандартом для оценки прочности оси и колеса вагонных колесных пар (грузовых и пассажирских) и немоторных колесных пар моторвагонного подвижного состава (в том числе и высокоскоростного) является [3].

Оценка прочности

В п. 4.3.11–4.3.12 [3] содержатся требования к коэффициентам запаса сопротивления усталости, статической прочности и пределам выносливости оси и колеса в составе колесной пары для колесных пар, не указанных в приложении А. Серийные грузовые колесные пары, согласно приложению А [3], имеют максимальную конструкционную скорость 120 км/ч; таким образом, необходимо подтверждение данной колесной парой,

имеющей конструкционную скорость 140 км/ч (рис. 1), требований п. 4.3.11–4.3.12 [3].

Для расчетной оценки коэффициентов запаса сопротивления усталости элементов колесной пары необходимо экспериментальное подтверждение предела выносливости, полученного по результатам испытаний на усталость и построения кривой усталости.

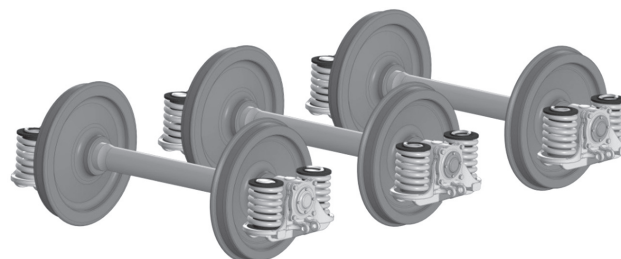


Рис. 1. Колесные пары трехосной тележки скоростного вагона-платформы

В качестве экспериментальных данных использованы результаты ранее проведенных специалистами АО «ВНИКТИ» стендовых испытаний на усталость осей и колес методом кругового изгиба как наиболее приближенных к условиям нагружения их в эксплуатации [4].

В соответствии с методикой испытаний колесной пары, три объекта испытаний оси и три объекта испытаний колес (доработанные оси с технологическими ступицами и колеса с доработанными осями) устанавливались в стенд (рис. 2). Монтаж тензорезисторов производился цепочкой в меридиональном и тангенциальном направлениях в виде розеток на наиболее нагруженной стороне колеса. Затем монтировались измерительные схемы, и посредством измерительно-вычислительного комплекса были выполнены замеры амплитуд напряжений (деформаций). Нагружение объекта испытаний производилось путем вращения неуравновешенной массы, которая устанавливалась на конце его оси. Под воздействием изгибающего момента в объекте испытаний возникали амплитуды напряжений

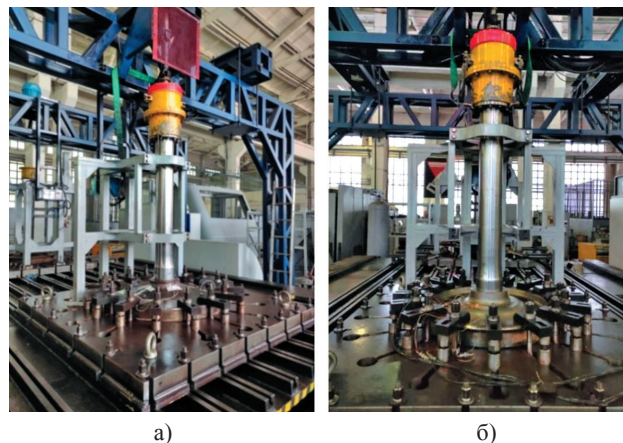


Рис. 2. Стенд с установленными в нем объектами испытаний – осью (а) и колесом (б)

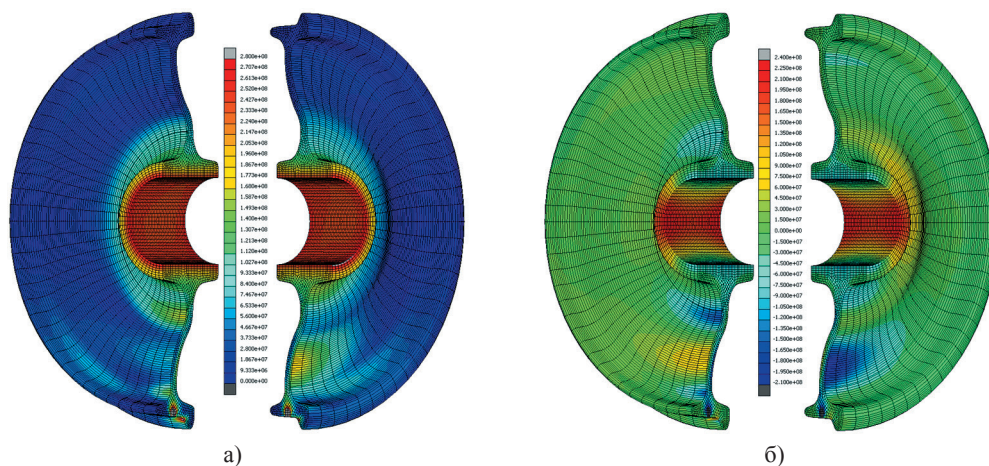


Рис. 3. Распределение эквивалентных (а) и радиальных напряжений (б) с максимально изношенным ободом при движении в кривых участках пути

(деформаций), путем изменения частоты вращения неуравновешенной массы устанавливались требуемые величины амплитуды напряжений.

По результатам испытаний на усталость подтвержден фактический предел выносливости с 50-процентной вероятностью разрушения наиболее нагруженной заподступичной части оси, равный 180 МПа (при требуемом 160 МПа [2]), и фактический предел выносливости цельнокатаного колеса, равный 225 МПа (при требуемом 150 МПа [2]), на нормированной базе испытаний 50 и 20 млн циклов нагружений соответственно [3].

Расчетная оценка напряженно-деформированного состояния колесной пары показала, что максимальные амплитуды напряжений, возникающие в эксплуатации наиболее нагруженной зоны колеса (рис. 3), составляют 97 МПа. С учетом результатов испытаний колес и расчетных коэффициентов, учитывающих зависимость сопротивления усталости от суммарного среднего напряжения цикла в эксплуатации, определяется коэффициент запаса сопротивления усталости, который составил 2,54 при минимально допустимом 1,5.

Расчет оси показал, что наиболее нагруженной частью оси является заподступичная, где амплитуда максимальных механических напряжений в эксплуатации составляет 144 МПа. С учетом полученного предела выносливости по результатам испытаний коэффициент запаса составил 1,25 при минимально допустимом 1,2.

Таким образом, проведенная расчетно-экспериментальная оценка подтвердила соответствие колесной пары требованиям [1, 3] в части значений коэффициентов запаса сопротивления усталости и пределов выносливости.

Оценка ресурса

В п. 3 статьи 4 [1] указано: «Безопасность железнодорожного подвижного состава и его составных частей должна обеспечиваться путем: ... в) установления назначенных сроков службы и (или) ресурсов

продукции, а также проведения технических обслуживаний и ремонтов с необходимой периодичностью; ... е) установления критериев предельных состояний продукции».

Согласно п. 7 статьи 4, «выбранные проектировщиком (разработчиком) конструкции железнодорожного подвижного состава и его составных частей должны быть безопасны в течение назначенного срока службы и (или) ресурса, назначенного срока хранения, а также выдерживать воздействия и нагрузки, которым они могут подвергаться в процессе эксплуатации».

Таким образом, безопасность эксплуатации осей и колес колесных пар должна обеспечиваться в течение назначенного срока службы, который должен устанавливаться исходя из определения их предельного состояния и ресурса с учетом некоторого запаса.

Поскольку подвижной состав используется на всей сети железных дорог (а значит, условия эксплуатации: температура, текущее состояние пути, рельеф местности и т.д. – могут существенно отличаться, что влияет на интенсивность нагрузок), ресурс оси и колеса по накоплению усталостных повреждений должен определяться с учетом всей совокупности отличий в эксплуатации типа подвижного состава. Излом оси или колеса может иметь пагубные последствия, поэтому за критерий предельного состояния принимается момент зарождения трещины.

При этом для оценки ресурса оси и колеса колесной пары необходимо установить:

- характеристики прочности деталей в вероятностном аспекте;
- эксплуатационную нагруженность.

На основе полученных данных ресурс определяется с необходимыми вероятностными параметрами. Настоящая оценка ресурса и срока службы оси и колеса колесной пары выполнена расчетно-экспериментальным методом.

При аналитическом решении [5] расчет выполняется с использованием характеристик сопротивления уста-

лости детали (по результатам стендовых испытаний на усталость) и амплитуды (эквивалентной) динамических напряжений от эксплуатационных нагрузок. Для этого из уравнения кривой усталости (второй наклонной ветви) находим число циклов нагружения детали до истощения несущей способности (разрушения) N_p :

$$\sigma_{-1\sigma}^{m_2} \cdot N_0 = \sigma_{a\sigma}^{m_2} \cdot N_p = const \quad (1)$$

где $\sigma_{-1\sigma}$ – предел выносливости детали на базе испытаний N_0 циклов;

$\sigma_{a\sigma}$ – эквивалентная амплитуда напряжений;

m_2 – показатель наклона кривой.

В расчете использовалась кривая усталости с двумя наклонными ветвями: для чисел до 10^7 циклов показатель наклона левой ветви кривой усталости $m_1 = 7$, для чисел более 10^7 циклов, т.е. для правой ветви, $m_2 = 2m_1 - 1 = 13$.

Полученная кривая позволяет определить медианное значение долговечности, соответствующее вероятности разрушения 50 % ($\bar{\sigma}_{-1\sigma}$). Для расчета с вероятностью разрушения P (%) по таблицам нормального распределения определяются соответствующие квантили и решается уравнение:

$$U_p = \frac{1 - \tilde{n}}{\sqrt{\tilde{n}^2 v_{\sigma_{-1\sigma}}^2 + v_{\sigma_a}^2}}, \quad (2)$$

откуда определяется относительный коэффициент запаса $\tilde{n}$, по которому устанавливается коэффициент перегрузки n_p :

$$n_p = \tilde{n} \cdot n, \quad (3)$$

где $n = \frac{\sigma_{a_{max}}}{\sigma_{-1\sigma}}$ – действительный коэффициент нагруженности;

$v_{\sigma_{-1\sigma}}, v_{\sigma_a}$ – коэффициенты вариации нормально распределенных величин предела выносливости $\sigma_{-1\sigma}$ и максимального напряжения $\sigma_{a_{max}}$ в эксплуатации соответственно.

Коэффициенты вариации характеризуют рассеяние соответствующих величин: чем коэффициенты меньше, тем стабильнее результаты в обеспечении технологий проектирования, изготовления и условий эксплуатации.

Таким образом, предел выносливости пересчитывается с вероятностью разрушения P (%) по формуле:

$$\sigma_{-1\sigma} = \bar{\sigma}_{-1\sigma} (1 - U_p \cdot v_{\sigma_{-1\sigma}}). \quad (4)$$

При принятых коэффициентах вариации нормально распределенных величин предела выносливости оси $v_{\sigma_{-1\sigma}} = 0,1$, максимального эксплуатационного напряжения $v_{\sigma_a} = 0,2$, вероятности разрушения $P = 0,1$ % квантиля $U_p = -3,09$ по формуле (1) получаем $N_p = 8,2 \times 10^9$ циклов нагружений.

Согласно зависимости $n_N = \phi(n_\sigma)$, между коэффициентом запаса по напряжению и запасом по долговечности получаем $N_{сум} = 2,9 \times 10^9$ циклов нагружений до истощения несущей способности. При пересчете в километры пробега ресурс оси составит $8,7 \cdot 10^6$.

Исходя из принятого среднего годового пробега скоростного вагона-платформы в 250 тыс. км расчетный срок службы с принятой вероятностью разрушения 0,1 % составит 34,7 лет.

Колеса в составе колесной пары являются сменными элементами, и в эксплуатации их отбраковывают при достижении предельного состояния по геометрии, которое происходит в диапазоне от 300 до 800 тыс. км. Расчетная оценка ресурса колеса показала, что ресурс по усталости дисковой части значительно выше эксплуатационного пробега, а значит, разрушения колеса не произойдет.

В расчете принималось, что физико-механические характеристики материала за срок службы не изменяются, коррозии и другим агрессивным средам не подвергаются. С учетом ограниченного числа экспериментальных данных, а также вероятности увеличения их разброса вследствие невозможности учета всех влияющих факторов для обеспечения надежности и безопасности эксплуатации осей и колес, представляется возможным установить назначенный срок службы оси 32 года, что соответствует назначенному сроку службы вагона-платформы по комбинированному критерию.

Таким образом, представленным расчетом определена долговечность элементов колесной пары как ответственной детали подвижного состава.

Выводы

Проведенная расчетно-экспериментальная оценка прочности подтвердила соответствие колесной пары требованиям [1, 3] в части значений коэффициентов запаса сопротивления усталости и пределов выносливости. Представлена расчетно-экспериментальная оценка ресурса оси и колеса колесной пары создающегося скоростного вагона-платформы, которая основана на кривой усталости в вероятностной постановке. Назначенный срок службы оси определен в 32 года.

Библиографический список

1. О безопасности железнодорожного подвижного состава: технический регламент Таможенного союза: ТР ТС 001/2011.
2. О безопасности высокоскоростного железнодорожного транспорта: технический регламент Таможенного союза: ТР ТС 002/2011.
3. ГОСТ 4835-2013. Колесные пары железнодорожных вагонов. Технические условия. М.: Стандартинформ, 2006. III, 31 с.
4. Результаты стендовых испытаний на усталость осей и цельнокатаных колес колесной пары скоростной вагон-платформы: протокол: 15-30-21. Коломна, АО «ВНИКТИ», 2021. 17 с.
5. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени / под ред. А.П. Гусенкова. М.: Машиностроение, 1993. 364 с.

Сведения об авторах

Григорий Михайлович Волохов – доктор технических наук, заведующий отделением динамики и прочности подвижного состава и инфраструктуры АО «ВНИКТИ», ул. Октябрьской революции, 410, г. Коломна, Московская обл., Российская Федерация, 140402, тел. +7(496)618-82-48, доб. 11-12, e-mail: volokhov-gm@vnikti.com

Эдуард Сергеевич Оганьян – доктор технических наук, главный научный сотрудник АО «ВНИКТИ», ул. Октябрьской революции, 410, г. Коломна, Московская обл., Российская Федерация, 140402, тел. +7(496)618-82-48, доб. 11-20, e-mail: vnikti15@yandex.ru

Гаджимет Исамединович Гаджиметов – руководитель испытательного центра АО «ВНИКТИ», ул. Октябрьской революции, 410, г. Коломна, Московская обл., Российская Федерация, 140402, тел. +7(496)618-06-07, e-mail: gajimetov-gi@vnikti.com

Дмитрий Александрович Князев – кандидат технических наук, заместитель заведующего отделом прочности АО «ВНИКТИ», ул. Октябрьской революции, 410, г. Коломна, Московская обл., Российская Федерация, 140402, тел. +7(496)618-82-48, доб. 15-77, e-mail: knyazev-da@vnikti.com

Виталий Владимирович Чунин – заведующий лабораторией колесных пар отдела прочности АО «ВНИКТИ», ул. Октябрьской революции, 410, г. Коломна, Московская обл., Российская Федерация,

140402, тел. +7(496)618-82-48, доб. 15-77, e-mail: chunin-vv@vnikti.com

Максим Владимирович Тимаков – заведующий лабораторией прочностных расчетов отдела прочности АО «ВНИКТИ», ул. Октябрьской революции, 410, г. Коломна, Московская обл., Российская Федерация, 140402, тел. +7(496)618-82-48, доб. 19-71, e-mail: timakov-mv@vnikti.com

Вклад авторов в статью

Волохов Г.М. – анализ нормативных документов в части подтверждения безопасности подвижного состава.

Оганьян Э.С. – анализ литературы по оценке ресурса элементов подвижного состава железных дорог.

Гаджиметов Г.И. – постановка задачи, анализ и выбор методических подходов проведения испытаний, анализ результатов и подготовка выводов.

Князев Д.А. – проведение стендовых испытаний на усталость осей и колес в составе колесной пары скоростного вагона-платформы.

Чунин В.В. – оценка напряженно-деформированного состояния и проведение расчетов на прочность.

Тимаков М.В. – проведение оценки ресурса и установление назначенного срока службы оси колесной пары.

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.