



ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Оригинальная статья

УДК 629.4.027.2(045)

DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-4-335-346>

EDN: <https://elibrary.ru/yrkom>



Расчетно-экспериментальная оценка ресурса рамы тележки и промежуточной рамы восьмиосного тепловоза

С. В. Чунин✉, А. С. Гасюк, М. В. Тимаков, Д. М. Фазлиахметов,
Е. В. Муравлев, О. А. Лобачев

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

АННОТАЦИЯ

Введение. Длительная эксплуатация локомотива и требования безопасности обуславливают необходимость разработки методических подходов для обоснования продления ресурса его базовых узлов, функционирующих в условиях нагружения переменными нагрузками.

Материалы и методы. Проведены стендовые ресурсные испытания рам при их циклическом нагружении вертикальными и горизонтальными поперечными силами. Рассчитан ресурс рамы тележки и промежуточной рамы для наиболее нагруженных зон их конструкций, в которых при циклическом нагружении могут возникать локальные накопления усталостных повреждений, приводящие к разрушению усталостного типа. В расчете использованы результаты стендовых испытаний на усталость.

Результаты. Показано, что представленные рамы соответствуют установленным требованиям ГОСТ Р 55513–2013 в части обеспечения минимальных коэффициентов запаса прочности по сопротивлению усталости. Предложена методика оценки остаточного ресурса рам тележек и промежуточных рам.

Обсуждение и заключение. Исследования показали, что расчетный срок безопасной эксплуатации рам тележек и промежуточных рам восьмиосного тепловоза составляет не более 56 лет от даты постройки. По истечении данного срока допускается повторное проведение научно-исследовательской работы с целью определения остаточного ресурса его базовых частей. Приведенная методика испытаний может быть применена для оценки остаточного ресурса рам тележек и промежуточных рам, имеющих в своей конструкции локальные зоны возникновения и накопления усталостных повреждений, которые могут приводить к разрушениям усталостного типа.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: тепловоз, рама тележки, испытания, ресурс, промежуточная рама, срок службы

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Расчетно-экспериментальная оценка ресурса рамы тележки и промежуточной рамы восьмиосного тепловоза / С. В. Чунин, А. С. Гасюк, М. В. Тимаков, Д. М. Фазлиахметов, Е. В. Муравлев, О. А. Лобачев // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2023. Т. 82, № 4. С. 335–346. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-4-335-346>.

Original article

UDK 629.4.027.2(045)

DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-4-335-346>

EDN: <https://elibrary.ru/yrrkom>



Calculation and experimental evaluation of bogie frame and intermediate frame life of an eight-axle diesel locomotive

Sergey V. Chunin✉, Alexander S. Gasyuk, Maksim V. Timakov,
Damir M. Fazliakhmetov, Evgeniy V. Muravlev, Oleg A. Lobachev

Scientific-Research and Design-Technology Institute of Rolling Stock,
Kolomna, Russian Federation

ABSTRACT

Introduction. Long-term locomotive operation and safety considerations require new approaches to extending the life of its basic components operating under variable loads.

Materials and methods. The authors conducted bench life tests of frames under cyclic loading with vertical and horizontal transverse forces and calculated the bogie frame and intermediate frame life for the most stressed areas of their structures, where local fatigue damage can accumulate under cyclic loading leading to fatigue caused destruction. The calculation uses the results of bench fatigue tests.

Results. The research shows that the presented frames comply with GOST R 55513–2013 in terms of minimum reserve strength coefficient for fatigue resistance. The researchers proposed a methodology for estimating the residual life of bogie frames and intermediate frames.

Discussion and conclusion. The research indicates that the estimated safe service life of bogie frames and intermediate frames of an eight-axle diesel locomotive does not exceed 56 years from the date of construction. The expiry of this period allows for a repeat research and development work to determine the residual life of its basic parts. The above test methodology could be applied to assess the residual life of bogie frames and intermediate frames whose structure has localised zones of fatigue damage appearance and accumulation from cyclic loading, which may cause fatigue destruction.

KEYWORDS: locomotive, bogie frame, test, life, intermediate frame, service life

FOR CITATION: Chunin S.V., Gasyuk A.S., Timakov M.V., Fazliakhmetov D.M., Muravlev E.V., Lobachev O.A. Calculation and experimental evaluation of bogie frame and intermediate frame life of an eight-axle diesel locomotive. *Russian Railway Science Journal*. 2023;82(4):335-346. (In Russ.). <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-4-335-346>.

Введение. По действующим отраслевым нормативным требованиям¹ сопротивление усталости несущих конструкций локомотивов оценивается с помощью коэффициента запаса прочности при его минимальной допустимой величине. Такая оценка обоснована результатами исследований и анализа технического состояния деталей, что подтверждено многолетним опытом эксплуатации локомотивов и соответствует конструкторско-технологическим особенностям их экипажной части [1, 2]. Это обеспечило значительную физическую сохранность парка эксплуатируемых локомотивов к моменту истечения назначенного срока службы. Однако длительная эксплуатация и требования безопасности делают актуальным обоснованное продление (установление нового) назначенного срока службы локомотивов по их остаточному ресурсу.

Рама тележки, промежуточная рама являются базовыми частями, лимитирующими срок службы восьмиосного тепловоза, которые работают преимущественно в условиях переменных циклических нагрузок. Их воздействие способствует снижению сопротивления усталости конструкции рам, что уменьшает ресурс безопасной эксплуатации тепловоза [3, 4]. Целью работы является анализ результатов испытаний рамы тележки и промежуточной рамы тепловоза с восьмиосной конструкцией экипажной части для оценки их остаточного ресурса.

Постановка задачи. Для оценки ресурса рам с учетом срока службы тепловоза (30 лет) и годового пробега тепловоза не более 60 тыс. км необходимо проведение исследований напряженно-деформированного состояния рам, определение параметров их эксплуатационной нагруженности и характеристик сопротивления усталости [5, 6].

Исследования по прогнозированию ресурса проводились в различных научно-исследовательских организациях, таких как ВНИИЖТ, ИМАШ РАН, ВНИКТИ, а также в высших учебных заведениях — МИИТ, ПГУПС, БИТМ и др. Современные методы оценки ресурса развиваются по следующим основным направлениям:

- расчеты ресурса по допускаемой вероятности разрушения с использованием вторичной кривой усталости, учитывающей рассеяние параметров нагруженности и характеристик сопротивления усталости материала [7, 8];
- прогнозы на основе аналитического решения кривой усталости, характеризующей накопление повреждений в многоцикловой области нагружения [9, 10].

Метод, используемый в данной работе, является комбинированным и разработан для оценки остаточного ресурса деталей с наработкой. Он сочетает

оценку вероятности разрушения и аппроксимацию расчетного ресурса по кривой Веллера [2, 11]. Развитие данного метода требует проведения исследований условий накопления повреждений, достижения предельных состояний и разрушения высоконагруженных конструктивных элементов в зависимости от характера силовых и временных воздействий и наработки при эксплуатации подвижного состава и локомотивов.

Стендовые испытания по оценке предела выносливости. Суть методики испытаний заключается в проведении стендовых ресурсных испытаний рам при циклическом характере нагружения вертикальными и горизонтальными поперечными силами. Это делается для определения приведенного значения предела выносливости конструкции с учетом линейной гипотезы суммирования усталостных повреждений.

На испытательный стенд была установлена рама тележки с технологической оснасткой (рис. 1). Стенд представляет собой сейсмоизолированную платформу с закрепленным на ней рабочим столом, на котором установлен пространственный силовой каркас, позволяющий проводить нагружение объекта испытаний в трех плоскостях с помощью закрепленных на нем четырех вертикальных и четырех горизонтальных гидроцилиндров.

Система управления стендом обеспечивает:

- управление по нагрузке и перемещению;
- задание величины постоянной и переменной составляющих цикла нагрузки и перемещения по каждому каналу нагружения отдельно;
- вывод на экран монитора заданной частоты и количества отработанных циклов;

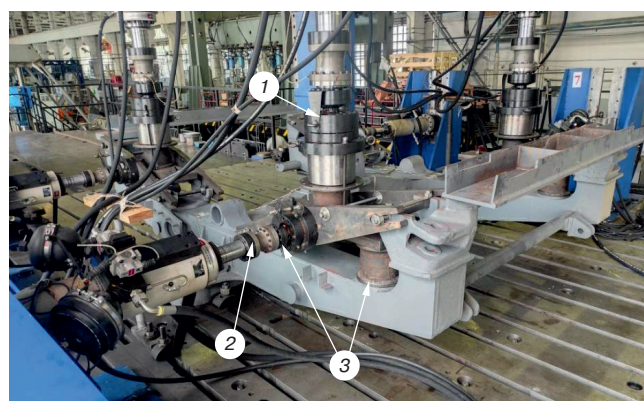


Рис. 1. Рама тележки на стенде:
1 — вертикальный гидроцилиндр; 2 — горизонтальный гидроцилиндр; 3 — места опирания пружин

Fig. 1. Bogie frame on the bench:
1 — vertical hydraulic cylinder; 2 — horizontal hydraulic cylinder;
3 — spring locations

¹ ГОСТ Р 55513—2013. Локомотивы. Требования к прочности и динамическим качествам: дата введения 2014-07-01. М.: Стандартинформ, 2014. 46 с.

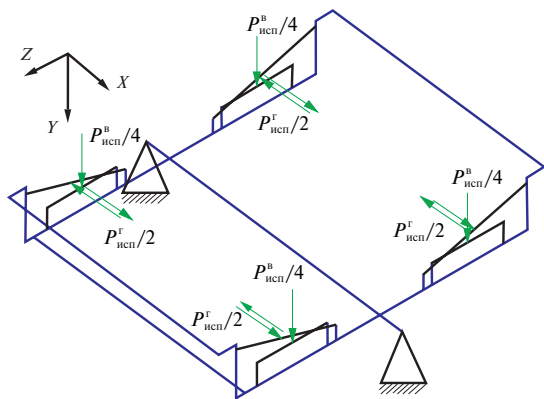


Рис. 2. Схема нагружения рамы тележки:
 $P_{исп}^в$ — вертикальная нагрузка; $P_{исп}^г$ — горизонтальная нагрузка (рамная сила)

Fig. 2. Bogie frame loading diagram:
 $P_{исп}^в$ — vertical load; $P_{исп}^г$ — horizontal load (frame force)

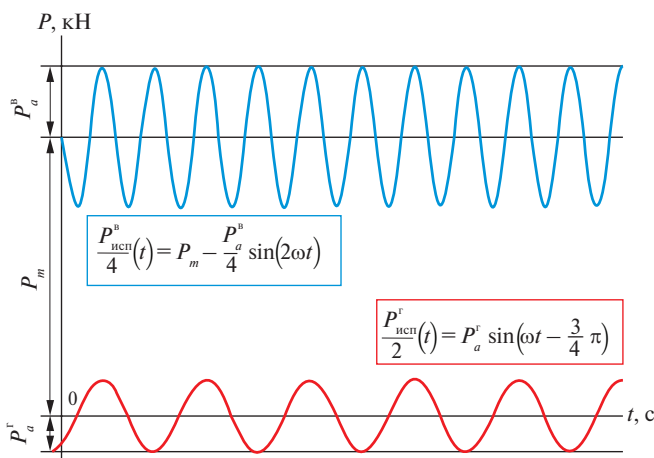


Рис. 3. Циклограмма нагружения:
 $P_m = P_{исп}^в / 4$ — постоянная (среднее значение) цикла вертикальной силы; $P_a^в$ — амплитуда цикла вертикальной силы; $P_a^г$ — амплитуда цикла горизонтальной (боковой) силы

Fig. 3. Loading cyclogram:
 $P_m = P_{исп}^в / 4$ — constant (average value) of the vertical force cycle; $P_a^в$ — amplitude of the vertical force cycle; $P_a^г$ — amplitude of the horizontal (lateral) force cycle

• вывод на экран монитора по каждому каналу осциллограммы нагружения, а также хранение полученной информации.

В систему управления входят первичные преобразователи, установленные на гидроцилиндрах стенда, при помощи которых механические величины (нагрузка, перемещения) преобразуются в электрические сигналы, и наоборот.

Управление работой стенда осуществляется с помощью компьютера, необходимая информация выводится на монитор.

Стенд создает следующие нагрузки:

а) вертикальные динамические, постоянные и переменные по знаку и величине, с суммарным усилием

до 1600 кН (4 гидроцилиндра по 400 кН). Погрешность измерения $\pm 3\%$;

б) горизонтальные нагрузки, переменные по величине и направлению, с суммарным усилием до 600 кН (4 гидроцилиндра по 150 кН). Погрешность измерения $\pm 3\%$.

Вертикальные и горизонтальные силы прикладывались к раме через технологическую оснастку при помощи восьми гидроцилиндров, установленных между испытываемым объектом и силовым каркасом стенда. При этом рама тележки была установлена в перевернутом виде на две опоры в местах размещения маятниковой подвески и нагружалась силовыми гидроцилиндрами в местах опирания пружин рессорного подвешивания.

Схема приложения вертикальных и горизонтальных сил к раме тележки приведена на рис. 2.

Результаты испытаний рамы тележки. Для исследования распределения напряжений в раме тележки проведены статические испытания, в процессе которых к раме прикладывали комбинацию вертикальных и горизонтальных статических сил, величины которых составили:

$P_{исп}^в = P_{ст}^в = 366,1$ кН — статическая вертикальная сила, принята равной силе тяжести устанавливаемого на объект испытаний оборудования, включая полностью оборудованный и экипированный кузов (главную раму);

$P_{исп}^г = 55,3$ кН — статическая горизонтальная (боковая) сила.

Результаты тензометрирования рамы тележки показали, что от действия этих нагрузок:

- максимальные напряжения сжатия составили от минус 44,5 до минус 88,0 МПа в районе соединения верхних листов продольных балок с литым кронштейном маятниковой подвески;
- максимальные растягивающие напряжения составили от 54 до 87 МПа в зоне соединения нижнего листа с корпусом бокового упора.

Анализ полученных данных показал, что напряжение по аналогичным элементам рамы тележки распределяется равномерно при одинаковых и симметрично приложенных испытательных нагрузках.

Для определения характеристик сопротивления усталости рамы тележки были проведены циклические испытания на усталость (ресурсные), в процессе которых к раме тележки прикладывали комбинацию испытательных вертикальных и горизонтальных (боковых) амплитуд переменных сил. Зависимости изменений вертикальных ($P_{исп}^в/4$) и горизонтальных ($P_{исп}^г/2$) сил цикла нагружения и их схематическое изображение приведены на рис. 3.

Нагружение объекта проводилось ступенями путем увеличения амплитуды цикла вертикальной силы $P_a^в$. Значения нагрузок на каждой ступени приведены в табл. 1. Значения амплитуд вертикальных и

горизонтальных сил на первой ступени были выбраны несколько выше допустимых по ГОСТ 55513–2013² с целью получения трещины до достижения базового числа циклов нагружения ($N = 10^7$).

Переход на второй уровень нагрузки осуществлялся после достижения базового числа циклов нагружения ($N = 10^7$). На следующих уровнях режим испытаний и количество циклов нагружения подбирались таким образом, чтобы получить достаточное количество данных для оценки предела выносливости рам.

Наибольшие значения амплитуд напряжений цикла обнаружены в зонах соединения нижнего листа боковины с корпусом бокового упора и составили:

от 25,0 до 29,0 МПа на первой ступени нагружения;
от 37,0 до 40,0 МПа на второй ступени нагружения (табл. 2).

На первой ступени нагружения рама тележки держала заданную базу испытаний $N = 10\,026\,940$ циклов нагружения без повреждений, испытания были продолжены на второй ступени нагружения. После прохождения 2 650 000 циклов нагружения в раме тележки была обнаружена трещина № 1 в нижнем листе центральной части боковины № 1 (рис. 4) в районе сварного шва соединения с корпусом бокового упора. Внешний вид трещины № 1 показан на рис. 5.

После обнаружения трещины для получения большего количества опытных данных испытания рамы тележки были продолжены на разных уровнях нагружения для каждой из боковин (двухуровневый режим). Боковина № 1 нагружалась динамическими силами первой ступени, а боковина № 2 нагружалась динамическими силами второй ступени (табл. 1).

При двухуровневом режиме нагружения после прохождения 859 600 циклов нагружения на раме тележки была обнаружена трещина № 2 в центральной части боковины № 2 в сварном шве соединения нижнего листа с корпусом бокового упора. Внешний вид трещины показан на рис. 6.

После прохождения 1 400 000 циклов нагружения трещина № 1 увеличилась на 40 мм (рис. 7), испытания были остановлены.

Стендовые испытания промежуточной рамы. Промежуточная рама была установлена на испытательном стенде (рис. 8). Вертикальные и горизонтальные силы к раме прикладывались через технологическую оснастку с помощью шести гидроцилиндров, установленных между испытываемым объектом и силовым каркасом стенда. Промежуточная рама была установлена на четыре опоры в местах расположения маятниковой подвески и нагружалась силовыми гидроцилиндрами в местах опирания пружин рессорного подвешивания.

Схема приложения вертикальных и горизонтальных сил к раме приведена на рис. 9.

Таблица 1

Испытательные нагрузки рамы тележки

Table 1

Bogie frame test loads

№ ступени	Постоянная (среднее значение) цикла вертикальной силы $P_m = P_{исп}^B / 4$, кН	Амплитуда цикла вертикальной силы P_a^B , кН	Коэффициент вертикальной динамики κ_d^B	Амплитуда цикла горизонтальной силы P_a^H , кН
1	91,5	36,5	0,4	27,7
2	91,5	55,0	0,6	27,7

Таблица 2

Максимальные амплитуды напряжений цикла в раме тележки при циклических испытаниях на усталость (ресурсных)

Table 2

Maximum cycle stress amplitudes in the bogie frame during cyclic fatigue (life) tests

№ зоны*	Амплитуда напряжений цикла σ_a , МПа, по ступеням нагружения	
	Ступень 1	Ступень 2
1	27,5	40,0
2	29,0	39,0
3	28,0	37,0
4	25,0	39,0

*Зоны № 1, 2, 3, 4 — места соединения нижних листов боковин с корпусами боковых упоров.

*Zones 1, 2, 3, 4 — joints of the lower side plates with the side stop bodies.

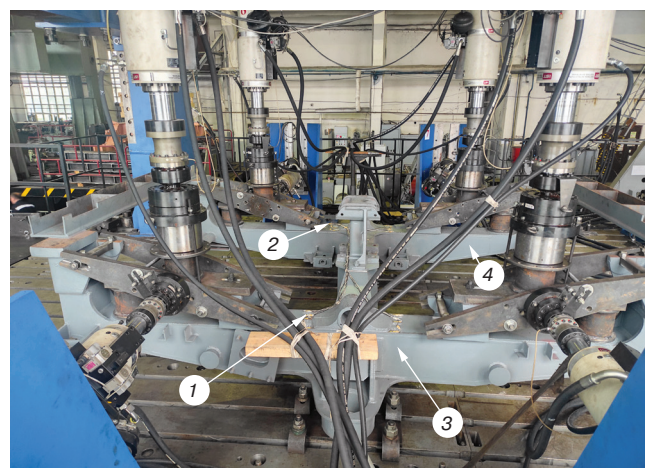


Рис. 4. Зона образования трещин на раме тележки:
1 — зона образования трещины № 1; 2 — зона образования трещины № 2; 3 — боковина № 1; 4 — боковина № 2

Fig. 4. Cracking area on the bogie frame:
1 — cracking zone No. 1; 2 — cracking zone No. 2; 3 — sidewall No. 1; 4 — sidewall No. 2

² ГОСТ Р 55513–2013. С. 21.

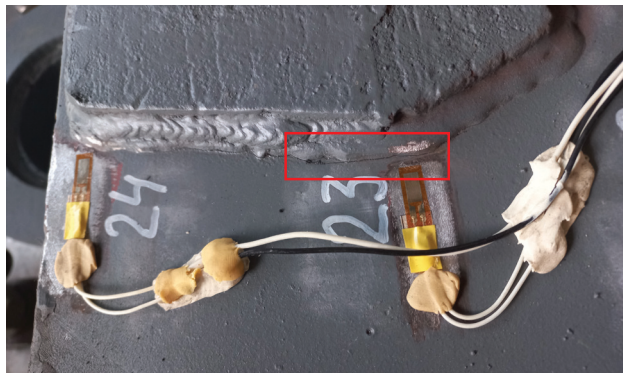


Рис. 5. Внешний вид трещины № 1 на боковине № 1

Fig. 5. External view of crack No. 1 on sidewall No. 1

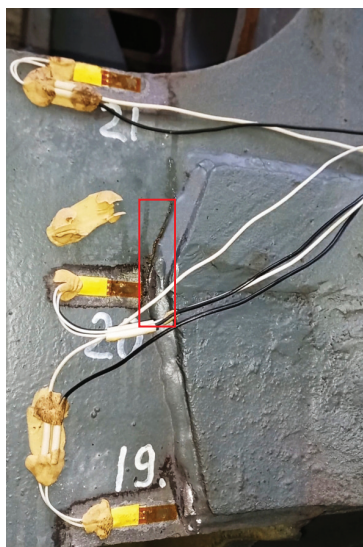


Рис. 6. Внешний вид трещины № 2 на боковине № 2

Fig. 6. External view of crack No. 2 on sidewall No. 2



Рис. 7. Трещина № 1 после завершения испытаний

Fig. 7. Crack 1 on test completion

Результаты испытаний промежуточной рамы. Величины испытательных сил при статическом нагружении промежуточной рамы составили:

$P_{\text{исп}}^{\text{в}} = P_{\text{ст}}^{\text{в}} = 492 \text{ кН}$ — статическая вертикальная сила;

$P_{\text{исп}}^{\text{г}} = 66,3 \text{ кН}$ — статическая горизонтальная (боковая) сила.

При этом:

- максимальные напряжения сжатия составили от минус 40 до минус 65,5 МПа в верхних листах центральных зон продольных балок;

- максимальные растягивающие напряжения — от 49,5 до 52 МПа в зоне соединения нижнего листа с усиливающей накладкой.

Анализ полученных данных показал, что напряжения по аналогичным элементам промежуточной рамы распределяются равномерно при одинаковых и симметрично приложенных испытательных нагрузках.

Циклическое нагружение промежуточной рамы проводилось ступенями путем увеличения амплитуды цикла вертикальной силы $P_a^{\text{в}}$. Значения нагрузок на каждой ступени приведены в табл. 3. Переход на второй уровень нагрузки осуществлялся после достижения базового числа циклов нагружения ($N = 10^7$). На следующих уровнях режим испытаний и количество циклов нагружения подбирались таким образом, чтобы получить достаточное количество данных для оценки предела выносливости.

Наибольшие значения амплитуд напряжений цикла были обнаружены в верхнем листе продольной балки в зоне перемены ее высоты (табл. 4).

На пятой ступени нагружения, после прохождения 1 146 500 циклов, на промежуточной раме была обнаружена трещина в нижнем листе боковины в районе сварного шва соединения нижнего листа с усиливающей накладкой. Внешний вид трещины показан

Таблица 3

Испытательные нагрузки промежуточной рамы

Table 3

Intermediate frame test loads

№ ступени	Постоянная (среднее значение) цикла вертикальной силы $P_m = P_{\text{исп}}^{\text{в}} / 4$, кН	Амплитуда цикла вертикальной силы $P_a^{\text{в}}$, кН	Коэффициент вертикальной динамики $\kappa_d^{\text{в}}$	Амплитуда цикла горизонтальной силы $P_a^{\text{г}}$, кН
1	123	30,8	0,250	33,1
2	123	46,1	0,375	33,1
3	123	61,5	0,500	33,1
4	123	92,3	0,750	33,1
5	123	104,6	0,850	33,1

на рис. 10. После обнаружения трещины испытания были остановлены.

Определение предела выносливости рамы тележки. В табл. 5 приведены результаты испытаний рамы тележки, необходимые для проведения расчетов.

Таблица 4

Максимальные амплитуды напряжений цикла в промежуточной раме при циклических испытаниях на усталость (ресурсных)

Table 4

Maximum cycle stress amplitudes
in the intermediate frame during cyclic fatigue (life) tests

№ зоны*	Амплитуда напряжений цикла σ_a , МПа, по ступеням нагружения				
	1	2	3	4	5
1	14,5	22,0	28,5	44,0	50,0
2	11,5	18,0	23,5	37,0	42,0

* Зоны № 1, 2 — места соединения нижних листов с усиливающей накладкой.

* Zones 1, 2 — joints between the lower plates and the reinforcing plate.

Таблица 5

Результаты испытаний рамы тележки

Table 5

Bogie frame test results

№ зоны*	Степень нагружения	Амплитуда напряжений цикла σ_a в зоне возникновения повреждений, МПа	Количество циклов нагружения N	Результат
1	1	27,5	10 026 940	Без повреждений
1	2	40,0	2 650 000	Трещина
2	1	29,0	10 026 940	Без повреждений
2	2	39,0	3 509 600	Трещина
3	1	28,0	10 886 540	Без повреждений
3	2	37,0	2 650 000	Без повреждений
4	1	25,0	10 026 940	Без повреждений
4	2	39,0	4 050 000	Без повреждений

* Зоны № 1, 2, 3, 4 — места соединения нижних листов боковин с корпусами боковых упоров.

* Zones 1, 2, 3, 4 — joints of the lower side plates with the side stop bodies.

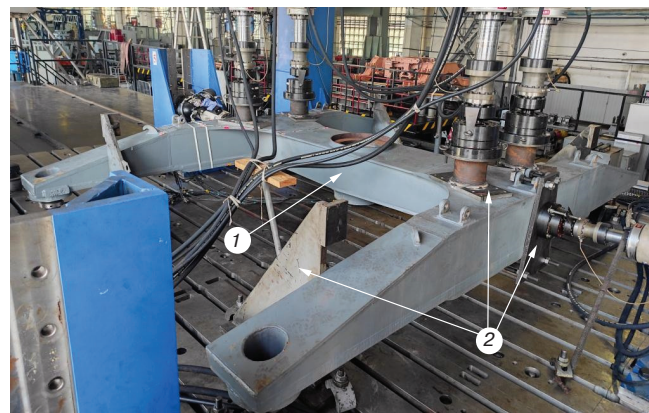


Рис. 8. Промежуточная рама на стенде:
1 — промежуточная рама; 2 — элементы технологической оснастки

Fig. 8. Intermediate frame on the bench:
1 — intermediate frame; 2 — items of technological equipment

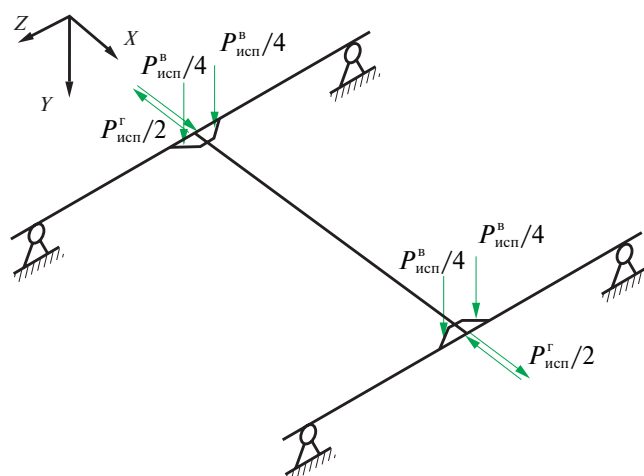


Рис. 9. Схема нагружения промежуточной рамы

Fig. 9. Intermediate frame loading diagram



Рис. 10. Трещина в нижнем листе боковины в районе сварного шва соединения нижнего листа с усиливающей накладкой

Fig. 10. Crack in the lower sidewall sheet in the area of the weld seam between the lower sheet and the reinforcing plate

Предел выносливости σ_{Rk} при вероятности неразрушения 95 % определен по следующей формуле (табл. 6.2 ГОСТ Р 50779.21–2004³):

$$\sigma_{Rk} = \bar{\sigma}_{Rk_{cp}} - S_{\bar{\sigma}_{Rk}} \frac{t_a}{\sqrt{n}}, \quad (1)$$

где $\bar{\sigma}_{Rk_{cp}} = \sum_i \bar{\sigma}_{Rk_i} / n$ — среднеарифметическое значение предела выносливости; i и $n = 4$ — номер и количество зон соответственно; t_a — коэффициент Стьюдента (табл. 6.2 ГОСТ 50779.21–2004⁴); $S_{\bar{\sigma}_{Rk}} = \sqrt{\sum_i (\bar{\sigma}_{Rk_i} - \bar{\sigma}_{Rk_{cp}})^2 / (n-1)}$ — среднее квадратическое отклонение значения предела выносливости.

Результаты расчетов представлены в табл. 6.

Определение предела выносливости промежуточной рамы. В табл. 7 приведены результаты испытаний

промежуточной рамы, необходимые для проведения расчетов.

По результатам расчетов получены приведенные пределы выносливости $\bar{\sigma}_{Rk}$ для каждой испытываемой зоны. Они представлены в табл. 8.

Значение предела выносливости σ_{Rk} промежуточной рамы принимается как минимально полученное из двух зон и составляет 29,0 МПа.

Определение ресурса рамы тележки и промежуточной рамы. На основе результатов стендовых испытаний на усталость рам и проведенных ранее ходовых динамико-прочностных испытаний тепловоза был выполнен расчет ресурса рамы тележки и промежуточной рамы восьмиосного тепловоза с использованием методов оценки ресурса, описанных во многих исследованиях [12–18].

Расчет выполнен для наиболее нагруженных зон рамы тележки — радиусной части крыльев корпусов

Таблица 6

Результаты расчета предела выносливости рамы тележки

Table 6

Results of bogie frame endurance limit calculation

№ зоны	Приведенный предел выносливости $\bar{\sigma}_{Rk}$, МПа	Среднеарифметическое значение предела выносливости $\bar{\sigma}_{Rk_{cp}}$, МПа	Среднее квадратическое отклонение значения предела выносливости $S_{\bar{\sigma}_{Rk}}$, МПа	Коэффициент Стьюдента t_a	Предел выносливости σ_{Rk} при вероятности неразрушения 95 %, МПа
1	33,4	33,8	0,9596	2,353	32,7
2	35,1				

Таблица 7

Результаты испытаний промежуточной рамы

Table 7

Intermediate frame test results

№ зоны	Степень нагружения	Амплитуда напряжений цикла в зоне возникновения повреждений, МПа	Количество циклов нагружения	Результат
1	1	11,5	10 026 940	Без повреждений
	2	17,5	4 815 600	Без повреждений
	3	23,0	3 256 000	Без повреждений
	4	39,0	925 000	Без повреждений
	5	45,0	1 146 500	Трещина
2	1	11,5	10 026 940	Без повреждений
	2	18,0	4 815 600	Без повреждений
	3	23,5	3 256 000	Без повреждений
	4	37,0	925 000	Без повреждений
	5	42,0	1 146 500	Без повреждений

³ ГОСТ Р 50779.21–2004. Статистические методы. Правила определения и методы расчета статистических характеристик по выборочным данным. Ч. 1. Нормальное распределение: дата введения 2004-06-01. М.: Изд-во стандартов, 2004. С. 6.

⁴ Там же.

букс, подвесок промежуточной рамы, мест приварки радиусной части продольных балок промежуточной рамы к поперечной шкворневой балке.

Накопление усталостных повреждений в материале детали характеризует кривая усталости, которая описывается уравнением вида $\sigma_{ai}^{m_i} N_i = \text{const}$ на основании гипотезы линейного суммирования повреждений.

Из уравнения кривой усталости (второй наклонной ветви) $\sigma_{-1\partial}^{m_2} N_0 = \sigma_{a\partial}^{m_2} N_p$ определяют число циклов нагружения детали до предельного состояния по исчерпанию сопротивления усталости (начала разрушения):

$$N_p = \left(\frac{\sigma_{-1\partial}}{\sigma_{a\partial}} \right)^{m_2} N_0 = n_\sigma^{m_2} N_0, \quad (2)$$

где $\sigma_{-1\partial}$ — предел выносливости детали (конструкции); m_2 — показатель степени наклона второй ветви кривой усталости (с учетом стендовых испытаний для боковины рамы тележки $m_2 = 8$) [18]; $n_\sigma = \bar{n}_\sigma (1 - U_p v)$ — коэффициент запаса сопротивления усталости для заданной вероятности неразрушения p (принято $p = 0,999$); $\bar{n}_\sigma$ — значение коэффициента запаса, полученное по результатам ходовых испытаний и испытаний на усталость «старой» (эксплуатировавшейся не менее 30 лет) рамы при $p = 0,5$; U_p — квантиль нормального распределения; $v = 0,12$ — коэффициент вариации при $p = 0,999$ [18]; $N_0 = 10^7$ — базовое число циклов (база испытаний); $\sigma_{a\partial}$ — амплитуда (эквивалентная) динамических напряжений от эксплуатационных нагрузок. Она определялась путем статистической обработки схематизированных случайных процессов с построением гистограмм распределения текущих значений амплитуд динамических напряжений σ_{ai} с вероятностью их появления p_{σ_i} при различных скоростях движения тепловоза с учетом их доли p_{V_i} в эксплуатации с суммарным числом циклов динамических напряжений за срок службы $N_{\text{сум}}$ по следующей формуле:

$$\sigma_{a\partial} = \sqrt[m_2]{\frac{N_{\text{сум}}}{N_0} \sum p_{V_i} \sum \sigma_{ai}^{m_2} p_{\sigma_i}} = 21,6 \text{ МПа}. \quad (3)$$

Для тепловозов имеем:

$$V_{\text{ср}} = 70 \text{ км/ч (19,5 м/с)};$$

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1\partial}}{\sigma_{a\partial}} = 1,5 \text{ — коэффициент запаса сопротив-$$

ления усталости рамы по напряжению с вероятностью неразрушения 0,999;

$f = 5,0 \text{ Гц}$ — частота амплитуд динамических напряжений;

$N_1 \approx 55 \text{ циклов/км}$ — число циклов нагружения детали амплитудой $\sigma_{ai} \geq 0,5 \sigma_{-1\partial}$ (из анализа спектра частот изменения напряжений) за 1 км пробега.

По формуле (2) находим $N_p = 1,5^8 \times 10^7 = 25,6 \times 10^7 \text{ циклов}$.

Таблица 8

Результаты расчета приведенного предела выносливости промежуточной рамы

Table 8

Results of calculation of the reduced endurance limit of the intermediate frame

№ зоны	Приведенный предел выносливости $\bar{\sigma}_{Rk}$, МПа
1	30,3
2	29,0

По зависимости $n_N = f(n_\sigma)$ [2] определяем $n_N = 3,0$ — запас по долговечности.

Тогда: $N = N_p / n_N = 25,6^3 \times 10^7 / 3,0 = 8,5 \times 10^7$ — безопасное число циклов нагружения детали или $[L] = N / N_1 = 85 \times 10^6 / 55 \approx 1545 \times 10^3 \text{ км}$ — допускаемый (безопасный) пробег локомотива.

При годовом пробеге тепловоза не более $L_1 = 60 \text{ тыс. км}$ (из анализа эксплуатационных данных) остаточный ресурс рамы тележки составляет $T = [L] / L_1 \approx 26 \text{ лет}$, безопасный срок эксплуатации от даты постройки — 56 лет.

Обсуждение и заключение. Оценка ресурса несущих конструкций локомотивов, выполненная по предложенной методике, хорошо согласуется с эксплуатационными данными по наработкам базовых частей основных типов тепловозов (серий ТЭМ2, 2М62, 2ТЭ116, 2ТЭ10М), эксплуатирующихся без повреждений в течение 40 и более лет. Следовательно, предложенная методика может применяться для решения задач оценки ресурса и прогнозирования технического состояния несущих конструкций экипажной части локомотивов при установлении назначенных сроков службы и их продлении при модернизации и после длительной эксплуатации.

Предложенная методика не касается вопросов живучести несущих конструкций локомотивов.

Рекомендуется использовать выполненные разработки для решения задач увеличения ресурса и межремонтных сроков эксплуатации железнодорожной техники с перспективой дальнейших исследований свойств и деградиационных процессов в материалах с получением результатов для объектов, эксплуатируемых в условиях Сибири и Крайнего Севера.

Основные выводы по результатам исследования.

1. На основании проведенных ходовых прочностных и динамических испытаний восьмиосного тепловоза, стендовых испытаний на усталость рамы тележки и промежуточной рамы со сроком эксплуатации не менее 30 лет, расчетно-экспериментальной оценки ресурса несущих конструкций определены возможность и условия для продления срока безопасной эксплуатации тепловоза по ресурсу его базовых частей (рама тележки, промежуточная рама).

По результатам проведенных испытаний установлено:

- предел выносливости рамы тележки составляет 32,7 МПа;
- предел выносливости промежуточной рамы составляет 29,0 МПа.

Расчетный срок безопасной эксплуатации по ресурсу рамы тележки и промежуточной рамы восьмиосного тепловоза составляет не более 56 лет от даты постройки (остаточный ресурс рам — 26 лет).

По истечении установленного срока безопасной эксплуатации восьмиосного тепловоза допускается повторное проведение научно-исследовательской работы с целью определения остаточного ресурса его базовых частей.

Финансирование: авторы заявляют об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования.

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

Конфликт интересов: авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов и не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах.

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

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ / REFERENCES

- Оганьян Э. С., Волохов Г. М., Гаджиметов Г. И. О порядке обновления парка и продления сроков службы локомотивов и их основного оборудования // Железнодорожный транспорт. 2018. № 3. С. 69–71 [Oganyan E. S., Volokhov G. M., Gadzhimetov G. I. On the procedure for renewing the fleet and extending the service life of locomotives and their main equipment. *Zheleznodorozhnyy transport*. 2018;(3):69-71. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/ntofml>.
- Обеспечение безопасной эксплуатации подвижного состава на основе стратегии управления ресурсом на этапах жизненного цикла / Э. С. Оганьян [и др.] // Железнодорожный транспорт. 2018. № 12. С. 36–40 [Oganyan E. S., Kossov V. S., Volokhov G. M., Ovechnikov M. N., Gasyuk A. S. Providing rolling stock safe operation on the basis of lifetime management strategy at its life-cycle stages. *Zheleznodorozhnyy transport*. 2018;(12):36-40 (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/yypxinn>.
- Методические аспекты исчерпания ресурса несущих конструкций локомотива / В. С. Коссов [и др.] // Тяжелое машиностроение. 2016. № 10. С. 29–31 [Kossov V. S., Oganyan E. S., Volokhov G. M., Gasyuk A. S., Benevolenskaya E. M. Methodological aspects of locomotive bearing structures life depletion. *Tyazhelaye Mashinostroyeniye*. 2016;(10):29-31 (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/xcgqmf>.
- Oganyan E. S., Volokhov G. M., Gasyuk A. S., Fazliakhmetov D. M. Calculated Experimental Evaluation of the Operating Life of Basic Locomotive Parts for Ensuring Their Safe Operation. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. 2018;47(2):155-159. <https://doi.org/10.3103/S1052618818020097>.
- Оганьян Э. С., Волохов Г. М. Расчеты и испытания на прочность несущих конструкций локомотивов. М.: УМЦЖДТ, 2013.

326 с. [Oganyan E. S., Volokhov G. M. *Calculations and Strength Tests of Locomotive Load-Bearing Structures*. Moscow: UMTsZhDT; 2013. 326 p. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/sdtnbz>.

6. Методы определения ресурса и циклической прочности конструкций экипажной части локомотивов / Н. А. Махутов [и др.] // Транспорт: наука, техника, управление. Научный информационный сборник. 2016. № 10. С. 3–12 [Makhutov N. A., Gapanovich V. A., Kossov V. S., Oganyan E. S., Krasnyukov N. F., Volokhov G. M. Methods of determination of life and cyclic strength of locomotive underframe structures. *Transport: science, equipment, management*. 2016;(10):3-12. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/wvuslv>.

7. Гасюк А. С., Оганьян Э. С. Исследование нагруженности и прогнозирование ресурса базовых частей подвижного состава (тезисы) // Подвижной состав XXI века: идеи, требования, проекты: материалы XIV Междунар. науч.-техн. конф., Санкт-Петербург, 9–13 июля 2019 г. СПб.: ПГУПС, 2019. С. 146–148 [Gasyuk A. S., Oganyan E. S. Research of Loading and Forecasting of Service Life of Basic Parts of Rolling Stock (Abstracts). In: *The XXI century Rolling Stock: ideas, requirements, projects: Proceedings of the XIV International Scientific and Technical Conference, 9–13 July 2019, St. Petersburg*. St. Petersburg: PGUPS; 2019. p. 146–148 (In Russ.)].

8. Когаев В. П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. М.: Машиностроение, 1993. 364 с. [Kogaev V. P. *Strength calculations at voltages varying with time*. Moscow: Mashinostroyeniye Publ.; 1993. 364 p. (In Russ.)].

9. Коновалов Л. В., Петрова И. М. Особенности циклической прочности конструкционных сталей в области длительной долговечности // Вестник машиностроения. 1998. № 9. С. 3–11 [Konovalov L. V., Petrova I. M. Peculiarities of cyclic strength of structural steels in long-term durability. *Vestnik mashinostroyeniya*. 1998;(9):3-11 (In Russ.)].

10. Махутов Н. А. Конструкционная прочность, ресурс и техногенная безопасность. В 2 ч. Ч. 2: Обоснование ресурса и безопасности / отв. ред. К. В. Фролов, В. В. Москвичев. Новосибирск: Наука, 2005. 610 с. [Makhutov N. A. *Structural Strength, Service Life and Technogenic Safety*. In 2 parts, Part 2: Service Life and Safety Justification. Novosibirsk: Nauka Publ.; 2005. 610 p. (In Russ.)]. EDN: <https://elibrary.ru/qmenib>.

11. Oganyan E. S., Kossov V. S., Ovechnikov M. N., Volokhov G. M., Gasyuk A. S. The Modeling Burden and Resource of an Automatic Coupler Body by Techniques of Numerical Analysis. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. 2020;49(5):408-411. <https://doi.org/10.3103/S105261882005009X>.

12. Волохов Г. М., Гаджиметов Г. И. Управление ресурсом железнодорожных технических средств на стадиях жизненного цикла. Обобщение вопросов модернизации локомотивов с продлением срока службы // Вестник транспорта Поволжья. 2016. № 4(58). С. 40–44 [Volokhov G. M., Gadzhimetov G. I. Railway Technical Equipment Resource Management at Life Cycle Stages. Generalisation of the Issues of Locomotive Modernisation with Service Life Extension. *Vestnik transporta Povolzhya*. 2016;(4):40-44. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/wxqszf>.

13. Безопасная эксплуатация локомотивов по ресурсу их базовых частей / Э. С. Оганьян [и др.] // Безопасность труда в промышленности. 2017. № 6. С. 54–58 [Oganyan E. S., Gasyuk A. S., Volokhov G. M., Fazliakhmetov 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>.

14. Методы определения ресурса нерезервируемых несущих элементов подвижного состава и пути / Н. А. Махутов [и др.] // Бюллетень Объединенного ученого совета ОАО «РЖД». 2017. № 3. С. 19–39 [Makhutov N. A., Reznikov D. O., Kossov V. S., Oganyan E. S., Volokhov G. M., Ovechnikov M. N., et al. Methods for determining the lifetime of non-reserved load-bearing elements of rolling stock and

the railway. *Bulletin of Joint scientific Council of JSC Russian Railways*. 2017;(3):19-39. (In Russ.). EDN: <https://www.elibrary.ru/zizpfl>.

15. Оганьян Э.С. Обоснование назначенного срока безопасной эксплуатации локомотивов // Локомотив. 2017. №7 (726). С. 34–35 [Oganyan E. S. Justification of the designated safe operating life of locomotives. *Lokomotiv*. 2017;(7):34-35. (In Russ.). EDN: <https://www.elibrary.ru/yzhomh>.

16. 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 [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):47-54. (In Russ.). EDN: <https://www.elibrary.ru/wwozmw>.

17. Модернизация маневровых тепловозов с продлением срока службы / Г.М. Волохов [и др.] // Локомотив. 2019. №4 (748). С. 32–34 [Volokhov G. M., Oganyan E. S., Gadzhimetov G. I., Gasyuk A. S., Papirovskiy A. V. Modernisation of Shunting Diesel Locomotives with Service Life Extension. *Lokomotiv*. 2019;(4):32-34. (In Russ.). EDN: <https://www.elibrary.ru/ivplpm>.

18. Махутов Н.А. Конструкционная прочность, ресурс и технологическая безопасность. В 2-х ч. Ч. 1: Критерии прочности и ресурса / отв. ред. К.В. Фролов, В.В. Москвичев. Новосибирск: Наука, 2005. 494 с. [Makhutov N. A. *Structural Strength, Service Life and Technogenic Safety*. In 2 parts, Part 1: Strength and Service Life Criteria. Novosibirsk: Nauka Publ.; 2005. 494 p. (In Russ.). EDN: <https://elibrary.ru/qmenhr>.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Сергей Владимирович ЧУНИН,

канд. техн. наук, заведующий лабораторией испытаний на усталость, Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава (ВНИКТИ, 140402, г. Коломна, ул. Октябрьской революции, д. 410), Author ID: 1217811, <https://orcid.org/0009-0002-3153-944X>

Александр Сергеевич ГАСЮК,

канд. техн. наук, заведующий отделом прочности, Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава (ВНИКТИ, 140402, г. Коломна, ул. Октябрьской революции, д. 410), Author ID: 1217843, <https://orcid.org/0009-0008-6345-2086>

Максим Владимирович ТИМАКОВ,

заведующий лабораторией прочностных расчетов, Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава (ВНИКТИ, 140402, г. Коломна, ул. Октябрьской революции, д. 410), Author ID: 1029566, <https://orcid.org/0009-0006-0503-2775>

Дамир Муратович ФАЗЛИАХМЕТОВ,

ведущий инженер, Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава (ВНИКТИ, 140402, г. Коломна, ул. Октябрьской революции, д. 410), Author ID: 1219099, <https://orcid.org/0009-0009-0703-6907>

Евгений Владимирович МУРАВЛЕВ,

ведущий инженер, Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава (ВНИКТИ, 140402, г. Коломна, ул. Октябрьской революции, д. 410), <https://orcid.org/0009-0000-8984-5808>

Олег Александрович ЛОБАЧЕВ,

ведущий инженер, Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного

состава (ВНИКТИ, 140402, г. Коломна, ул. Октябрьской революции, д. 410), Author ID: 1218686, <https://orcid.org/0009-0004-2525-6202>

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Sergey V. CHUNIN,

Cand. Sci. (Eng.), Head of the Fatigue Testing Laboratory, Scientific-Research and Design-Technology Institute of Rolling Stock (140402, Kolomna, 410, Oktyabrskoy revolyutsii St.), Author ID: 1217811, <https://orcid.org/0009-0002-3153-944X>

Alexander S. GASYUK,

Cand. Sci. (Eng.), Head of the Strength Department, Scientific-Research and Design-Technology Institute of Rolling Stock (140402, Kolomna, 410, Oktyabrskoy revolyutsii St.), Author ID: 1217843, <https://orcid.org/0009-0008-6345-2086>

Maksim V. TIMAKOV,

Head of the Strength Calculations Laboratory, Scientific-Research and Design-Technology Institute of Rolling Stock (140402, Kolomna, 410, Oktyabrskoy revolyutsii St.), Author ID: 1029566, <https://orcid.org/0009-0006-0503-2775>

Damir M. FAZLIKHMETOV,

Leading Engineer, Scientific-Research and Design-Technology Institute of Rolling Stock (140402, Kolomna, 410, Oktyabrskoy revolyutsii St.), Author ID: 1219099, <https://orcid.org/0009-0009-0703-6907>

Evgeniy V. MURAVLEV,

Leading Engineer, Scientific-Research and Design-Technology Institute of Rolling Stock (140402, Kolomna, 410, Oktyabrskoy revolyutsii St.), <https://orcid.org/0009-0000-8984-5808>

Oleg A. LOBACHEV,

Leading Engineer, Scientific-Research and Design-Technology Institute of Rolling Stock (140402, Kolomna, 410, Oktyabrskoy revolyutsii St.), Author ID: 1218686, <https://orcid.org/0009-0004-2525-6202>

ВКЛАД АВТОРОВ

Сергей Владимирович ЧУНИН. Методическое и научное сопровождение, формулировка цели и задач, организация проведения испытаний и анализ их результатов, оценка ресурсов, написание и корректировка текста (35%).

Александр Сергеевич ГАСЮК. Методическое и научное сопровождение, организация проведения испытаний и анализ их результатов, оценка ресурсов (25%).

Максим Владимирович ТИМАКОВ. Проведение расчетов и анализ их результатов, оценка напряженно-деформированного состояния конструкции (10%).

Дамир Муратович ФАЗЛИАХМЕТОВ. Проведение стендовых испытаний, проведение тензометрического исследования рам и анализ результатов, подготовка данных для оценки ресурса рам (10%).

Евгений Владимирович МУРАВЛЕВ. Проведение стендовых испытаний, выполнение тензометрического исследования рам и анализ результатов, подготовка данных для оценки ресурса рам (10%).

Олег Александрович ЛОБАЧЕВ. Проведение стендовых испытаний, выполнение тензометрического исследования рам и анализ результатов, подготовка данных для оценки ресурса рам (10%).

CONTRIBUTION OF THE AUTHORS

Sergey V. CHUNIN. Methodological and scientific support, formulation of the goal and objectives, organisation of tests and analysis of their results, evaluation of the frame life, writing and correction of the text (35%).

Alexander S. GASYUK. Methodological and scientific support, organisation of tests and analysis of their results, evaluation of the frame life (25%).

Maksim V. TIMAKOV. Calculations and analysis of the results, assessing the stress-deformation state of the structure (10%).

Damir M. FAZLIKHMETOV. Bench testing, strain gauge testing of frames and analysing the results, preparation of data for frame life assessment (10%).

Evgeniy V. MURAVLEV. Bench testing, strain gauge testing of frames and analysing the results, preparation of data for frame life assessment (10%).

Oleg A. LOBACHEV. Bench testing, strain gauge testing of frames and analysing the results, preparation of data for frame life assessment (10%).

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

The authors have read and approved the final manuscript.

Статья поступила в редакцию 29.09.2023, первая рецензия получена 12.10.2023, вторая рецензия получена 16.10.2023, принята к публикации 13.11.2023.

The article was submitted 29.09.2023, first review received 12.10.2023, second review received 16.10.2023, accepted for publication 13.11.2023.



ПАТЕНТЫ ВНИИЖТ

УСТРОЙСТВО ФИКСАЦИИ КОНТАКТНОГО ПРОВОДА ДЛЯ ОТВОДА КОНТАКТНОЙ ПОДВЕСКИ НАД ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫМИ ПУТЯМИ

А. А. Крылов, А. А. Царьков, П. О. Мусерский,
М. И. Мехедов, В. А. Нелюб,
А. Н. Калинин, И. Д. Золотаренко

Изобретение относится к контактной сети. Устройство фиксации контактного провода для отвода контактной подвески над железнодорожными путями содержит крышку с плоской верхней поверхностью, полый корпус, элемент усиления и накладку. Крышка выполнена с возможностью соединения с полым корпусом. Полый корпус имеет дно, на внутренней поверхности корпуса в нижней его части выполнены выступы для размещения в корпусе элемента

усиления. На внешней поверхности дна корпуса по всей его длине выполнен паз для размещения в нем и фиксации контактного провода. Фиксация контактного провода осуществляется при помощи накладок, выполненных с возможностью прикрепления на нижнюю часть внешней поверхности корпуса. Причем крышка, корпус и элемент усиления выполнены из композитных материалов, а накладки — из нержавеющей стали с защитным напылением из полиуретанового лака. Технический результат изобретения заключается в повышении надежности и прочности устройства.

Патент на изобретение RU 2803210 C1, 11.09.2023.
Заявка № 2023107123 от 24.03.2023.
<https://elibrary.ru/item.asp?id=54659507>

СИСТЕМА ОПОВЕЩЕНИЯ ОБСЛУЖИВАЮЩЕГО ПЕРСОНАЛА О ПРИБЛИЖЕНИИ ПОЕЗДА

В. В. Седов, Д. Е. Щелобов, И. А. Зайцев,
А. В. Каменев, О. А. Макарычева

Заявляемое устройство относится к средствам определения приближения подвижного состава к месту установки средства автоматического контроля технического состояния подвижного состава и местам проведения работ на железнодорожных путях с оповещением работающего на путях персонала. Устройство включает блок обработки информации, соединительную панель, световой информатор номера занятого пути, световой информатор направления движения поезда, речевой информатор приближения поезда/звуковой сигнализатор исправности устройства, звуковой сигнализатор приближения поезда/исправности устройства, концевой выключатель, датчики определения

месторасположения поезда на путях участка контроля. Блок обработки информации содержит кнопку подтверждения, регистратор событий, плату процессора, входную плату, плату индикации, звуковой модуль, выходную плату, плату блока питания и плату фильтров. Устройство выполнено с возможностью контроля свободности участка, имеющего до четырех путей. Достигается повышение надежности и достоверности оповещения.

Патент на изобретение RU 2803222 C1, 11.09.2023.
Заявка № 2023106373 от 17.03.2023.
<https://elibrary.ru/item.asp?id=54659519>

*По вопросам использования интеллектуальной собственности обращаться по адресу: 129626, г. Москва, 3-я Мытищинская ул., д. 10, Научно-издательский отдел АО «ВНИИЖТ».
Тел.: (495) 602-83-01, e-mail: journal@vniizht.ru, www.vniizht.ru*