CC BY 4.0

ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Оригинальная научная статья
УДК 629.4.02: 539.43
EDN: https://elibrary.ru/nxlzqc
DOI: http://doi.org/10.21780/2223-9731-2025-84-3-179-189
Научная специальность: 2.9.3. Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация

Унифицированный вероятностный подход к оценке усталости металлоконструкций подвижного состава

Р. В. Гучинский✉

Троицкий Крановый Завод (ООО «ТКЗ»),
Москва, Российская Федерация
Институт проблем машиноведения РАН (ИПМаш РАН),
Санкт-Петербург, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Введение. Вероятностный подход позволяет получить оценку усталости с учетом истории нагружения и характеристик разброса сопротивления усталости и широко используется для расчета долговечности несущих конструкций экипажной части. Подход основан на применении правила линейного суммирования повреждений и перехода к предельному блоку нагружения. В нормативных документах для разных типов подвижного состава он изложен неодинаково. Цель исследования состоит в разработке унифицированного подхода к оценке усталости металлоконструкций для разных видов подвижного состава.
Материалы и методы. Проанализированы данные нормативных документов по оценке прочности и динамических качеств несамоходных вагонов локомотивной тяги, вагонов моторвагонного подвижного состава и локомотивов.
Результаты. Рассмотрены методики оценки усталости при нерегулярном нагружении, использующие понятие эквивалентного напряжения и концепцию перехода к предельному блоку нагружения. Выполнено сопоставление методик по значениям коэффициентов запаса сопротивления усталости при идентичных значениях коэффициентов вариации предела выносливости и максимального напряжения в блоке. Показано, что при наличии статистически надежных данных по нагружению и пределу выносливости наименьший запас сопротивления усталости заложен в нормативные документы по оценке прочности несамоходных вагонов локомотивной тяги. Предложено использование подхода, в котором амплитуды напряжения нормируются по значению предела выносливости. Показана консервативность детерминистического подхода в сравнении с вероятностным.
Обсуждение и заключение. Предложенный подход позволяет упростить расчеты ресурса конструкций экипажной части и решать несколько типов задач: оценивать долговечность, отвечающую заданной вероятности разрушения, определять вероятность разрушения при заданной долговечности, а также значения коэффициента запаса сопротивления усталости. Это позволяет рассматривать его в качестве единого подхода для разных видов подвижного состава.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: подвижной состав железных дорог, накопление повреждений, усталость, коэффициент запаса, вероятностный подход, детерминистический подход, ресурс, долговечность, срок службы

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Гучинский Р. В. Унифицированный вероятностный подход к оценке усталости металлоконструкций подвижного состава // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2025. Т. 84, № 3. С. 179–189. DOI: https://doi.org/10.21780/2223-9731-2025-84-3-179-189.

✉ ruslan239@mail.ru (Р. В. Гучинский)

© Гучинский Р. В., 2025

CC BY 4.0

TECHNICAL MEANS OF RAILWAY TRANSPORT

Original article
UDK 629.4.02: 539.43
EDN: https://elibrary.ru/nxlzqc
DOI: https://doi.org/10.21780/2223-9731-2025-84-3-179-189
Scientific specialty: 2.9.3. Railway rolling stock, train traction and electrification

Unified probabilistic approach for fatigue assessment of rolling stock bearing structures

Ruslan V. Guchinsky✉

Troitsk Crane Plant,
Moscow, Russian Federation
Institute for Problems in Mechanical Engineering of the Russian Academy of Sciences,
Saint Petersburg, Russian Federation

ABSTRACT

Introduction. The probabilistic approach allows to obtain a fatigue assessment considering loading history and characteristics of the fatigue resistance spread and is widely used to calculate the service life of bearing structures of the undercarriage. The approach is based on the application of linear damage summation rule and the transition to the loading limit block. However, approach is presented differently in regulatory documents for different types of rolling stock. The objective of the study is to demonstrate the possibility of unification of probabilistic regulatory methods used for fatigue assessment of different types of rolling stock.
Materials and methods. The regulatory documents data on the strength and dynamic qualities assessment of locomotive-hauled cars, EMU cars and locomotives were analysed.
Results. The methods for fatigue assessment under irregular loading are considered, using the concept of equivalent stress and the concept of transition to the loading limit block. A comparison of methods for the values of fatigue safety factors with identical values of the coefficients of variation of the fatigue limit and maximum stress in the block is performed. It is shown that with statistically reliable data on loading and fatigue limit, the smallest fatigue safety factor is included in regulatory documents for the strength assessment of locomotive cars. The author proposes to use an approach in which stress amplitudes are normalised by the fatigue limit value. Conservatism of the deterministic approach is shown in comparison with the probabilistic one.
Discussion and conclusion. The proposed approach allows simplifying the calculations of durability of the rolling stock bearing structures and solving several types of problems: assessing the durability corresponding to a given failure probability, calculating the failure probability at a given durability, assessing the values of the fatigue safety factor. This allows to consider it as a unified approach for different types of rolling stock.

KEYWORDS: railway rolling stock, failure accumulation, fatigue, safety factor, probabilistic approach, deterministic approach, endurance, durability, service life

FOR CITATION: Guchinsky R.V. Unified probabilistic approach for fatigue assessment of rolling stock bearing structures. *Russian Railway Science Journal*. 2025;84(3):179–189. (In Russ.). DOI: https://doi.org/10.21780/2223-9731-2025-84-3-179-189.

✉ ruslan239@mail.ru (R.V. Guchinsky)

© Guchinsky R.V., 2025

Введение. Тенденция к повышению конструкционных скоростей подвижного состава, наметившаяся в последние годы, ведет к увеличению динамической нагруженности экипажной части. Надежность конструкций экипажной части во многом определяется прочностью при переменном нагружении. Сопротивление усталости обычно оценивается коэффициентом запаса, значения которого устанавливаются по результатам ходовых динамико-прочностных испытаний [1]. Полный комплекс испытаний, в ходе которых производятся записи осциллограмм напряжений при движении как по прямым и кривым участкам, так и по стрелочным переводам в наиболее напряженных областях, затратен, что создает предпосылки для разработки ускоренных методов оценки усталости [2]. Зачастую невозможно оценить усталостную прочность всей конструкции, поэтому возрастающую роль играет предварительная расчетная оценка усталости.

Коэффициент запаса обычно определяется по детерминистическому подходу для тягового подвижного состава и по вероятностному для несамоходных вагонов локомотивной тяги. В соответствии с более консервативным детерминистическим подходом наличие амплитуд напряжений выше предела выносливости не предполагается. Вероятностный подход является более корректным с точки зрения описания процесса усталости, так как учитывает все действующие амплитуды напряжения в истории нагружения. Однако возможность вариативно задать степенной показатель наклона кривой усталости и назначить допускаемый коэффициент запаса в широком диапазоне без проведения испытаний вносит дополнительную неопределенность в расчеты усталости [1, 3]. При расчетной оценке вероятностным подходом решается задача о вынужденных колебаниях экипажной части под действием неровностей пути. Также в качестве внешней нагрузки может быть учтено долговременное распределение ветровой нагрузки, что особенно актуально для скоростного подвижного состава [4]. Из решения динамической задачи определяется гистограмма амплитуд действующих напряжений. При необходимости она описывается функцией распределения случайной величины, например, распределением Вейбулла [5–7]. Гистограмма амплитуд используется для расчета эквивалентного напряжения (далее — ЭН) [8]. Соотнося это напряжение с пределом выносливости детали, можно оценить коэффициент запаса[1, 2]. Значение предела выносливости, соответствующее определенной вероятности разрушения, должно коррелировать с допускаемым коэффициентом запаса сопротивления усталости [9].

В условиях актуальности продления срока службы при оценке усталости подвижного состава предъявляются требования не только по коэффициенту запаса сопротивления усталости, но и к показателям ресурса [10]. Ресурс объекта может быть выражен в километрах пробега, часах работы или циклах нагружения для разного подвижного состава [11]. С учетом среднегодовой эксплуатации эти показатели могут быть пересчитаны в срок службы. Особенно сложными являются расчеты контактной усталости и срока службы рельсов из-за возрастания количества влияющих факторов и объемности напряженно-деформированного состояния [10].

В существующих нормативных документах, а именно в упомянутых выше Нормах и ГОСТ 34939–2023, а также в Требованиях к прочности и динамическим качествам моторвагонного подвижного состава, ГОСТ 33796–2016[3], Требованиях к прочности несущих конструкций и динамическим качествам специального подвижного состава, ГОСТ 31846–2012[4], Требованиях к прочности и динамическим качествам пассажирских вагонов, ГОСТ 34093–2017[5], Нормах для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм[6] методики оценки усталости в вероятностной постановке изложены неодинаково.

Между тем, процесс усталости экипажной части любого подвижного состава подчиняется единым закономерностям накопления повреждений. Для упрощения расчетной оценки усталости разных типов подвижного состава в настоящей работе обсуждается возможность унификации основных нормативных методик оценки усталости при нерегулярном нагружении.

Цель настоящей работы состоит в разработке универсального подхода к оценке сопротивления усталости металлоконструкций подвижного состава.

[1] Нормы для расчета и проектирования новых и модернизируемых вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). Утв. М-вом тяжелого и трансп. машиностроения СССР и М-вом путей сообщ. СССР в 1983 г. М.: ВНИИВ, ВНИИЖТ, 1983. 260 с.

[2] ГОСТ 34939–2023. Локомотивы. Требования к прочности и динамическим качествам: введен в действие приказом Росстандарта от 15 февраля 2023 г. № 92–ст. М.: ФГБУ «РСТ», 2023. 44 с.

[3] ГОСТ 33796–2016. Моторвагонный подвижной состав. Требования к прочности и динамическим качествам: введен в действие приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 4 июля 2016 г. № 800–ст. М.: Стандартинформ, 2016. 35 с.

[4] ГОСТ 31846–2012. Специальный подвижной состав. Требования к прочности несущих конструкций и динамическим качествам: введен в действие приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 26 июля 2012 г. № 1169–ст. М.: Стандартинформ, 2013. 65 с.

[5] ГОСТ 34093–2017. Вагоны пассажирские локомотивной тяги. Требования к прочности и динамическим качествам: введен в действие приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 13 июня 2017 г. № 537–ст. М.: Стандартинформ, 2017. 41 с.

[6] Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). Утв. МПС России от 22 января 1996 г. М.: ГосНИИВ, ВНИИЖТ, 1996. 319 с.

Для этого необходимо провести анализ существующих методик и нормативно-технических документов, выполнить сопоставление методик, обосновать и предложить унифицированный подход, позволяющий упростить расчеты и обеспечить сопоставимость результатов для различных типов подвижного состава и показать условия применимости унифицированного подхода.

Оценка усталости по методике предельного блока (далее — ПБ). Повреждение конструкции от общего числа циклов $N_{\text{сумм}}$ блочного нагружения в соответствии с правилом линейного суммирования повреждений составит:

$$D = \sum_i \frac{n_i}{N_i} = N_{\text{сумм}} \sum_i \frac{t_i}{N_i}, \tag{1}$$

где n_i и t_i — число циклов и его доля среди $N_{\text{сумм}}$, приходящиеся на i-й уровень в блоке нагружения;

N_i — число циклов до разрушения при i-м уровне нагружения, полученное по критерию разрушения (например, кривой усталости).

Уравнение кривой усталости при билинейной аппроксимации:

$$N_i = \begin{cases} \dfrac{N_G \cdot \sigma_{-1\text{д}}^{m_1}}{\sigma_{\text{a}i}^{m_1}}, & \dfrac{\sigma_{\text{a}i}}{\sigma_{\text{a}\max}} \geqslant \dfrac{1}{n}, \\ \dfrac{N_G \cdot \sigma_{-1\text{д}}^{m_2}}{\sigma_{\text{a}i}^{m_2}}, & \dfrac{\sigma_{\text{a}i}}{\sigma_{\text{a}\max}} < \dfrac{1}{n}, \end{cases} \tag{2}$$

где $\sigma_{\text{a}i}$ и $\sigma_{\text{a}\max}$ — амплитуда напряжений i-го уровня в блоке нагружения и максимальная амплитуда соответственно;

N_G — число циклов, соответствующее значению предела выносливости детали $\sigma_{-1\text{д}}$ и точке перелома кривой усталости;

m_1 и m_2 — показатели степени в аппроксимации кривой усталости на двух участках;

$n = \sigma_{\text{a}\max}/\sigma_{-1\text{д}}$ — действительный коэффициент нагруженности детали.

При отсутствии второго наклонного участка значение N_G является базовым числом циклов. Так как в формулу (2) входит предел выносливости детали, то определяются номинальные напряжения (без учета концентрации напряжений).

Суммируя отдельно повреждения от амплитуд выше и ниже предела выносливости, а также подставляя (2) в (1), получим:

$$D = \frac{N_{\text{сумм}}}{N_G \sigma_{-1\text{д}}^{m_1}} \sum_{\frac{\sigma_{\text{a}i}}{\sigma_{\text{a}\max}} \geqslant \frac{1}{n}} t_i \sigma_{\text{a}i}^{m_1} + \frac{N_{\text{сумм}}}{N_G \sigma_{-1\text{д}}^{m_2}} \sum_{\frac{\sigma_{\text{a}i}}{\sigma_{\text{a}\max}} < \frac{1}{n}} t_i \sigma_{\text{a}i}^{m_2},$$

или

$$\frac{N_{\text{сумм}}}{N_G} = \frac{D}{n^{m_1} \sum\limits_{\frac{\sigma_{\text{a}i}}{\sigma_{\text{a}\max}} \geqslant \frac{1}{n}} t_i \left(\frac{\sigma_{\text{a}i}}{\sigma_{\text{a}\max}}\right)^{m_1} + n^{m_2} \sum\limits_{\frac{\sigma_{\text{a}i}}{\sigma_{\text{a}\max}} < \frac{1}{n}} t_i \left(\frac{\sigma_{\text{a}i}}{\sigma_{\text{a}\max}}\right)^{m_2}}. \tag{3}$$

Повреждение D в общем случае не равно критическому значению $a_{\text{р}}$, при котором предполагается разрушение.

Далее в соответствии с методикой ПБ определяется, во сколько раз нужно увеличить все амплитуды в действующем блоке нагружения, чтобы повреждение стало равно критическому. При умножении амплитуд напряжения на $\tilde{n}$ блок из действующего становится предельным, при этом относительный коэффициент запаса равен:

$$\tilde{n} = \frac{\sigma_{\text{a}\max}^{\text{пред}}}{\sigma_{\text{a}\max}}, \tag{4}$$

где $\sigma_{\text{a}\max}^{\text{пред}}$ — максимальная амплитуда напряжений в ПБ нагружения.

Введем предельный коэффициент нагруженности:

$$n_{\text{р}} = \tilde{n} \cdot n = \frac{\sigma_{\text{a}\max}^{\text{пред}}}{\sigma_{-1\text{д}}}. \tag{5}$$

Уравнение (3) с учетом (4) и (5) приобретает вид[7, 8]:

$$\frac{N_{\text{сумм}}}{N_G} = \frac{a_{\text{р}}}{n_{\text{р}}^{m_1} \sum\limits_{\frac{\sigma_{\text{a}i}}{\sigma_{\text{a}\max}} \geqslant \frac{1}{n_{\text{р}}}} t_i \left(\frac{\sigma_{\text{a}i}}{\sigma_{\text{a}\max}}\right)^{m_1} + n_{\text{р}}^{m_2} \sum\limits_{\frac{\sigma_{\text{a}i}}{\sigma_{\text{a}\max}} < \frac{1}{n_{\text{р}}}} t_i \left(\frac{\sigma_{\text{a}i}}{\sigma_{\text{a}\max}}\right)^{m_2}}. \tag{6}$$

Уравнение (6) описывает два участка кривой усталости. Первый участок — с наклоном m_1, второй — с наклоном m_2. В случае, если второй наклонный участок считается неповреждающим, используется кривая усталости с постоянным показателем степени $m = m_1$, а амплитуды ниже 50 % предела выносливости в расчете не учитываются:

$$\frac{N_{\text{сумм}}}{N_G} = \frac{a_{\text{р}}}{n_{\text{р}}^{m} \sum\limits_{\frac{\sigma_{\text{a}i}}{\sigma_{\text{a}\max}} \geqslant \frac{1}{n_{\text{р}}}} t_i \left(\frac{\sigma_{\text{a}i}}{\sigma_{\text{a}\max}}\right)^{m}}. \tag{7}$$

С учетом (4) и (5) и принимая $a_{\text{р}} = 1$:

$$\frac{N_{\text{сумм}}}{N_G} = \frac{\sigma_{-1\text{д}}^{m}}{\tilde{n}^{m} \sum\limits_{\sigma_{\text{a}i} \geqslant \frac{\sigma_{-1\text{д}}}{\tilde{n}}} t_i \sigma_{\text{a}i}^{m}}. \tag{8}$$

[7] ГОСТ 34939–2023. Локомотивы. С. 28.
[8] ГОСТ 33796–2016. Моторвагонный подвижной состав. С. 21.

Выражая относительный коэффициент запаса и вводя эквивалентную амплитуду напряжений $\sigma_{аэ}$:

$$\tilde{n} = \frac{\sigma_{-1д}}{\sqrt[m]{\frac{N_{сумм}}{N_G} \sum\limits_{\sigma_{ai} \geqslant \frac{\sigma_{-1д}}{\tilde{n}}} t_i \sigma_{ai}^m}} = \frac{\sigma_{-1д}}{\sigma_{аэ}}. \quad (9)$$

Данный коэффициент запаса идентичен коэффициенту, указанному в Нормах с введением величины эквивалентной амплитуды напряжений.

Формулировка эквивалентного напряжения, приведенная в Нормах, не предполагает использование критерия в случае билинейной аппроксимации кривой усталости. При этом нахождение эквивалентной амплитуды в этом случае также возможно методом последовательных приближений.

Действительная эквивалентная амплитуда напряжений $\sigma_э$ не зависит от суммарного числа циклов, так как устанавливает равные повреждения при постоянной эквивалентной амплитуде и при блочном нагружении для любого числа циклов. В то же время повреждения, накопленные при блочном нагружении и при нагружении с постоянной амплитудой, зависят от общего числа циклов. Приравнивая повреждения при двух типах нагружения, получим:

$$N_{сумм} \sum_i \frac{t_i}{N_i} = \frac{N_{сумм}}{N_{разр.э}}.$$

где $N_{разр.э}$ — число циклов до разрушения при нагружении с постоянной амплитудой напряжения $\sigma_э$.

При подстановке уравнения кривой усталости:

$$\sum_i t_i \sigma_{ai}^m = \sigma_э^m.$$

Амплитуда напряжения, эквивалентная по повреждающему воздействию блоку нагружения:

$$\sigma_э = \sqrt[m]{\sum_i t_i \sigma_{ai}^m}.$$

Таким образом, $\sigma_{аэ}$ является амплитудой постоянного напряжения, действие которого в течение числа циклов N_G эквивалентно по повреждению блочному нагружению с числом циклов $N_{сумм}$.

Также $\sigma_{аэ}$ можно рассматривать в качестве величины приведенного напряжения. При достижении им значения предела выносливости накопленное повреждение за $N_{сумм}$ циклов блочного нагружения становится равным единице. Оно не является эквивалентным по повреждающему воздействию случайному нагружению за проектный срок службы, а при больших значениях $N_{сумм}$ может превышать максимальную амплитуду напряжений в действующем блоке.

Влияние разброса величин предела выносливости и максимальной амплитуды напряжений. При заданном $N_{сумм}$ после определения $n_р$ из решения степенного уравнения в случае билинейной кривой усталости, например, с помощью построения зависимости $N_{сумм}/N_G(n_р)$, определяется $\tilde{n}$. С учетом нормального распределения предела выносливости для заданных коэффициентов вариации находится квантиль нормального распределения и, соответственно, вероятность разрушения[9, 10].

Таким образом возможно определить вероятность разрушения к завершению назначенного срока службы, который определяет $N_{сумм}$. Обычно решается обратная задача, в которой задается вероятность, определяется квантиль, относительный коэффициент запаса, коэффициент перегрузки. Затем вычисляется величина $N_{сумм}/N_G$ с использованием любой подходящей аппроксимации кривой усталости. Далее с учетом среднегодового пробега и скорости подвижного состава вычисляется общее число циклов нагружения, которое пересчитывается в срок службы. Обычно срок службы механических узлов тягового подвижного состава должен составлять не менее 40 лет.

Методика эквивалентных напряжений (далее — ЭН) для локомотивов. При оценке прочности локомотивов с учетом билинейной кривой усталости может также использоваться следующее уравнение, приведенное в предыдущей версии стандарта (ГОСТ 34939–2023):

$$\frac{N_1}{N_G} \sum_{\sigma_{ai} \geqslant \frac{\sigma_{-1д}}{\tilde{n}}} p_{\sigma i} \left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{аэ}} \right)^{m_1} + \frac{N_2}{N_G} \sum_{\sigma_{ai} < \frac{\sigma_{-1д}}{\tilde{n}}} p_{\sigma i} \left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{аэ}} \right)^{m_2} = 1, \quad (10)$$

где $p_{\sigma i}$ — вероятность появления амплитуд напряжений величиной σ_{ai};

$N_{\sum 1,2}$ — число циклов действия амплитуд напряжений выше и ниже предела выносливости соответственно.

Величина N_G приведена вместо N_0 для унификации обозначения числа циклов, соответствующего точке перелома кривой усталости.

Подставляя $\sigma_{аэ}$ из формулы (9) и обозначая доли циклов, приходящиеся на амплитуды напряжений выше ($j = 1$) и ниже предела выносливости ($j = 2$), как $p_{0j} = N_{\sum j}/N_{сумм}$, получим:

$$\frac{N_{сумм}}{N_G} \left(\frac{p_{01} \tilde{n}^{m_1}}{\sigma_{-1д}^{m_1}} \sum_{\sigma_{ai} \geqslant \frac{\sigma_{-1д}}{\tilde{n}}} p_{\sigma i} \sigma_{ai}^{m_1} + \frac{p_{02} \tilde{n}^{m_2}}{\sigma_{-1д}^{m_2}} \sum_{\sigma_{ai} < \frac{\sigma_{-1д}}{\tilde{n}}} p_{\sigma i} \sigma_{ai}^{m_2} \right) = 1. \quad (11)$$

[9] ГОСТ 34939–2023. Локомотивы. С. 28.
[10] ГОСТ 33796–2016. Моторвагонный подвижной состав. С. 21.

Обозначим доли амплитуд напряжений в блоке нагружения общей продолжительностью $N_{\text{сумм}}$ в виде $t_i = p_{0j} \cdot p_{\sigma i}$. Тогда

$$\frac{N_{\text{сумм}}}{N_G}\left(\frac{\sigma_{\text{a}\max}^{m_1}\tilde{n}^{m_1}}{\sigma_{-1\text{д}}^{m_1}}\sum_{\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{\text{a}\max}} \geqslant \frac{\sigma_{-1\text{д}}}{\sigma_{\text{a}\max}^{\text{пред}}}} t_i\left(\frac{\sigma_{\text{a}i}}{\sigma_{\text{a}\max}}\right)^{m_1} + \right.$$
$$\left. + \frac{\sigma_{\text{a}\max}^{m_2}\tilde{n}^{m_2}}{\sigma_{-1\text{д}}^{m_2}}\sum_{\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{\text{a}\max}} < \frac{\sigma_{-1\text{д}}}{\sigma_{\text{a}\max}^{\text{пред}}}} t_i\left(\frac{\sigma_{\text{a}i}}{\sigma_{\text{a}\max}}\right)^{m_2}\right) = 1. \quad (12)$$

Полученное уравнение эквивалентно уравнению (6). Таким образом, отыскание коэффициента запаса по выражению (10) эквивалентно нахождению относительного коэффициента запаса $\tilde{n}$ по методике ПБ, также изложенной в стандарте. Использование выражения для нахождения коэффициента запаса в виде (10) менее удобно, чем выражение (6), так как доли $p_{\sigma i}$ циклов соответствующих амплитуд блока относятся не к общему числу циклов $N_{\text{сумм}}$, а к числу циклов $N_{\sum j}$, которое предварительно нужно выделить из общего числа циклов на основании сравнения амплитуд напряжения с пределом выносливости, разделенным на $\tilde{n}$. При нахождении коэффициента запаса в обоих случаях требуется использовать метод последовательных приближений.

В примерах расчета срока службы, изложенных в приложениях к стандартам (ГОСТ 34939–2023, ГОСТ 33796–2016), используется значение $\tilde{n} = 1{,}944$, соответствующее коэффициентам вариации предела выносливости и вероятности разрушения, приведенным в столбце 2 табл. 1. При этом при решении обратной задачи, с учетом назначенного срока службы в 40 лет, $\tilde{n} = 1{,}965$. Таким образом, коэффициент запаса, рассчитанный в соответствии с п. 8.5.5 (ГОСТ 34939–2023), также окажется равным 1,965, что меньше рекомендуемого значения в п. 8.3.6 (ГОСТ 34939–2023). В данном случае целесообразно использование единого подхода к расчету ресурса и относительного коэффициента запаса с определением его допускаемого значения.

Сопоставление методик оценки усталости с учетом переменных амплитуд. Несмотря на единый подход к определению коэффициентов запаса и расчета срока службы при нерегулярном нагружении, основанный на принципе линейного суммирования повреждений, регламентированные нормативными документами методики имеют отличия. Сопоставление методик приведено в табл. 1. В методике ЭН вариация максимальной амплитуды напряжения в блоке учитывается косвенно, через назначение допускаемого коэффициента запаса. В методике ПБ при расчете относительного коэффициента запаса учитывается вариация как предела выносливости, так и максимальной амплитуды напряжения (табл. 1).

Для количественного сравнения принято, что во всех методиках правило линейного суммирования не корректируется ($a_{\text{р}} = 1$), а коэффициент вариации предела выносливости равен 0,12. Сопоставление методик оценки усталости в случае случайного нагружения возможно по допускаемым коэффициентам запаса. Из-за того, что при оценке прочности несамоходных вагонов в Нормах используется предел выносливости с обеспеченностью 95 %, сопоставление целесообразно производить по приведенному коэффициенту запаса, который определен для медианного значения предела выносливости (в скобках в последней строке табл. 1).

При использовании статистически надежных данных по режимам эксплуатационного нагружения и по пределу выносливости наиболее консервативной является методика ЭН для локомотивов. Наименьшие коэффициенты запаса закладываются в Нормах для расчета и проектирования новых и модернизируемых вагонов железных дорог 1983 года. Сопоставимы по закладываемым запасам методика ПБ и методика ЭН, изложенная в Нормах для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС 1996 года.

При наличии приближенных данных о нагружении и пределе выносливости наибольшие коэффициенты запаса закладываются в Нормах 1996 года, затем — в методике ЭН для локомотивов и далее с примерно эквивалентным запасом в методике ЭН Норм 1983 года и методике ПБ.

В методиках ЭН и ПБ, как показано выше, используется принципиально одинаковый способ масштабирования блока действующих напряжений и правило линейного суммирования повреждений, поэтому обе методики могут рассматриваться в качестве методики ПБ. Однако в данной работе их названия разделяются из-за отличий в существующей нормативной базе.

Унифицированный подход к оценке усталости. Для унификации принятых методик для разных типов подвижного состава возможно использование уравнения, полученного на основании (6)[11]:

$$\frac{N_{\text{сумм}}}{N_G} = \frac{a_{\text{р}}}{\tilde{n}^{m_1}\sum\limits_{\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{-1\text{д}}} \geqslant \frac{1}{\tilde{n}}} t_i\left(\frac{\sigma_{\text{a}i}}{\sigma_{-1\text{д}}}\right)^{m_1} + \tilde{n}^{m_2}\sum\limits_{\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{-1\text{д}}} < \frac{1}{\tilde{n}}} t_i\left(\frac{\sigma_{\text{a}i}}{\sigma_{-1\text{д}}}\right)^{m_2}}. \quad (13)$$

Уравнение (13) можно рассматривать как общее уравнение оценки усталости при нерегулярном нагружении.

[11] Когаев В. П., Дроздов Ю. Н. Прочность и износостойкость деталей машин: учеб. пособие для машиностр. спец-стей вузов. М.: Высшая школа, 1991. 320 с.

Таблица 1

Сопоставление показателей оценки усталости по разным методикам*

Table 1

Comparison of fatigue assessment indicators using different methods*

Показатели		Методики оценки			
		ПБ для локомотивов, МВПС и специального подвижного состава	ЭН для несамоходных вагонов	ЭН для несамоходных вагонов	ЭН для локомотивов
Нормативные документы		ГОСТ 34939–2023, ГОСТ 33796–2016, ГОСТ 31846–2012	Нормы для расчета и проектирования новых и модернизируемых вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) от 1983 г., ГОСТ 34093–2017	Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) от 1996 г.	ГОСТ 34939–2023
Критическое значение повреждения ($a_р$)		0,5–1 (1)	1	1	1
Применяемость к кривой усталости		Линейная и билинейная	Линейная	Линейная	Линейная
Вероятность разрушения, %		0,01	—	5	—
Коэффициент вариации предела выносливости		0,1–0,2 (0,12)	—	0,05–0,12 (0,12)	—
Предел выносливости		$\sigma_{-1д}$	$\sigma_{-1д}$	$\sigma_{-1д}$ (1–1,645 · 0,12)	$\sigma_{-1д}$
Коэффициент вариации максимального напряжения в блоке		0,1–0,2	—	—	—
Допускаемый коэффициент запаса сопротивления усталости (ДКЗ)	Надежные данные**	1,944–2,25	1,2–1,4	1,3–1,7 (1,62–2,12)	2,2
	Приближенные данные		1,8–2,2	1,8–2,2 (2,24–2,74)	

* Источник: данные автора

* Source: author's data

** формулировка из текста Норм 1983, 1996 года и ГОСТ 34093–2017. Надежность данных определяется размером выборки, но Нормы и ГОСТ его не конкретизируют

** wording from 1983 and 1996 Norms and GOST 34093–2017. Data reliability is determined by the sample size, which is not specified by Norms and GOST

Суммирование по различным амплитудам возможно выполнять как при наличии общего блока нагружения, учитывающего все режимы движения, так и отдельно для слагаемых, соответствующих определенным режимам.

Изначально введение предельного коэффициента нагруженности и нормирование амплитуд напряжения по максимальному значению в блоке использовалось для предположения независимости отношения $\sigma_{ai}/\sigma_{a\,max}$ от случайных факторов, как это показано в работе В. П. Когаева и Ю. Н. Дроздова. Это позволило при анализе вариации $N_{сумм}$ считать только максимальную амплитуду в блоке и предел выносливости величинами, подвергающимися случайному разбросу. Алгебраически формулы (6) и (13) идентичны.

Определение коэффициента запаса через эквивалентную приведенную амплитуду[12, 13, 14, 15] идентично определению коэффициента запаса $\tilde{n}$ по (13) в случае аппроксимации кривой усталости с одним наклоном, как показано в уравнении (9). Также уравнение (13) позволяет определять коэффициент запаса в случае билинейной аппроксимации кривой усталости по формуле 8.6 (ГОСТ 34939–2023). Наконец, уравнение (13) позволяет выполнять расчет ресурса или вероятности разрушения по заданному ресурсу

[12] Нормы для расчета и проектирования новых и модернизируемых вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных), 1983 г. С. 41.

[13] ГОСТ 34939–2023. Локомотивы. С. 20.

[14] ГОСТ 34093–2017. Вагоны пассажирские локомотивной тяги. С. 23.

[15] Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных), 1996 г. С. 42.

в соответствии с подходом, изложенным в вышеуказанных документах[16, 17, 18]. При этом расчет ресурса упрощается, т. к. исключается необходимость расчета действительного и предельного коэффициентов нагруженности. Так как при проведении ходовых испытаний обычно записываются результаты реализаций на разных участках пути и скоростях движения, использование формулы (13) удобнее, так как не требует анализа всего массива данных для построения общего блока и нахождения величины $\sigma_{a\,max.}$ Ниже представлены последовательности шагов при решении различных задач оценки усталости подвижного состава при нерегулярном нагружении.

Оценка усталости по допускаемому коэффициенту запаса:

1. В соответствии с выбранной аппроксимацией кривой усталости по заданному значению $N_{\text{сумм}}$, соответствующему назначенному сроку службы, определяется значение $\tilde{n}$. В случае билинейной аппроксимации кривой усталости для этого может строиться зависимость $N_{\text{сумм}}/N_G(\tilde{n})$.

2. Найденное значение сопоставляется с допускаемым коэффициентом запаса, который может быть установлен в зависимости от элемента конструкции, ответственности, коэффициентов вариации предела выносливости и максимального напряжения блока, а также вероятности разрушения.

Оценка вероятности разрушения в течение назначенного срока службы:

1. По заданному значению $N_{\text{сумм}}$ определяется значение $\tilde{n}$.

2. Определяется квантиль нормального распределения:

$$U_p = \frac{1-\tilde{n}}{\sqrt{\tilde{n}^2\vartheta_e^2+\vartheta_\varepsilon^2}}.$$

где ϑ_e и ϑ_ε — коэффициенты вариации нормально распределенных величин предела выносливости и максимального напряжения в действующем блоке нагружения.

3. По таблице нормального закона распределения определяется вероятность разрушения p.

4. Найденное значение должно быть менее допускаемой величины $[p]$ (например, 0,01 % для локомотивов и моторвагонного подвижного состава).

Оценка ресурса или срока службы:

1. Для заданной допускаемой величины вероятности разрушения $[p]$ определяется допускаемый квантиль нормального распределения $[U_p]$.

2. По заданным коэффициентам вариации нормально распределенных величин предела выносливости и максимального напряжения и найденного квантиля рассчитывается допускаемый относительный коэффициент запаса:

$$[\tilde{n}] = \frac{1+\sqrt{1-(1-[U]_p^2\vartheta_e^2)(1-[U]_p^2\vartheta_\varepsilon^2)}}{1-[U]_p^2\vartheta_e^2}.$$

3. По уравнению (13) и выбранной аппроксимации кривой усталости определяется относительный ресурс $N_{\text{сумм}}/N_G$ и срок службы на основании данных о среднегодовом пробеге.

Сопоставление вероятностного и детерминистического подходов. Вышеописанные методики используются для оценки усталости с учетом накопления повреждений, при этом требуются параметры кривой усталости с учетом разброса значений предела выносливости и максимальной амплитуды напряжений блока. Результаты расчета в этом случае зависят от средней частоты нагружения, назначенного срока службы, а также характера распределения амплитуд напряжений в блоке. В дополнение к таким методикам в нормативных документах обычно приводится детерминистический подход к оценке коэффициента запаса сопротивления усталости по формуле, предложенной С. В. Серенсеном[19]:

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma\sigma_a + \psi_\sigma\dfrac{\sigma_m}{\alpha_\sigma}}, \tag{14}$$

где σ_{-1} — среднее значение предела выносливости стандартного образца при изгибе или растяжении-сжатии с симметричным циклом нагружения;

K_σ — коэффициент, характеризующий понижение предела выносливости конструкции по отношению к пределу выносливости стандартного образца;

σ_a — динамическая составляющая напряжений с учетом концентрации напряжений;

ψ — коэффициент, характеризующий влияние асимметрии цикла (при $\sigma_m > 0$, $\psi = 0{,}3$; при $\sigma_m < 0$, $\psi = 0$);

σ_m — величина среднего напряжения цикла с учетом концентрации напряжений;

α_σ — теоретический коэффициент концентрации напряжений.

В данном подходе не учитывается накопление повреждений, но условно учитывается влияние среднего напряжения цикла [12]. При любом значении средних напряжений коэффициент запаса составляет не более

[16] ГОСТ 34939–2023. Локомотивы. С. 27–28.
[17] ГОСТ 33796–2016. Моторвагонный подвижной состав. С. 20–22.
[18] ГОСТ 31846–2012. Специальный подвижной состав. С. 14–16.
[19] Когаев В. П., Дроздов Ю. Н. Указ. соч.

$n_{max} = \sigma_{-1д}/\sigma_а$. При этом амплитуда напряжений определяется как среднее из трех максимальных значений в долговременном распределении напряжений[20, 21]. Коэффициент запаса, получаемый по формуле (14), при реальных сроках эксплуатации меньше получаемого по формуле (9). Отношение этих коэффициентов равно отношению максимальной и приведенной эквивалентной амплитуды напряжений в блоке $\sigma_{аэ}$, найденной с применением билинейной кривой усталости.

На рисунке показан пример гистограммы амплитуд эксплуатационных напряжений[22], полученной с помощью статистической обработки данных ходовых испытаний тележки.

В табл. 2 приведены результаты расчета коэффициентов запаса по формулам (13) и (14). Максимальная амплитуда напряжений по трем максимумам реализации условно принята равной максимальной амплитуде напряжений в блоке 24 МПа.

Коэффициент запаса, полученный с учетом суммирования повреждений, в данном случае на 56 % выше коэффициента запаса, выведенного по формуле (14) в случае сжимающих средних напряжений. При растягивающих средних напряжениях разница между коэффициентами увеличивается.

Обсуждение. Детерминистический подход является более консервативным, и в эксплуатации тележки вагонов моторвагонного подвижного состава, при расчете и испытаниях которых используется формула (14), показывают более высокое сопротивление усталости, чем тележки несамоходных вагонов [1]. Преимущество

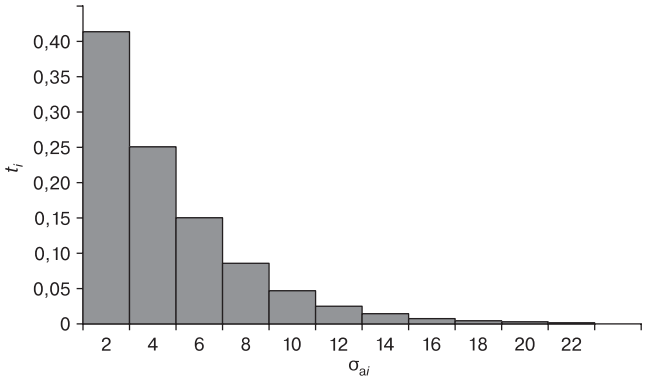

Рис. Блок нагружения рамы тележки*:
t_i — доля числа циклов среди $N_{сумм}$, приходящаяся на i-й уровень в блоке нагружения; σ_{ai} — амплитуда напряжений, МПа
* Источник: данные автора

Fig. Loading block of the bogie frame*:
t_i — number of cycles share among $N_{сумм}$, falling on the i-th level in the loading block; σ_{ai} — stress amplitude, MPa
* Source: author's data

Таблица 2

Определение коэффициентов запаса*

Table 2

Determination of safety factors*

Величина, размерность	Значение	Пояснение
$N_{сумм}$, циклов	$2{,}88 \cdot 10^6$	Общее число циклов
N_G, циклов	$6 \cdot 10^6$	Число циклов, соответствующее значению предела выносливости детали
L, лет	40	Срок службы
$\sigma_{a\,max}$, МПа	24	Максимальная амплитуда напряжений
$\sigma_{аэ}$, МПа	15,4	Эквивалентная амплитуда напряжений
$\sigma_{-1д}$, МПа	30	Предел выносливости детали
$\tilde{n}$	1,965	Относительный коэффициент запаса
n_{max}	1,25	Максимальный коэффициент запаса
$\tilde{n}/n_{max}$	1,56	—

* Источник: данные автора
* Source: author's data

данного подхода также состоит в том, что на стадии расчетной оценки он не требует записей представительной истории нагружения. Тем не менее подход, учитывающий накопление повреждений, является более точным, так как позволяет учесть вероятность разрушения, разброс свойств сопротивления усталости и случайный характер изменения напряжений. Поэтому перспективным для применения представляется унифицированный подход с оценкой накопленного повреждения и назначением коэффициентов запаса по результатам эксплуатации, основанный на единой формуле типа (13). Общий критерий позволяет отказаться от применения эквивалентного напряжения, тем самым расширив применение правила линейного суммирования повреждений для билинейных кривых усталости, и использовать необходимый параметр корректировки $a_р$ для несамоходных вагонов.

В существующей нормативной базе предел выносливости для расчетов выбирается условно, с применением коэффициента концентрации напряжений или коэффициента снижения предела выносливости к экспериментальным данным для гладкого стандартного образца без сварного соединения. Дополнительную неопределенность в расчет вносит обычно примерное определение предела выносливости в качестве

[20] ГОСТ 34939–2023. Локомотивы. С. 18.
[21] ГОСТ 33796–2016. Моторвагонный подвижной состав. С. 18.
[22] Там же. С. 30.

доли от предела прочности. Между тем, по данным испытаний сварных соединений зависимость предела выносливости от предела прочности гораздо менее выражена, чем в случае гладких образцов[23].

Значение предела выносливости является одним из ключевых в оценках ресурса, связанного обратно пропорциональной зависимостью с амплитудой напряжения в степени *m*. Например, для расчета ресурса рамы тележки[24, 25] изменение предела выносливости детали в пределах 30 ± 5 МПа приводит к сокращению ресурса в 2,7 раз либо его увеличению в 2,4 раза. Значения напряжений существенно зависят также от способа их определения и размера конечных элементов в области концентрации напряжений.

В некоторых нормативных документах по расчету усталости предел выносливости устанавливается в зависимости от типа сварного соединения и способа определения напряжений.

Заключение. Существующие подходы к оценке усталости подвижного состава с учетом нерегулярного нагружения основаны на правиле линейного суммирования повреждений и методике предельного блока (ПБ). При этом применение данного метода описано в нормативных документах неодинаково. Выполнено сравнение методик по значениям коэффициентов запаса сопротивления усталости.

Показано, что наибольшие запасы заложены в методику эквивалентных напряжений (ЭН) для локомотивов и в Нормы 1996 года для несамоходных вагонов. При наличии статистически надежных данных по нагружению и пределу выносливости наименьшие коэффициенты запаса закладываются в Нормах 1983 года для несамоходных вагонов.

Предлагается использование унифицированного критерия для расчета усталости при нерегулярном нагружении, который может быть применен как для оценки коэффициента запаса сопротивления усталости, так и для расчета вероятности разрушения или срока службы для всех видов подвижного состава. Предложена упрощенная модификация критерия по сравнению с приведенной в нормативных документах, полученная с помощью нормирования амплитуд блока по значению предела выносливости.

Благодарности: автор выражает благодарность рецензентам за полезные замечания, способствовавшие улучшению статьи.

Acknowledgments: the author expresses gratitude to the reviewers for useful comments that contributed to the improvement of the article.

Финансирование: автор заявляет об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования.

Funding: the author received no financial support for the research, authorship, and publication of this article.

Конфликт интересов: автор заявляет об отсутствии конфликта интересов и не имеет финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах.

Conflict of interest: the author declares no conflict of interest and no financial interests in any material discussed in this article.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ / REFERENCES

1. Кочергин В. В., Буханцев А. А., Русанов О. А., Колесников К. В. Пути повышения прочности несущих конструкций экипажей несамоходных пассажирских вагонов // Вестник Института проблем естественных монополий: Техника железных дорог. 2020. № 1(49). С. 44–49. EDN: https://www.elibrary.ru/cvbyzi.

Kochergin V., Buhanzev A., Rusanov O., Kolesnikov K. Ways to increase the strength of load-bearing structures of non-self-propelled passenger carriages. *Railway equipment Journal*. 2020;1(49):44–49. (In Russ.). EDN: https://www.elibrary.ru/cvbyzi.

2. Сенько В. И., Макеев С. В., Комиссаров В. В., Скороходов С. А. Особенности определения коэффициента запаса сопротивления усталости конструкций подвижного состава // Вестник Белорусского государственного университета транспорта: наука и транспорт. 2018. № 1 (36). С. 5–9. EDN: https://www.elibrary.ru/ywihsh.

Senko V. I., Makeev S. V., Komissarov V. V., Skorokhodov S. A. Features of determination of coefficient of the stock resistance of fatigue of designs of the rolling stock. *Bulletin of Belarusian State University of Transport: science and transport*. 2018;1(36):5–9. (In Russ.). EDN: https://www.elibrary.ru/ywihsh.

3. Guchinsky R. V., Petinov S. V. Uncertainties in fatigue assessment of structures in design and in service. *Herald of the Ural State University of Railway Transport*. 2021;4(52):35–44. https://doi.org/10.20291/2079-0392-2021-4-35-44. EDN: https://elibrary.ru/iyupzj.

4. Miao B. R., Luo Y. X., Peng Q. M., Qiu Y. Z., Chen H., Yang Z. K. Multidisciplinary design optimization of lightweight carbody for fatigue assessment. *Materials & Design*. 2020;194:108910. https://doi.org/10.1016/j.matdes.2020.108910. EDN: https://elibrary.ru/xaxpoa.

5. Lu Y., Dang L., Zhang X., Feng Z., Zeng J., Dong P., Xiang P. Analysis of the dynamic response and fatigue reliability of a full-scale carbody of a high-speed train. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. 2018;232(7):2006–2023. https://doi.org/10.1177/0954409718757295.

6. Petinov S. V., Guchinsky R. V. Fatigue assessment of ship superstructure at expansion joint. *Transactions of the Royal Institution of Naval Architects Part A: International Journal of Maritime Engineering*. 2013;155(Part A4): A201–A209. https://doi.org/10.5750/ijme.v155ia4.910. EDN: https://elibrary.ru/uercul.

7. Гучинский Р. В., Петинов С. В. Разработка узла конструкции судна по условию усталостной долговечности // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 2012. № 4 (159). С. 177–186. EDN: https://www.elibrary.ru/plukcv.

Guchinsky R. V., Petinov S. V. Development of the vessel structure assembly according to the fatigue life condition. *St. Petersburg Polytechnic University Journal*. 2012;4(159):177–186. (In Russ.). EDN: https://www.elibrary.ru/plukcv.

[23] Hobbacher A. F. Recommendations for fatigue design of welded joints and components. IIW doc. IIW-1823-07 (XIII-2151r4-07/XV-845r4-07), Bulletin 520. New York: Welding Research Council, 2007. 149 p.

[24] ГОСТ 34939–2023. Локомотивы. С. 39–40.

[25] ГОСТ 33796–2016. Моторвагонный подвижной состав. С. 30–31.

8. Yang G., Wang M., Li Q., Ding R. Methodology to evaluate fatigue damage of high-speed train welded bogie frames based on on-track dynamic stress test data. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*. 2019;32(3):193–200. https://doi.org/10.1186/s10033-019-0365-3.

9. Оганьян Э. С., Волохов Г. М., Гасюк А. С. Прогнозирование ресурса несущих конструкций локомотивов по условиям эксплуатации // Известия Транссиба. 2019. № 2 (38). С. 47–54. EDN: https://www.elibrary.ru/wwozmw.

Oganyan E. S., Volokhov G. M., Gasyuk A. S. The locomotives load-bearing constructions resource prediction by operating conditions. *Journal of Transsib railway studies*. 2019;2(38):47–54. (In Russ.). EDN: https://www.elibrary.ru/wwozmw.

10. Махутов Н. А., Резников Д. О., Коссов В. С., Оганьян Э. С., Волохов Г. М., Овечников М. Н., Протопопов А. Л. Методы определения ресурса нерезервируемых несущих элементов подвижного состава и пути // Бюллетень Объединенного ученого совета ОАО «РЖД». 2017. № 3. С. 19–39. EDN: https://www.elibrary.ru/zizpfl.

Makhutov N. A., Reznikov D. O., Kossov V. S., Oganyan E. S., Volokhov G. M., Ovechnikov M. N., Protopopov A. L. Methods for determining the lifetime of non-reserved load-bearing elements of rolling stock and the railway. *Bulletin of the Joint Scientific Council of JSC "Russian Railways"*. 2017;(3):19–39. (In Russ.). EDN: https://www.elibrary.ru/zizpfl.

11. Оганьян Э. С., Гасюк А. С., Волохов Г. М., Фазлиахметов Д. М., Муравлев Е. В. Безопасная эксплуатация локомотивов по ресурсу их базовых частей // Безопасность Труда в Промышленности. 2017. № 6. С. 54–58. https://doi.org/10.24000/0409-2961-2017-6-54-58. EDN: https://elibrary.ru/yrgngx.

Oganyan E. S., Gasjuk A. S., Volokhov G. M., Fazliahmetov D. M., Muravlev E. V. Safe operation of locomotives on the resource of their basic parts. *Occupational Safety in Industry*. 2017;(6):54–58. (In Russ.). https://doi.org/10.24000/0409-2961-2017-6-54-58. EDN: https://elibrary.ru/yrgngx.

12. Гучинский Р. В. Сопоставление детерминистических подходов к оценке усталости сварных соединений экипажной части // Вестник Института проблем естественных монополий: Техника железных дорог. 2022. № 3(59). С. 50–57. EDN: https://www.elibrary.ru/awnniv.

Guchinsky R. Comparison of deterministic approaches to fatigue assessment of coach welded joints. *Railway equipment Journal*. 2022;3(59): 50–57. (In Russ.). EDN: https://www.elibrary.ru/awnniv.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Руслан Валерьевич ГУЧИНСКИЙ,
канд. техн. наук, инженер-расчетчик, Троицкий Крановый Завод (108828, г. Москва, ппх. Минзаг, ул. Солнечная, д. 21); старший научный сотрудник, лаборатория прикладных исследований, Институт проблем машиноведения Российской академии наук (ИПМаш РАН, 199178, г. Санкт-Петербург, Большой пр. ВО, д. 61),
Author ID: 635513, https://orcid.org/0000-0002-5040-8106

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Ruslan V. GUCHINSKY,
Cand. Sci. (Eng.), Strength Engineer, Troitsk Crane Plant (108828, Moscow, subsidiary farm sett. Minzag, Solnechnaya st., 21); Senior Researcher, Laboratory of Applied Research, Institute for Problems in Mechanical Engineering of the Russian Academy of Sciences (IPME RAS, 199178, Saint-Petersburg, Bolshoy V.O. Ave., 61),
Author ID: 635513, https://orcid.org/0000-0002-5040-8106

Автор прочитал и одобрил окончательный вариант рукописи.
The author has read and approved the final manuscript.

Статья поступила в редакцию 16.07.2025, рецензия от первого рецензента получена 25.07.2025, рецензия от второго рецензента получена 29.07.2025, принята к публикации 11.08.2025.

The article was submitted 16.07.2025, first review received 25.07.2025, second review received 29.07.2025, accepted for publication 11.08.2025