



ISSN 2223 – 9731 (Print)
ISSN 2713 – 2560 (Online)



ВЕСТНИК НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОГО ИНСТИТУТА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА RUSSIAN RAILWAY SCIENCE JOURNAL

Том 84, №3. 2025

Том 84, №3. 2025

Издается с 1942 г.

Published since 1942



МИНИСТЕРСТВО ТРАНСПОРТА
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ



ТРАНСПОРТ
РОССИИ



МЕЖДУНАРОДНЫЙ ФОРУМ И ВЫСТАВКА ТРАНСПОРТ РОССИИ

TRANSPORT OF RUSSIA | INTERNATIONAL FORUM AND EXHIBITION

18-20 НОЯБРЯ NOVEMBER 2025

📍 Москва, Гостиный Двор | Moscow, Gostiny Dvor

ГЕНЕРАЛЬНЫЙ СПОНСОР



ОАО «РЖД»

ОФИЦИАЛЬНЫЙ ПАРТНЕР
ТОРЖЕСТВЕННОГО СОБРАНИЯ



РОСМОРПОРТ

СПЕЦИАЛЬНЫЙ ПАРТНЕР



ДЕЛО

СПЕЦИАЛЬНЫЙ ПАРТНЕР



РОССИЙСКИЙ
МОРСКОЙ РЕГИСТР
СУДОХОДСТВА

ПАРТНЕР ДЕЛОВОГО ЗАВТРАКА



ИНФРАСТРУКТУРНЫЙ
ХОЛДИНГ

СПЕЦИАЛЬНЫЙ ПАРТНЕР



ПАРТНЕР ДЕЛОВОГО ФОРМАТА



АВТОДОР
ГОСУДАРСТВЕННАЯ КОМПАНИЯ

ПАРТНЕР ДЕЛОВОГО ФОРМАТА



СПОНСОР



СПОНСОР



СПОНСОР



СПОНСОР



ДОРОГИ
И МОСТЫ

СПОНСОР



СТРОИТЕЛЬСТВО И РЕСТАВРАЦИЯ ДОРОГ И МОСТОВЫХ СООРУЖЕНИЙ

СПОНСОР ПРЕМИИ
«ФОРМУЛА ДВИЖЕНИЯ»



Внуково
Международный аэропорт

ПРИ ПОДДЕРЖКЕ



МЕЖДУНАРОДНЫЙ АЭРОПОРТ

ПРИ ПОДДЕРЖКЕ



грузовая
компания

ПРИ ПОДДЕРЖКЕ



Eurasian
Rail Alliance

ПРИ ПОДДЕРЖКЕ



Аэропорт Санкт-Петербурга

ПРИ ПОДДЕРЖКЕ



Совкомфлот

ПРИ ПОДДЕРЖКЕ



ПРИ ПОДДЕРЖКЕ



МОСТОТРЕСТ
-СЕРВИС

ПРИ ПОДДЕРЖКЕ



ЗАЩИТА
ИНФРАСТРУКТУРЫ

ПРИ ПОДДЕРЖКЕ



Российское
Классификационное Общество

ПРИ ПОДДЕРЖКЕ



КОСМОНАВИГАЦИОННО-СПУТНИКОВЫЙ КОМПЛЕКС

ПРИ ПОДДЕРЖКЕ



ПРИ ПОДДЕРЖКЕ



универсально-перевозочный
комплекс

РЕКЛАМА

16+

TRANSWEEK.DIGITAL

ISSN 2223-9731 (Print)

ISSN 2713-2560 (Online)

DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2025-84-3-151-226>

ВЕСТНИК НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОГО ИНСТИТУТА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА (ВЕСТНИК ВНИИЖТ)

RUSSIAN RAILWAY SCIENCE JOURNAL (VESTNIK VNIIZhT)

TOM 84, № 3. 2025

Учредитель:
АО «Научно-исследовательский
институт железнодорожного транспорта»

Адрес учредителя и редакции:
129626, Российская Федерация,
Москва, 3-я Мытищинская ул., 10, стр. 1
Тел.: +7 (495) 602-80-37, 602-81-10

Издается с 1942 г.
Периодичность: 4 номера в год
Подписной индекс: 70116
Свидетельство о регистрации
ПИ № ФС77-83067 от 11.04.2022

Отпечатано в типографии
Индивидуального предпринимателя
Копыльцова Павла Ивановича,
394006, г. Воронеж, ул. Маршала Неделина, д. 27, кв. 56
Тел.: + 7 (995) 494-84-77

Founder:
Railway Research Institute

Founder and editorial address:
Bldg 1, 10, 3rd Mytishchinskaya St., Moscow, 129626,
Russian Federation
Tel.: +7 (495) 602 8037, 602 8110

Published since 1942
Periodicity: Quarterly
Subscription index: 70116
Registration Certificate
PI No. FS77-83067. 11.04.2022

Printed in the printing house
of Individual Entrepreneur Pavel I. Kopyltsov,
27, apt. 56, Marshala Nedelina St., Voronezh, 394052,
Russian Federation
Tel: + 7 (995) 494-84-77

www.journal-vniizht.ru
journal@vniizht.ru

© АО «ВНИИЖТ», 2025

ВЕСТНИК ВНИИЖТ

Цель журнала — публикация результатов передовых научных исследований в области совершенствования транспортных, информационных технологий и технических средств железнодорожного транспорта. Журнал адресован исследователям, аналитикам и практикам железнодорожной и машиностроительной отраслей, а также широкому кругу читателей, интересующихся проблемами развития железнодорожного транспорта.

Научный рецензируемый журнал «Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта» публикует оригинальные научные статьи, ранее не публиковавшиеся в других изданиях.

Журнал предоставляет открытый доступ к полным текстам публикаций, исходя из следующего принципа: открытый доступ к результатам исследований способствует увеличению глобального обмена знаниями.

«Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта» входит в Перечень рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук по научным специальностям и соответствующим им отраслям науки:

- 2.5.2. Машиноведение (технические науки)
- 2.5.3. Трение и износ в машинах (технические науки)
- 2.6.1. Металловедение и термическая обработка металлов и сплавов (технические науки)
- 2.6.17. Материаловедение (технические науки)
- 2.9.2. Железнодорожный путь, изыскание и проектирование железных дорог (технические науки)
- 2.9.3. Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация (технические науки)
- 2.9.4. Управление процессами перевозок (технические науки)

ЖУРНАЛ ИНДЕКСИРУЕТСЯ И АРХИВИРУЕТСЯ В:

Едином государственном
перечне научных изданий
(«Белый список»)



Международной базе открытых
публикаций **Google Академия**



Russian Science Citation Index (**RSCI**)

Russian Science
Citation Index

Международной
электронно-библиотечной
системе **The European Library**



Международной
справочно-библиографической
системе **EBSCO**



Электронном каталоге
научно-технической литературы
ВИНИТИ РАН



Китайской платформе
наукометрических данных **Baidu**



Международной базе
Dimensions



Китайской платформе
наукометрических данных
**China National Knowledge
Infrastructure**



Директории журналов
открытого доступа (**DOAJ**)



Международной реферативной
базе **Ulrichsweb Global
Serials Directory**



Агентстве регистрации
цифровых идентификаторов
(**CrossRef**)



Материалы журнала доступны по лицензии Creative Commons Attribution 4.0 License



Право на оригинал-макет и оформление принадлежит учредителю журнала, авторское право на статьи — авторам

RUSSIAN RAILWAY SCIENCE JOURNAL

The aim is to publish the results of research insights in the field of improving transport and information technologies and technical means of railway transport. The journal is addressed to researchers, analysts and practitioners of the railway and engineering industries, as well as to a wide range of readers interested in the problems of railway transport development.

The scientific peer-reviewed Russian Railway Science Journal publishes original scientific articles, which have not been previously published.

The journal provides direct open access to full text issues — open access to research results contributes to the increase of global knowledge sharing.

The Russian Railway Science Journal is included in the List of peer-reviewed scientific journals published by the Attestation Commission in which major research results from dissertations of Candidate of Science and Doctor of Science degrees are to be published. Scientific specialties and corresponding branches of science are:

- 2.5.2. Machine science (technical sciences)
- 2.5.3. Friction and wear in machines (technical sciences)
- 2.6.1. Metal science and heat treatment of metals and alloys (technical sciences)
- 2.6.17. Materials science (technical sciences)
- 2.9.2. Railway track, survey and design of railways (technical sciences)
- 2.9.3. Railway rolling stock, train traction and electrification (technical sciences)
- 2.9.4. Transportation process management (technical sciences)

THE JOURNAL IS INDEXED AND ARCHIVED IN:

Russian Centre for Science
Information White List



Google Scholar



Russian Science Citation Index
(RSCI)

Russian Science
Citation Index

The European Library



EBSCO Information Services



Russian Institute for Scientific
and Technical Information
(VINITI RAS)



Baidu



Dimensions



China National Knowledge
Infrastructure (CNKI)



Directory of Open Access Journals
(DOAJ)



Ulrichsweb Global Serials
Directory



Digital Object Identifier Registration
Agency (CrossRef)



Journal materials are available under the Creative Commons Attribution 4.0 License



The right to the original layout and design belongs to the founder of the journal, the right of authorship to the articles belongs to the authors

Главный редактор

Косарев Александр Борисович, д-р техн. наук, проф., научный руководитель института — научный секретарь, АО «ВНИИЖТ», Москва, Российская Федерация, Author ID: 352781, <https://orcid.org/0000-0001-9684-036X>

Заместитель главного редактора

Карасев Михаил Николаевич, канд. юрид. наук, директор научно-образовательного центра, АО «ВНИИЖТ», Москва, Российская Федерация, Author ID: 337912, <https://orcid.org/0009-0008-5190-409X>

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Абдурахманов Одил Каландарович, д-р экон. наук, проф., ректор, Ташкентский государственный транспортный университет, Ташкент, Узбекистан, Author ID: 813993, <https://orcid.org/0009-0008-8033-4153>

Бессоненко Сергей Анатольевич, д-р техн. наук, доцент, СГУПС, Новосибирск, Российская Федерация, Author ID: 719058, <https://orcid.org/0000-0001-5782-1596>

Верескун Владимир Дмитриевич, д-р техн. наук, проф., ректор, РГУПС, Ростов-на-Дону, Российская Федерация, Author ID: 513710, <https://orcid.org/0000-0002-9547-8167>

Глюзберг Борис Эйнихович, д-р техн. наук, проф., АО «ВНИИЖТ», Москва, Российская Федерация, Author ID: 298472, <https://orcid.org/0000-0003-2430-7894>

Гуламов Абдулазиз Абдуллаевич, д-р экон. наук, проф., проректор по учебной работе, Ташкентский государственный транспортный университет, Ташкент, Узбекистан, Author ID: 583321, <https://orcid.org/0000-0002-4702-7468>

Дунаев Олег Николаевич, д-р экон. наук, проф., МГИМО, Москва, Российская Федерация, Author ID: 315899, <https://orcid.org/0000-0002-0593-1029>

Ерофеев Михаил Николаевич, д-р техн. наук, проф., ИМАШ РАН, Москва, Российская Федерация, Author ID: 836604, <https://orcid.org/0000-0002-1048-3574>

Захаров Сергей Михайлович, д-р техн. наук, проф., АО «ВНИИЖТ», Москва, Российская Федерация, Author ID: 731500, <https://orcid.org/0000-0003-0077-8376>

Кудрявцев Сергей Анатольевич, член-корреспондент РААСН, д-р техн. наук, проф., ДВГУПС, Хабаровск, Российская Федерация, Author ID: 614674, <https://orcid.org/0000-0001-9438-5033>

Куммер Себастьян, д-р экономики, проф., Венский экономический университет, Институт транспорта и логистики, Вена, Австрия, <https://orcid.org/0000-0002-4840-5256>

Кучумов Владислав Алексеевич, д-р техн. наук, проф., АО «ВНИИЖТ», Москва, Российская Федерация, Author ID: 700131, <https://orcid.org/0000-0003-4025-4155>

Ли Сюэй, д-р наук, проф., Пекинский транспортный университет, Пекин, КНР

Мирошниченко Ольга Федоровна, д-р экон. наук, проф., АО «ВНИИЖТ», Москва, Российская Федерация, Author ID: 384947, <https://orcid.org/0000-0002-3049-5476>

Науменко Сергей Николаевич, д-р техн. наук, АО «ВНИИЖТ», Москва, Российская Федерация, Author ID: 722006, <https://orcid.org/0000-0002-6097-9375>

Овчаренко Сергей Михайлович, д-р техн. наук, доцент, ректор, ОмГУПС, Омск, Российская Федерация, Author ID: 211825, <https://orcid.org/0000-0002-2985-3934>

Савин Александр Владимирович, д-р техн. наук, доцент, АО «ВНИИЖТ», Москва, Российская Федерация, Author ID: 426312, <https://orcid.org/0000-0002-5561-5454>

Сирина Нина Фридриховна, д-р техн. наук, доцент, УрГУПС, Екатеринбург, Российская Федерация, Author ID: 436265, <https://orcid.org/0000-0001-9691-5181>

Федоров Сергей Васильевич, д-р техн. наук, проф., КГТУ, Калининград, Российская Федерация, Author ID: 617155, <https://orcid.org/0000-0003-3104-9862>

Шаумаров Саид Санатович, д-р техн. наук, проф., проректор по научной работе и инновациям, Ташкентский государственный транспортный университет, Ташкент, Узбекистан, Author ID: 914211, <https://orcid.org/0000-0001-8935-7513>

Шимановский Александр Олегович, д-р техн. наук, проф., Белорусский государственный университет транспорта, Гомель, Республика Беларусь, Author ID: 481473, <https://orcid.org/0000-0001-8550-1725>

Шур Евгений Авелевич, д-р техн. наук, проф., АО «ВНИИЖТ», Москва, Российская Федерация, Author ID: 764128, <https://orcid.org/0000-0003-4248-195X>

Эсвельд Конрад, д-р техн. наук, проф. железнодорожной инженерии, Делфтский технологический университет, Делфт, Нидерланды

РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ

Виноградов Сергей Александрович, председатель, канд. техн. наук, генеральный директор АО «ВНИИЖТ», Москва, Российская Федерация

Горячева Ирина Георгиевна, д-р физ.-мат. наук, проф., академик РАН, ИПМех РАН, Москва, Российская Федерация

Дынькин Борис Евгеньевич, д-р техн. наук, проф., почетный президент МАТУ АТР, ЮРГПУ (НПИ) им. М.И. Платова, Ростов-на-Дону, Российская Федерация

Колесников Владимир Иванович, д-р техн. наук, проф., академик РАН, РГУПС, Ростов-на-Дону, Российская Федерация

Лапидус Борис Моисеевич, д-р экон. наук, проф., председатель Объединенного ученого совета ОАО «РЖД», Москва, Российская Федерация

Махутов Николай Андреевич, д-р техн. наук, проф., член-корреспондент РАН, ИМАШ РАН, Москва, Российская Федерация

Мачерет Дмитрий Александрович, д-р экон. наук, проф., АО «ВНИИЖТ», Москва, Российская Федерация

Мугинштейн Лев Александрович, д-р техн. наук, проф., АО «ВНИИЖТ», Москва, Российская Федерация

Назаров Олег Николаевич, канд. техн. наук, ОАО «РЖД», Москва, Российская Федерация

Розенберг Ефим Наумович, д-р техн. наук, проф., первый заместитель генерального директора АО «НИИАС», Москва, Российская Федерация

Смолянинов Александр Васильевич, д-р техн. наук, проф., УрГУПС, Екатеринбург, Российская Федерация

РЕДАКЦИЯ

Анохов Игорь Васильевич, начальник научно-издательского отдела,
Сиротенко Игорь Васильевич, научный редактор,
Гиншпарг Михаил Маркусович, научный редактор,
Редина Анна Эдуардовна, редактор-корректор,
Сямина Александра Андреевна, корректор,
Агафонова Наталия Сергеевна, дизайнер-верстальщик

Поступившие в редакцию материалы не возвращаются. Гонорары не выплачиваются. Все статьи публикуются бесплатно.

Подписано к печати 25.09.2025. Формат бумаги 60х90 1/8. Офсетная печать. Усл. печ. л. 8,84. Тираж 200 экз. Заказ 582925. Цена свободная

Editor-in-Chief

Alexander B. Kosarev, Dr. Sci. (Eng.), Professor,
Scientific Adviser — Scientific Secretary of the Railway Research
Institute, Moscow, Russian Federation, Author ID: 352781,
<https://orcid.org/0000-0001-9684-036X>

Deputy Editor-in-Chief

Mikhail N. Karasev, Cand. Sci. (Jur.), Director of the Science
and Education Centre, Railway Research Institute, Moscow,
Russian Federation, Author ID: 337912,
<https://orcid.org/0009-0008-5190-409X>

EDITORIAL BOARD

Odil K. Abdurakhmanov, Dr. Sci. (Econ.), Professor, Rector
of the Tashkent State Transport University, Tashkent, Uzbekistan,
Author ID: 813993, <https://orcid.org/0009-0008-8033-4153>

Sergey A. Bessonenko, Dr. Sci. (Eng.), Associate Professor,
Siberian Transport University, Novosibirsk, Russian Federation,
Author ID: 719058, <https://orcid.org/0000-0001-5782-1596>

Vladimir D. Vereskun, Dr. Sci. (Eng.), Professor,
Rector of the Rostov State Transport University,
Rostov-on-Don, Russian Federation, Author ID: 513710,
<https://orcid.org/0000-0002-9547-8167>

Boris E. Glyzberg, Dr. Sci. (Econ.), Professor, Railway Research
Institute, Moscow, Russian Federation, Author ID: 298472,
<https://orcid.org/0000-0003-2430-7894>

Abdulaziz A. Gulamov, Dr. Sci. (Econ.), Professor, Vice Rector
for Academic Affairs, Tashkent State Transport University,
Tashkent, Uzbekistan, Author ID: 583321,
<https://orcid.org/0000-0002-4702-7468>

Oleg N. Dunaev, Dr. Sci. (Econ.), Professor, Moscow State Institute
of International Relations, Moscow, Russian Federation,
Author ID: 315899, <https://orcid.org/0000-0002-0593-1029>

Mikhail N. Erofeev, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Mechanical
Engineering Research Institute of the Russian Academy
of Sciences, Moscow, Russian Federation, Author ID: 836604,
<https://orcid.org/0000-0002-1048-3574>

Sergey M. Zakharov, Dr. Sci. (Eng.), Professor,
Railway Research Institute, Moscow, Russian Federation,
Author ID: 731500, <https://orcid.org/0000-0003-0077-8376>

Sergey A. Kudryavtsev, Corresponding member of the Russian
Academy of Architecture and Construction Sciences, Dr. Sci. (Eng.),
Professor, Far Eastern State Transport University, Khabarovsk,
Russian Federation, Author ID: 614674,
<https://orcid.org/0000-0001-9438-5033>

Sebastian Kummer, Dr. Sci. (Econ.), Professor,
Vienna University of Economics and Business, Vienna, Austria,
<https://orcid.org/0000-0002-4840-5256>

Vladislav V. Kuchumov, Dr. Sci. (Eng.), Professor,
Railway Research Institute, Moscow, Russian Federation,
Author ID: 700131, <https://orcid.org/0000-0003-4025-4155>

Li Xuwei, Dr. Sci., Professor, Vice-President of the Engineering
Union of China Transport System, Beijing Jiaotong University, China

Olga F. Miroshnichenko, Dr. Sci. (Econ.), Professor,
Railway Research Institute, Moscow, Russian Federation,
Author ID: 384947, <https://orcid.org/0000-0002-3049-5476>

Sergey N. Naumenko, Dr. Sci. (Eng.), Railway Research Institute,
Moscow, Russian Federation, Author ID: 722006,
<https://orcid.org/0000-0002-6097-9375>

Sergey M. Ovcharenko, Dr. Sci. (Eng.), Associate Professor, Rector
of the Omsk State Transport University, Omsk, Russian Federation,
Author ID: 211825, <https://orcid.org/0000-0002-2985-3934>

Alexander V. Savin, Dr. Sci. (Eng.), Associate Professor,
Railway Research Institute, Moscow, Russian Federation,
Author ID: 426312, <https://orcid.org/0000-0002-5561-5454>

Nina F. Sirina, Dr. Sci. (Eng.), Associate Professor, Ural State
University of Railway Transport, Ekaterinburg, Russian Federation,
Author ID: 436265, <https://orcid.org/0000-0001-9691-5181>

Sergey V. Fedorov, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Kaliningrad State
Technical University, Kaliningrad, Russian Federation,
Author ID: 617155, <https://orcid.org/0000-0003-3104-9862>

Said S. Shaumarov, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Vice Rector for Research
and Innovation, Tashkent State Transport University, Uzbekistan,
Tashkent, Author ID: 914211, <https://orcid.org/0000-0001-8935-7513>

Alexandr O. Shimanovsky, Dr. Sci. (Eng.), Professor,
Belarusian State University of Transport, Gomel, Belarus,
Author ID: 481473, <https://orcid.org/0000-0001-8550-1725>

Evgeniy A. Schur, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Railway Research
Institute, Moscow, Russian Federation, Author ID: 764128,
<https://orcid.org/0000-0003-4248-195X>

Coenraad Esveld, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Delft Technical
University, General Director of the "Esveld Consulting Services",
Delft, Netherlands

EDITORIAL COUNCIL

Sergey A. Vinogradov, Chairman, Cand. Sci. (Eng.), General Director
of the Railway Research Institute, Moscow, Russian Federation

Irina G. Goryacheva, Dr. Sci. (Phys. and Math.), Professor,
Academician of the RAS, Institute for Problems in Mechanics
of the Russian Academy of Science, Moscow, Russian Federation

Boris E. Dynkin, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Honored President
of the IATU APC, Platov South-Russian State Polytechnic University,
Rostov-on-Don, Russian Federation

Vladimir I. Kolesnikov, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Academician
of the Russian Academy of Sciences, Rostov State Transport
University, Rostov-on-Don, Russian Federation

Boris M. Lapidus, Dr. Sci. (Econ.), Professor,
Chairman of the Joint Scientific Council of the Russian Railways
Company, Moscow, Russian Federation

Nikolay A. Makhutov, Dr. Sci. (Eng.),
Professor, Corresponding Member

of the Russian Academy of Sciences, Moscow,
Russian Federation

Dmitriy A. Macheret, Dr. Sci. (Econ.), Professor,
Railway Research Institute, Moscow, Russian Federation

Lev A. Muginshtein, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Railway Research
Institute, Moscow, Russian Federation

Oleg N. Nazarov, Cand. Sci. (Eng.), Deputy Head
of the Technical Policy Department, Russian Railways Company,
Moscow, Russian Federation

Efim N. Rosenberg, Dr. Sci. (Eng.), Professor, First Deputy
General Director of the Research and Design Institute
for Information Technology, Signalling and Telecommunications
in Railway Transportation, Moscow, Russian Federation

Alexander V. Smolyaninov, Dr. Sci. (Eng.), Professor
of the Wagon Department, Ural State University of Railway
Transport, Ekaterinburg, Russian Federation

EDITORIAL STAFF

Igor V. Anokhov, Head of the Scientific Publishing Department,

Igor V. Sirotenko, Scientific Editor,

Mikhail M. Ginshparg, Scientific Editor,

Anna E. Redina, Editor-proofreader,

Alexandra A. Syamina, Proofreader,

Nataliya S. Agafonova, Layout Designer

Received materials are not returned. Fees are not paid. All articles are published free of charge.

Signed to print on 25.09.2025. Format is 60×90 1/8. Offset printing, 8,84 printed sheets. 200 copies. Order No. 582925. Free price

СОДЕРЖАНИЕ

Обращение главного редактора	158
------------------------------------	-----

ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Проектирование мостовых переходов с учетом распределения изгибной и крутильной жесткости по высоте пролетного строения

А. А. Локтев, И. В. Шишкина	160–168
-----------------------------------	---------

Анализ возможности сходов колес с рельсов из-за вкатывания на остряк

Б. Э. Глюзберг, Е. А. Тимакова, Г. Р. Юргельс	169–178
---	---------

Унифицированный вероятностный подход к оценке усталости металлоконструкций подвижного состава

Р. В. Гучинский	179–189
-----------------------	---------

Выбор критериев оценки эффективности вибродиагностирования узлов подвижного состава на современном этапе цифровизации для гармонизации нормативных документов

В. Ю. Тэттэр, О. В. Гателюк, А. Ю. Тэттэр	190–198
---	---------

Выбор расчетных методов учета сложного напряженно-деформированного состояния и среднего напряжения цикла для локализации места зарождения усталостной трещины в упругой клемме

В. О. Березин, А. В. Замуховский, А. А. Ефимов	199–214
--	---------

Полигонные испытания стыковых накладок шарнирного типа

О. А. Суслов, В. А. Трушкин, М. А. Гришина, К. В. Клементьев	215–226
--	---------

CONTENTS

Editor-in-Chief address	158
-------------------------------	-----

TECHNICAL MEANS OF RAILWAY TRANSPORT

Design of bridge crossings with the distribution of bending and torsional stiffness over the height of the superstructure Alexey A. Loktev, Irina V. Shishkina.....	160–168
Analysis of possible wheel derailments from rolling onto contact tongue Boris E. Glyuzberg, Elena A. Timakova, Gleb R. Yurgels	169–178
Unified probabilistic approach for fatigue assessment of rolling stock bearing structures Ruslan V. Guchinsky.....	179–189
Selection of criteria for assessing the effectiveness of vibration diagnostics of rolling stock units at the current stage of digitalisation for the harmonisation of regulatory documents Vladimir Yu. Tetter, Oleg V. Gatelyuk, Alexander Yu. Tetter	190–198
Selection of calculation methods for accounting complex stress-strain state and mean cycle stress for the origin of fatigue crack in elastic clamp localisation Vadim O. Berezin, Alexander V. Zamukhovskiy, Andrey A. Efimov.....	199–214
Proving ground tests of pin and link fishplates Oleg A. Suslov, Vyacheslav A. Trushkin, Marina A. Grishina, Kirill V. Klementyev.....	215–226

ОБРАЩЕНИЕ ГЛАВНОГО РЕДАКТОРА EDITOR-IN-CHIEF ADDRESS



Дорогие авторы и читатели!

Журнал «Вестник ВНИИЖТ» продолжает развиваться и активно работать над повышением своего научного уровня, доступности для авторов и читателей, расширением спектра освещаемых исследований. Это приносит свои результаты. В июле 2025 г. журнал успешно прошел экспертизу группы «Инженерные и технические науки» с включением его в ядро РИНЦ и базу Russian Science Citation Index (RSCI). Стоит отметить, что на данный момент в России насчитывается только восемь журналов из RSCI по тематике «Транспорт», и «Вестник ВНИИЖТ» теперь входит в это число.

В целом в базу RSCI включаются лучшие российские журналы РИНЦ: по состоянию на 29 июля 2025 г. в ней числится всего 1074 журнала по всем научным тематикам. Включение Вестника в этот ограниченный перечень наиболее авторитетных изданий свидетельствует о признании его высокого научного уровня.

Немаловажно, что авторы опубликованных в Вестнике статей теперь получили возможность претендовать на получение грантов от РНФ и других фондов.

Научный журнал является «лицом» или витриной его издателя — университета или исследовательского института. После включения Вестника в перечень RSCI и ядро РИНЦ можно уверенно сказать, что наш журнал достойно представляет АО «ВНИИЖТ» и российскую железнодорожную науку.

Я хочу поблагодарить весь коллектив редакции журнала, рецензентов, авторов и читателей за доверие и поддержку. Пусть новые достижения вдохновляют нас на дальнейшие успехи, а научные открытия приносят пользу обществу и развитию науки.

С уважением,
главный редактор журнала
«Вестник Научно-исследовательского института
железнодорожного транспорта»,
доктор технических наук, профессор
Александр Борисович Косарев

Dear authors and readers!

The Russian Railway Science Journal continues to develop and actively work to improve its scientific level, accessibility for authors and readers, and expand the range of covered research. It yields its own results. In July 2025, the journal successfully passed expert review in the Engineering and Technical Sciences group and was included in the RSCI core and Russian Science Citation Index (RSCI) database. It is worth mentioning that currently there are only eight journals in RSCI database on the topic of “Transport” in Russia, and Russian Railway Science Journal is ranked among the leading journals in the list.

In general, the RSCI database includes the best Russian journals: as of July 29th, 2025, it contains only 1,074 journals on all scientific topics. The inclusion of the Russian Railway Science Journal in this limited list of the most reputable publications indicates the recognition of its high scientific level.

It is also important that the articles published in our journal henceforth give authors the opportunity to apply for grants from the Russian Science Foundation and other grant donors.

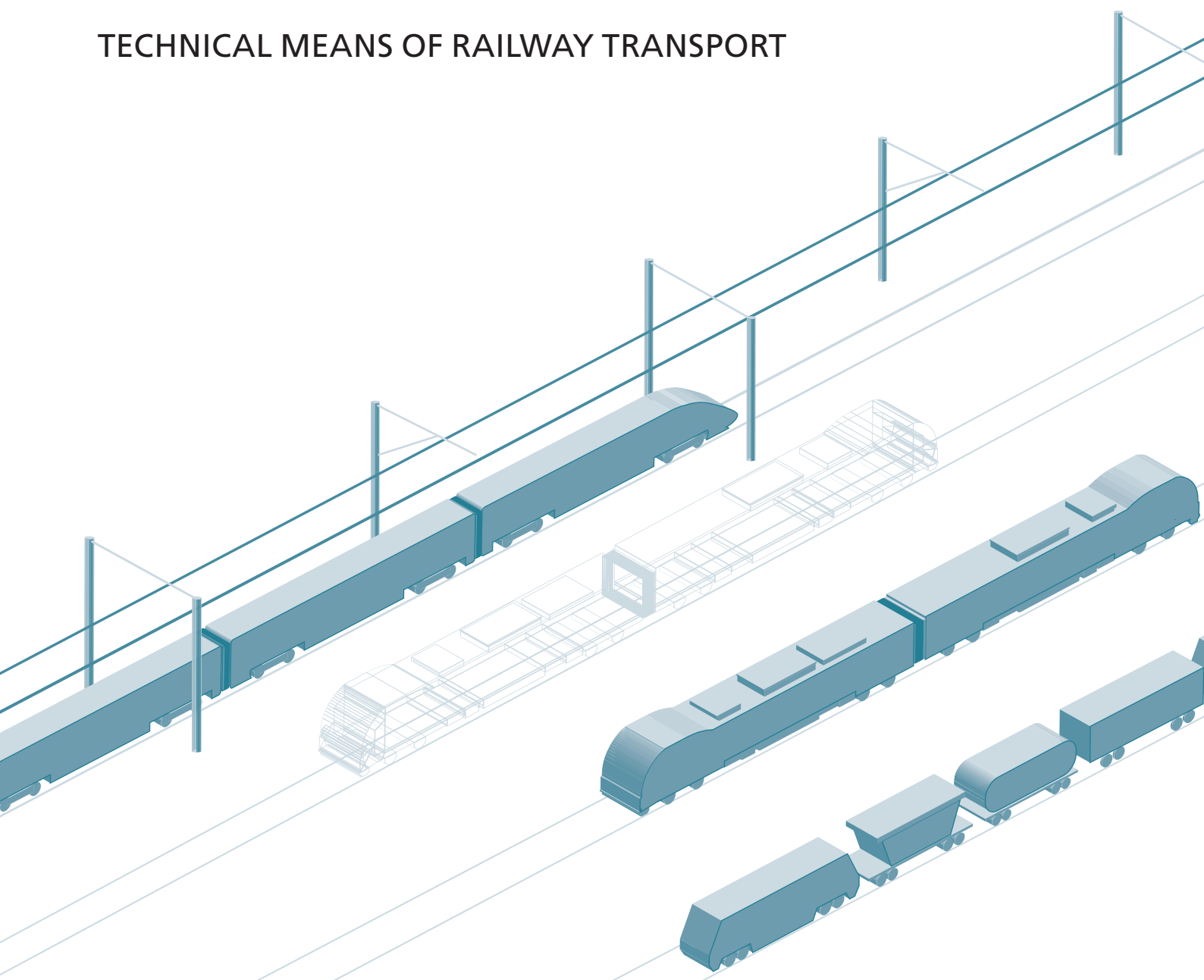
Scientific journal is the “face” or showcase of its publisher, a university or research institute. After the inclusion in the RSCI list and the RSCI core, we could confidently say that our journal honourably represents Railway Research Institute and Russian railway science.

I would like to express gratitude to the editorial staff of the journal, reviewers, authors and readers for their trust and support. May new achievements inspire us to further success and scientific discoveries benefit society and science development.

Sincerely,
Editor-in-Chief of the Russian Railway Science Journal,
Dr. Sci. (Eng.), Professor
Alexander B. Kosarev

ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

TECHNICAL MEANS OF RAILWAY TRANSPORT



ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Оригинальная научная статья

УДК 624.21.09

EDN: <https://elibrary.ru/nawjzy>DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2025-84-3-160-168>

Научная специальность: 2.9.2. Железнодорожный путь, изыскание и проектирование железных дорог; 2.1.8. Проектирование и строительство дорог, метрополитенов, аэродромов, мостов и транспортных тоннелей



Проектирование мостовых переходов с учетом распределения изгибной и крутильной жесткости по высоте пролетного строения

А. А. Локтев, И. В. Шишкина✉

Российский университет транспорта (РУТ (МИИТ)),
Москва, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Введение. В настоящее время развитие транспортных магистралей достаточно строго привязано к городским агломерациям, а также региональным и международным логистическим коридорам, в связи с чем растет актуальность создания многоуровневых транспортных развязок вблизи магистральных узлов и хабов. При этом важным является обеспечение статических и кинематических габаритов в различных уровнях путепроводных и тоннельных развязок. В статье предлагается вместо типового использования балочных, арочных или ферменных пролетных конструкций рассмотреть возможность применения двухопорной пролетной конструкции как элемента, нагруженного на который от транспортного средства прикладывается в среднюю часть по высоте поперечного сечения.

Материалы и методы. Рассмотрены несколько типовых конструкций пролетного строения для автомобильного и железнодорожного видов транспорта, и на основании имеющихся инженерных решений были выработаны предложения по разделению поперечного сечения пролетного строения на верхнюю и нижнюю часть относительно плоскости приложения поездной динамической нагрузки. При этом параметры жесткости пролетного сечения представляются в виде функции от ортогональных пространственных координат. Использован метод линеаризации искомых функций на элементарных временных интервалах, применяемых для решения определяющих дифференциальных уравнений.

Результаты. Получены динамические вертикальные перемещения точек поперечного сечения пролетного строения в зависимости от типа сечения и распределения функции жесткости по высоте. Варьирование геометрическими параметрами поперечного сечения пролетного строения моста в интервале допустимых значений позволяет изменять максимальные перемещения точек сечения для удержания их в коридоре нормативных величин, что может быть востребовано при расчете конструкции по первой и второй группе предельных состояний.

Обсуждение и заключение. Представленная модель является упрощенной и не учитывает ряд факторов, таких как демпфирование в материале конструкции, неровности на поверхности проезжей части и особенности взаимодействия колес подвижного состава с пролетным строением. Дальнейшие исследования в данной области могут быть направлены на разработку более точных математических моделей, учитывающих широкий спектр факторов, влияющих на динамическое поведение мостовых переходов. Также представляется перспективным проведение экспериментальных исследований на реальных конструкциях, что позволит верифицировать полученные расчетные данные и разработать практические рекомендации по оптимизации конструкции мостовых переходов с учетом распределения изгибной и крутильной жесткости по высоте пролетного строения.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: железная дорога, габариты, двухопорная пролетная конструкция, метод линеаризации, мостовой переход

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Локтев А. А., Шишкина И. В. Проектирование мостовых переходов с учетом распределения изгибной и крутильной жесткости по высоте пролетного строения // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2025. Т. 84, № 3. С. 160–168. DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2025-84-3-160-168>.

✉ shishkinaira@inbox.ru (И. В. Шишкина)

© Локтев А. А., Шишкина И. В., 2025

TECHNICAL MEANS OF RAILWAY TRANSPORT

Original article

UDK 624.21.09

EDN: <https://elibrary.ru/nawjzy>DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2025-84-3-160-168>

Scientific specialty: 2.9.2. Railway track, survey and design of railways; 2.1.8. Design and construction of roads, subways, airfields, bridges and transport tunnels



Design of bridge crossings with the distribution of bending and torsional stiffness over the height of the superstructure

Alexey A. Loktev, Irina V. Shishkina✉

Russian University of Transport,
Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

Introduction. Currently, the development of transport highways is strictly linked to urban agglomerations, regional and international logistics corridors, therefore, the urgency of creating multi-level transport interchanges near main hubs is growing. At the same time, it is important to ensure static and kinematic dimensions at various levels of overpasses and underpasses. The article proposes to avoid default usage of beam, arched or truss superstructures and considers a two-support superstructure as an element on which the load from the vehicle is applied to the middle part of the height of the cross-section.

Materials and methods. Several standard superstructure designs for automobile and railway transport modes were considered. According to the available engineering solutions, proposals were developed for dividing the cross-section of the superstructure into an upper and lower part relative to the plane of application of the train dynamic load. The stiffness parameters of the superstructure section are represented as a function of orthogonal spatial coordinates. Linearisation method is used as the solution method of the desired functions on elementary time intervals in order to solve the defining differential equations.

Results. Dynamic vertical displacements of the superstructure cross-section points are obtained depending on the type of section and the distribution of the stiffness function over height. Variation of the geometric parameters of the bridge span cross-section in the range of permissible values enables to change the maximum movements of the cross-section points to keep them in the line of standard values, which may be in demand during calculation of the structure for the first and second groups of limit states.

Discussion and conclusion. The presented model is simplified and does not consider a number of factors, such as damping in the structural material, irregularities on the surface of the traffic area and the interaction of the rolling stock wheels with the superstructure. Further research may be aimed at developing more accurate mathematical models that take into account a wide range of factors affecting the dynamic behaviour of bridge crossings. It also seems promising to conduct experimental studies on real structures, which would allow to verify the calculated obtained data and develop practical recommendations for optimising the design of bridge crossings with the distribution of bending and torsional stiffness over the height of the superstructure.

KEYWORDS: railway, overall dimensions, two-support superstructure, linearisation method, bridge crossing

FOR CITATION: Loktev A. A., Shishkina I. V. Design of bridge crossings with the distribution of bending and torsional stiffness over the height of the superstructure. *Russian Railway Science Journal*. 2025;84(3):160–168. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2025-84-3-160-168>.

Введение. В современном проектировании мостовых сооружений наблюдается тенденция к оптимизации конструктивных решений, направленная на снижение материалоемкости и повышение эксплуатационной эффективности. Развитие логистических маршрутов и транспортных коридоров, как правило, привязано к определенным географическим координатам и населенным пунктам. С точки зрения удобства эксплуатации, строительства и ремонта, технологичности, экологической и транспортной безопасности объекты инфраструктуры должны располагаться достаточно плотно в плане, что предполагает пересечение магистралей, дорог, направляющих конструкций на различных уровнях. Важным вопросом при этом является, с одной стороны, обеспечение статических, кинематических и иных габаритных размеров, а с другой стороны — необходимость увязки транспортных сооружений с существующей застройкой, объектами инфраструктуры, древесными насаждениями и т. д. Решение этих вопросов требует более полного использования окологабаритного пространства транспортных средств, т. е. предполагается, что подвижная нагрузка будет передаваться на плоскость в средней части поперечного сечения, а не на верхний или нижний пояс, поскольку такая компоновка пролетного строения, в зависимости от его длины, меньше увеличивает общую высоту транспортной развязки.

Подобные задачи неоднократно рассматривались отечественными и зарубежными учеными и инженерами, в том числе применительно к одиночным пересечениям железнодорожных и водных путей [1–3], железным и автомобильным дорогам [4–6] или к двум железным дорогам [7–10]. Вопрос о габаритном пространстве поднимался в этих работах только применительно к расположенному ниже пути, а также решался ряд сопутствующих задач. Так, в работе [1] авторы рассмотрели влияние высокочастотных динамических воздействий на конструкцию мостового перехода и на материал, из которого были изготовлены основные элементы несущей конструкции. В работе [2] исследованы перспективные конструкции мостовых переходов и путепроводов, а также соотношения соседних длин пролетов в неразрезной мостовой конструкции и возникающих внутренних усилий, включая определение мест концентрации напряжения. Вопросам сопряжения дорожного полотна на искусственном сооружении и земляном полотне посвящена статья [3], в которой также изучены вопросы совместного деформирования различных частей транспортного сооружения. Оптимальные решения для транспортных развязок в области конструктивных решений и используемых материалов, которые могут быть применены

для различных условий проектирования, строительства и эксплуатации мостовых переходов, были представлены в работах [4, 5]. Динамические нагрузки высокой интенсивности (аэродинамические, подвижные, перемещающиеся с высокими скоростями, сейсмические и т. д.) проанализированы в работах [6, 7]: предложенные ими подходы в описании основных нагрузок, действующих на элементы искусственного сооружения, позволяют оценить влияние на общую работу конструкции верхнего и нижнего пояса поперечного сечения. В работах [8–10] изучены аспекты влияния на мостовые переходы высокоскоростного движения, которое в том числе приводит и к необходимости проектирования многоуровневых транспортных развязок в одном месте топографической карты местности.

В рассмотренных выше работах были успешно изучены многие частные вопросы проектирования, строительства, эксплуатации и ремонтов искусственных сооружений, однако современное развитие транспортных узлов и развязок заставляет исследователей и инженеров искать пути агрегирования полученных знаний.

В настоящей статье авторы стремятся увязать функционирование нескольких пересекающихся в плане искусственных сооружений при действии на них динамической нагрузки с более полным использованием окологабаритного пространства для железнодорожных транспортных средств. При этом предполагается учет не только поперечного изгиба, но и возможного кручения конструкции при несовпадении осей сооружения и приложения внешних сил.

Материалы и методы. В настоящем исследовании предпринимается попытка расчетно обосновать с помощью методов математического моделирования и декомпозиции многофакторных задач использование при проектировании и строительстве транспортных развязок мостовых переходов с приближением основных несущих конструкций к габаритному пространству.

Такой подход позволяет распределить изгибную и крутильную жесткость по высоте пролетного строения для автомобильного или железнодорожного транспорта и уменьшить геометрические вертикальные размеры поперечного сечения пролетного строения (рис. 1).

Основная нагрузка от железнодорожного подвижного состава передается сверху вниз, а наибольшие величины, характеризующие передачу нагрузки от подвижного состава на элементы конструкции, в традиционных расчетных схемах мостовых переходов возникают на уровне верхнего строения, что связано с решением контактной задачи, позволяющей проследить передачу веса экипажа далее на несущие конструкции, вплоть до опор мостового перехода¹ [1–3].

¹ Динамический расчет зданий и сооружений (Справочник проектировщика) / под ред. Б. Г. Коренева, И. М. Рабиновича. М.: Стройиздат, 1984. 303 с.

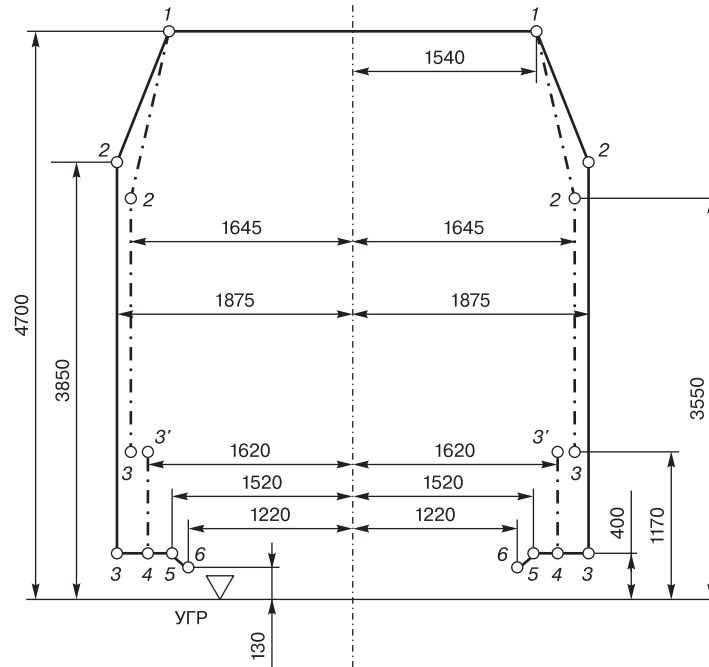


Рис. 1. Габарит подвижного состава ГЦ (GC) и гармонизированный с ним габарит ГЦ_{ГЦ} (GC_{ГЦ})*:

— — — — — исходное очертание кинематического габарита ГЦ (GC) для высокоскоростной трансевропейской магистрали железных дорог колеи 1435 мм;

— — — — — кинематический габарит подвижного состава ГЦ_{ГЦ} (GC_{ГЦ}) для высокоскоростных магистралей железных дорог колеи 1520 (1524) мм;

УГР — уровень верха головок рельсов;

точки 1, 2, 3, 4, 5, 6, 3' определяют конфигурацию границы габаритной зоны на различных высотах от уровня головки рельса

* Источник: ГОСТ 9238–2022. Межгосударственный стандарт. Габариты железнодорожного подвижного состава и приближения строений

Fig. 1. Size of the rolling stock HZ (GC) and size dimension HZ_{HZ} (GC_{HZ})*:

— — — — — initial outline of the kinematic dimension HZ (GC) for the high-speed trans-European railway mainline with a 1435 mm gauge;

— — — — — kinematic dimension of the rolling stock HZ_{HZ} (GC_{HZ}) for high-speed railway lines with a 1520 (1524) mm gauge;

УГР — top of the rail heads;

points 1, 2, 3, 4, 5, 6, 3' — configuration of the dimensional zone boundary is determined at different heights from the level of the rail head

* Source: GOST 9238–2022. Interstate standard. Dimensions of railway rolling stock and approximations of structures

Выбор типа габарита подвижного состава определяется действующими нормативами, но поскольку в настоящее время активно развивается концепция строительства высокоскоростных автомобильных и железнодорожных магистралей, то нормативно-техническая документация будет еще претерпевать изменения — и скорее всего в сторону увеличения геометрических размеров габаритного пространства [5, 6].

В настоящей работе для описания динамического поведения пролетного строения мостового перехода используется модель шарнирно опертой балки, вертикальные колебания которой представляются следующим дифференциальным уравнением [6, 7]:

$$m \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + c_b \frac{\partial w}{\partial t} + c_i \frac{\partial^4 \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)}{\partial x^4} + EI \frac{\partial^4 \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)}{\partial x^4} = \sum_{j=1}^N P[U_j(t, V, L) + U_j(t - t_c, V, L)], \quad (1)$$

где m — погонная масса балочного строения, кг/м;

w — вертикальное перемещение точек срединной линии балки, м;

c_b — коэффициент внешнего вязкого сопротивления;

c_i — коэффициент внутреннего трения;

E — приведенный модуль упругости материала балочного строения, МПа;

I — момент инерции поперечного сечения относительно горизонтальной оси, м⁴;

t_c — временной интервал между наездом на пролетное строение первой колесной пары и съездом с пролета последней колесной пары, с;

t — время как переменная величина, относительно которой происходит дифференцирование и интегрирование, отсчитывается с момента начала приложения внешней нагрузки к конструкции пути, с;

x — координата точки приложения внешних сил, отсчитываемая от начала пролетного строения, м;

N — число колесных пар, воздействующих на пролет, шт.;

j — индекс суммирования;
 P — величина внешней сосредоточенной силы, кН;
 U_j — функция интенсивности воздействия от j -й колесной пары, кН;
 V — скорость движения транспортного средства, м/с;
 L — общая длина пролетного строения, м.
 Уравнение (1) решается с помощью граничных условий, определяющих тип закрепления пролетного строения искусственного сооружения мостового типа по его концам [6, 7, 9]:

$$\begin{aligned} u(x=0, t) &= 0, \\ u(x=L, t) &= 0, \\ EI \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}(x=0, t) &= 0, \\ EI \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}(x=L, t) &= 0, \end{aligned} \quad (2)$$

где u — поперечное перемещение исследуемой точки пролета при действии нагрузки, м.

Также требуются начальные условия, позволяющие понять состояние нагрузки в начальный момент времени в некоторой точке на балке пролетного строения [6–8]:

$$\begin{aligned} u(x, t=0) &= 0, \\ \frac{du}{dt}(x, t=0) &= 0. \end{aligned} \quad (3)$$

Рассматривая соотношения (1)–(3) в качестве системы определяющих уравнений, вертикальные перемещения точек балочного пролетного строения можно представить в виде следующего выражения:

$$u(x, t) = \sum_{n=1}^{\infty} q_n(t) \sin \frac{n\pi x}{L}, \quad (4)$$

где $q_n(t)$ — обобщенная координата для формы колебаний порядка n ;

n — число интервалов разбиения процесса нагружения, шт.;

π — математическая постоянная, определяющая отношение длины окружности к ее диаметру.

С помощью (4) можно записать определяющее уравнение (1) относительно обобщенных координат:

$$q_n(t) = \frac{1}{m\omega_{nd}} \int_0^t F_n(\tau) \exp(-\xi_n \omega_n(t-\tau)) \sin(\omega_{nd}(t-\tau)) d\tau. \quad (5)$$

Здесь:

$$F_n(\tau) = \sum_{j=1}^N P_n[U_j(t, V, L) + U_j(t - t_c, V, L)],$$

$$U_j(t, V, L) = \delta(x - V(t - t_j)) \left[H(t - t_j) - H\left(t - t_j - \frac{L}{V}\right) \right],$$

где P_n — сила, передающаяся пролетному строению от колесной пары, порядковым номером n , который рассчитывается в соответствии с очередностью колесных пар от начала пролетного строения, кН;

δ — дельта-функция Дирака;

H — ступенчатая функция Хевисайда;

t_j — время прихода j -й колесной пары на балочный пролет, с;

d — расстояние между колесными парами, м;

ω_{nd} — циклическая частота, учитывающая затухание колебательного процесса, Гц;

ξ_n — коэффициент затухания для формы колебаний порядка n ;

F_n — приращение внешней сосредоточенной силы от n -й колесной пары в момент ее прихода в искомую точку пролетной конструкции, кН;

τ — элементарный временной интервал, применяемый для линейной аппроксимации неизвестных искомых функций, с;

ω_n — частота вынужденных колебаний при воздействии n -й колесной пары, Гц.

Вычислительная процедура, используемая для решения определяющих уравнений на электронно-вычислительной машине, предполагает разделение характерного временного интервала (период собственных колебаний для стационарных процессов и время прихода упругой волны в заданную точку конструкции для нестационарных процессов) на k равных частей [8, 9]. Длительность одной такой части (элементарного временного интервала, с) τ выбирается исходя из условия линейности основных искомых функций на каждом элементарном интервале $(k-1)\tau \leq t \leq k\tau$. Первая производная от перемещения по времени при этом определяется по следующему выражению:

$$\frac{du(k\tau)}{dt} = \frac{(u_k - u_{k-1})}{\tau}, \quad (6)$$

где k — текущий порядковый номер элементарного временного интервала, используемого для линеаризации искомых функций.

В формуле (6) вместо u может выступать любое линейное или угловое перемещение, измеряемое в метрах или радианах соответственно, определяемое в процессе решения задачи. Алгоритмы линеаризации искомых функций при достаточно строгой процедуре выбора элементарного временного интервала широко применяются в современных вычислительных комплексах для прямого интегрирования определяющих дифференциальных уравнений движения, позволяя через значения функции в начальной точке интервала вычислить значения функции в конце временного промежутка [10, 11]. Для задания начальных значений искомых функций используются начальные условия уравнения (3).

Скорости и ускорения точки деформируемого элемента конструкции, входящие в уравнение (1), определяются согласно вычислительной схеме в следующем виде:

$$\begin{aligned}\ddot{u}(t) &= \ddot{u}(t_0) + \frac{t-t_0}{\tau} [\ddot{u}(t+t_0) - \ddot{u}(t_0)], \\ \dot{u}(t+\tau) &= \dot{u}(t_0) + \tau[(1-\gamma)\ddot{u}(t) + \gamma\ddot{u}(t+\tau)], \\ u(t+\tau) &= u(t_0) + \tau\dot{u}(t) + \\ &+ \tau^2[(0,5-\beta)\ddot{u}(t) + \beta\ddot{u}(t+\tau)],\end{aligned}\quad (7)$$

где γ, β — параметры, отвечающие за точность и устойчивость получаемого результата интегрирования, в широком смысле эти величины укладываются в интервалы $0 \leq \gamma \leq 1$ и $0 \leq 2\beta \leq 1$;

$\ddot{u}$ — ускорение поперечного перемещения исследуемой точки пролета при действии нагрузки, м;

$\dot{u}$ — скорость поперечного перемещения исследуемой точки пролета при действии нагрузки, м;

t_0 — время прихода в заданную точку колесной пары, отсчитываемое с момента наезда колесной пары на пролетное строение, с.

Подобная схема позволяет из определяющего уравнения получить рекуррентную формулу для определения неизвестных перемещений и их производных по времени в различные последовательные моменты времени $\tau_i = \tau i$ [12, 13], где τ_i — приращение общего времени деформирования конструкции пролетного строения с момента начала динамического воздействия на нее, в виде нарастающего итога от предыдущих интервалов линеаризации; i — порядковый номер элементарного временного интервала, используемого при линеаризации искомой функции.

Определяющее функциональное уравнение (1) предлагается решать в виде разложения типа (4) относительно обобщенных координат (5) для ограничения числа связанных линейных переменных с использованием граничных (2) и начальных (3) условий. После подстановки (4) и (5) в (1) и применения условий (2), (3) требуется использовать вычислительную схему на основе линеаризации искоемых функций в виде (6), а их производных — в виде (7). Данную процедуру можно автоматизировать с помощью современных языков программирования или используя один из современных вычислительных комплексов.

Для моделирования приложения внешней нагрузки от подвижного состава предлагается использовать систему сосредоточенных сил [14, 15], соответствующих нагрузке на ось грузового полувагона 22 тс в виде тележки типа 18-9890, имеющей базу 1850 мм, размер пролетного строения 20 м, а скорость движения экипажа — 40 км/ч. При этом предполагается, что центр тяжести вагона не изменяется во время движения и нагрузка на оси колесных пар одинакова, т.е.

не учитываются подвижность груза и другие особенности движения состава (например, галопирование, подергивание и т.д.).

На рис. 2 представлены графические зависимости функции вертикальных перемещений от времени для различных значений величины h_b , отсчитываемой от верхнего положения полки поперечного сечения пролетного строения. Кривая 1 соответствует $h_b = 0$, кривая 2 — $h_b = 1$ м, кривая 3 — $h_b = 2$ м. Рассматриваемое поперечное сечение находится в середине пролетного строения, т.е. координата $x = l/2$. После определения вертикального перемещения (прогиба) также можно определить внутренние усилия и напряжения в конкретных точках мостового перехода, выполнить проверку несущей способности и т.д. [16, 17]. В настоящей работе предполагается, что для определения динамического состояния и поведения конструкции при действии нагрузки от подвижного состава будет достаточно функции вертикальных перемещений [18, 19].

Неизвестные величины, входящие в определяющие уравнения и описывающие динамическое поведение пролетной конструкции, представляются в виде разложений на ряды, функциональные коэффициенты которых определяются по описанной процедуре. В качестве неизвестных функций чаще всего выступают линейные перемещения в декартовой системе координат. При этом каждое слагаемое степенного разложения должно иметь размерность метра (миллиметра), а поскольку показатель степени времени возрастает с порядковым номером слагаемого, то каждый функциональный коэффициент имеет свою размерность и зависит от сочетания различных геометрических и механических характеристик конструкции и материала, из которого она изготовлена.

Влияние момента инерции поперечного сечения на вертикальный прогиб начинает сказываться со второго слагаемого степенного разложения для вертикального перемещения. Из анализа графиков можно сказать, что в начале перемещения точек пролетного строения локальные экстремумы по времени возникновения практически совпадают для разных поперечных сечений, отличаясь только величиной перемещения, а после в течение $\approx 1,25$ с происходит смещение локальных максимумов и минимумов кривой вертикальных перемещений, что связано с въездом на пролетное строение второй тележки полувагона, после чего происходит не только рост амплитудных значений, но и меняется время возникновения экстремумов. Представленные графики хорошо демонстрируют зависимость вертикальных перемещений точек поперечного сечения медианной оси пролетного строения при изменении жесткости посредством различного положения горизонтального элемента,

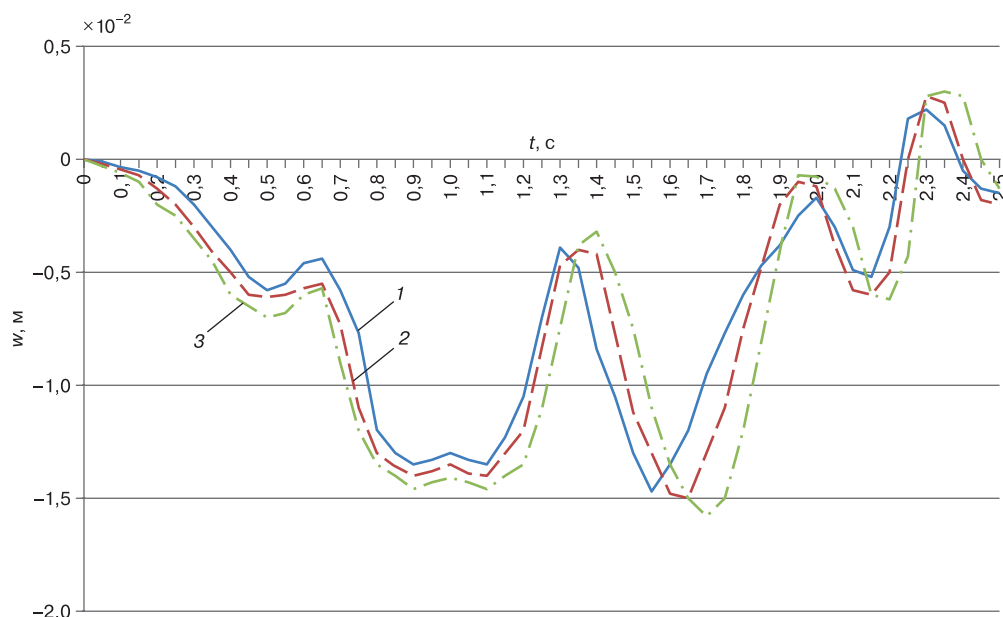


Рис. 2. Зависимость вертикального перемещения средней линии пролетного строения в его середине от времени при движении экипажа с тележкой типа 18-9890*:

по оси абсцисс откладывается время, прошедшее с момента наезда колесной пары на пролетное строение, по оси ординат — вертикальные перемещения исследуемых точек конструкции

* Источник: данные авторов

Fig. 2. Dependence of the vertical movement of the midline of the superstructure in its middle on the time when moving a carriage with a type 18-9890 bogie*:

abscissa axis shows the time elapsed since the wheel pair hit the superstructure, and ordinate axis shows the vertical movements of the studied points of the structure

* Source: authors' data

к которому непосредственно прикладывается подвижная нагрузка от транспортного средства. Изменение момента инерции в интервале рассмотренных значений приводит к увеличению вертикального прогиба на 15% и смещению времени возникновения экстремума на 0,1–0,2 с.

Результаты. Анализируя полученные графические зависимости, можно отметить изменение характера деформирования пролетного строения, например, возрастание амплитуды вертикальных перемещений выбранной точки балочного пролетного строения при изменении расстояния между горизонтальными плоскостями жесткости поперечного сечения, что будет сказываться при расчете несущей способности мостового перехода, как по первой, так и по второй группе предельных состояний. С точки зрения конструктивных решений это означает необходимость использования околоработного пространства в нижней половине от центра тяжести подвижного состава с одновременным ограничением высоты коробчатой части поперечного сечения под плоскостью приложения подвижной нагрузки. Также наблюдается смещение времени возникновения локальных экстремумов функции вертикальных перемещений, что может существенно

сказаться на рекомендуемой скорости движения экипажа, исходя из условия соблюдения антирезонансного режима. Предлагаемый подход позволяет на этапе проектирования пролетного строения, изменяя геометрические размеры расположения различных частей поперечного сечения при неизменной его площади, добиться уменьшения максимальных нормальных перемещений на величину до 15%, что, в свою очередь, позволит выполнить требование нормативных документов и обеспечить работу конструкции при увеличении скоростей движения экипажей.

Обсуждение и заключение. Полученные результаты могут быть востребованы как при проектировании новых мостовых переходов на транспортных магистралях, так и для оптимизации элементов конструкций существующих мостов в условиях увеличения скоростей движения транспортных средств, поскольку время возникновения экстремумов функции динамических вертикальных перемещений зависит от геометрических параметров поперечного сечения пролетного строения.

Благодарности: авторы выражают благодарность рецензентам за полезные замечания, способствовавшие улучшению статьи.

Acknowledgements: the authors express gratitude to the reviewers for useful comments that contributed to the improvement of the article.

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

- Гридасова Е. А., Никифоров П. А., Локтев А. А., Гришин А. В., Сухорада А. Е. Влияние высокочастотного нагружения на структуру малоуглеродистой стали // Наука и техника транспорта. 2017. № 2. С. 82–91. EDN: <https://elibrary.ru/ysphyv>.
- Gridasova E. A., Nikiforov P. A., Loktev A. A., Grishin A. V., Sukhorada A. E. The effect of high-frequency loading on the structure of low-carbon steel. *Science and Technology in Transport*. 2017;(2):82–91 (In Russ.). EDN: <https://elibrary.ru/ysphyv>.
- Loktev A., Korolev V., Shishkina I., Illarionova L., Loktev D., Gridasova E. Perspective Constructions of Bridge Crossings on Transport Lines. *Advances in Intelligent Systems and Computing*. 2020;1116:209–218. https://doi.org/10.1007/978-3-030-37919-3_20. EDN: <https://elibrary.ru/ynivet>.
- Ланис А. Л., Разуваев Д. А., Ломов П. О. Сопряжение подходов насыпей с мостами и путепроводами // Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии. 2016. № 2 (48). С. 110–120. EDN: <https://www.elibrary.ru/vtnxnz>.
- Lanis A. L., Razuvaev D. A., Lomov P. O. Conjugation of approach fill with bridge and overbridge. *The Russian Automobile and Highway Industry Journal*. 2016;2(48):110–120. (In Russ.). EDN: <https://www.elibrary.ru/vtnxnz>.
- Поляков В. Ю. Синтез оптимальных пролетных строений для высокоскоростной магистрали // Строительная механика и расчет сооружений. 2016. № 3 (266). С. 35–42. EDN: <https://www.elibrary.ru/vzycph>.
- Polyakov V. Yu. Synthesis of optimal superstructures for a high-speed highway. *Structural Mechanics and Analysis of Constructions*. 2016;3(266):35–42. (In Russ.). EDN: <https://www.elibrary.ru/vzycph>.
- Baragetti S. Notch Corrosion Fatigue Behavior of Ti-6Al-4V. *Materials*. 2014;7(6):4349–4366. <https://doi.org/10.3390/ma7064349>.
- Локтев А. А., Сычев В. П., Поддаева О. И., Потапов А. В., Талашкин Г. Н. Моделирование мостотоннеля для пропуска легкового транспорта через объекты инфраструктуры // Наука и техника транспорта. 2017. № 1. С. 73–78. EDN: <https://www.elibrary.ru/yhwpmt>.
- Loktev A. A., Sychev V. P., Poddaeva O. I., Potapov A. V., Talashkin G. N. Modeling the place of a tunnel for passing passenger transport through infrastructure facilities. *Science and Technology in Transport*. 2017;(1):73–78. (In Russ.). EDN: <https://www.elibrary.ru/yhwpmt>.
- Иванченко И. И. Динамика транспортных сооружений: высокоскоростные подвижные, сейсмические и ударные нагрузки. М.: Наука, 2011. 574 с. EDN: <https://www.elibrary.ru/qnxtxp>.
- Ivanchenko I. I. *Dynamics of transport structures: high-speed mobile, seismic and shock loads*. Moscow: Science; 2011. 574 p. (In Russ.). EDN: <https://www.elibrary.ru/qnxtxp>.
- Matsumoto N., Asanuma K. Some experiences on track-bridge interaction in Japan. In: Calçada R., Delgado R., Campos A. et al. (eds). *Track-Bridge Interaction on High-Speed Railways*. London: CRC Press; 2008. P. 80–97. <https://doi.org/10.1201/9780203895399>.
- Fryba L. Dynamics of railway bridges. Praha: Academia; 1996. 330 p.
- Chen Y.-H., Li C.-Y. Dynamic response of elevated high-speed railway. *Journal of Bridge Engineering (ASCE)*. 2000;5(2):124–130. [https://doi.org/10.1061/\(ASCE\)1084-0702\(2000\)5:2\(124\)](https://doi.org/10.1061/(ASCE)1084-0702(2000)5:2(124)).
- Loktev A. A. Non-elastic models of interaction of an impactor and an Uflyand-Mindlin plate. *International Journal of Engineering Science*. 2012;50(1):46–55. <https://doi.org/10.1016/j.ijengsci.2011.09.004>. EDN: <https://elibrary.ru/pgdhrv>.
- Loktev A. A. Dynamic contact of a spherical indenter and a pre-stressed orthotropic Uflyand-Mindlin plate. *Acta Mechanica*. 2011;222(1–2):17–25. <https://doi.org/10.1007/s00707-011-0517-8>. EDN: <https://elibrary.ru/pegxlp>.
- Glusberg B., Savin A., Loktev A., Korolev V., Shishkina I., Alexandrova D., Loktev D. New lining with cushion for energy efficient railway turnouts. *Advances in Intelligent Systems and Computing*. 2020;982:556–570. https://doi.org/10.1007/978-3-030-19756-8_53. EDN: <https://elibrary.ru/hmgycb>.
- Loktev A. A., Korolev V. V., Shishkina I. V., Basovsky D. A. Modeling the dynamic behavior of the upper structure of the railway track. *Procedia Engineering*. 2017;189:133–137. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.05.022>. EDN: <https://elibrary.ru/zfbjvx>.
- Локтев А. А., Королев В. В., Локтев Д. А., Шукюров Д. Р., Гелюх П. А., Шишкина И. В. Перспективные конструкции мостовых переходов на транспортных магистралях // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. 2018. Т. 77, № 6. С. 331–336. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2018-77-6-331-336>. EDN: <https://elibrary.ru/yqnwwd>.
- Loktev A. A., Korolev V. V., Loktev D. A., Shukyurov D. R., Gelyukh P. A., Shishkina I. V. Perspective constructions of bridge overpasses on transport main lines. *Russian Railway Science Journal*. 2018;77(6):331–336. (In Russ.). <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2018-77-6-331-336>. EDN: <https://elibrary.ru/yqnwwd>.
- Lyudagovsky A., Loktev A., Korolev V., Shishkina I., Alexandrova D., Geluh P., Loktev D. Energy efficiency of temperature distribution in electromagnetic welding of rolling stock parts. In: *E3S Web of Conferences: International Science Conference on Business Technologies for Sustainable Urban Development, SPbWOSCE-2018, 10–12 December, 2018, St. Petersburg*. EDP Sciences Publ. 2019;110:01017. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/201911001017>. EDN: <https://elibrary.ru/okfkse>.
- Локтев А. А., Королев В. В., Шишкина И. В. Особенности оценки состояния и поведения низководных мостов // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. 2021. Т. 80, № 6. С. 334–342. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2021-80-6-334-342>. EDN: <https://elibrary.ru/jypqer>.
- Loktev A. A., Korolev V. V., Shishkina I. V. Features of assessing the condition and behavior of low-water bridges. *Russian Railway Science Journal*. 2021;80(6):334–342. (In Russ.). <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2021-80-6-334-342>. EDN: <https://elibrary.ru/jypqer>.
- Королев В. В., Локтев А. А., Шишкина И. В., Гридасова Е. А. Особенности работы пролетного строения мостового перехода при смещении оси рельсоопальной решетки // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. 2020. Т. 79, № 3. С. 127–138. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2020-79-3-127-138>. EDN: <https://elibrary.ru/mnblbm>.
- Korolev V. V., Loktev A. A., Shishkina I. V., Gridasova E. A. Features of the bridge span performance when shifting the axis of the rail-sleeper grid. *Russian Railway Science Journal*. 2020;79(3):127–138. (In Russ.). <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2020-79-3-127-138>. EDN: <https://elibrary.ru/mnblbm>.
- Локтев А. А., Сычева А. В. Моделирование работы железнодорожного пути // Путь и путевое хозяйство. 2014. № 7. С. 10–12. EDN: <https://www.elibrary.ru/silwih>.
- Loktev A. A., Sycheva A. V. About the modelling of work of the railway track. *Railway Track and Facilities*. 2014;(7):10–12. (In Russ.). EDN: <https://www.elibrary.ru/silwih>.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Алексей Алексеевич ЛОКТЕВ,

д-р физ.-мат. наук, профессор,
заведующий кафедрой «Транспортное строительство»,
Российский университет транспорта (РУТ (МИИТ)),
125315, г. Москва, ул. Часовая, д. 22/2,
Author ID: 16528, <https://orcid.org/0000-0002-8375-9914>

Ирина Викторовна ШИШКИНА,

канд. техн. наук, доцент;
доцент кафедры «Транспортное строительство»,
Российский университет транспорта (РУТ (МИИТ)),
125315, г. Москва, ул. Часовая, д. 22/2,
Author ID: 1040652, <https://orcid.org/0000-0002-6530-8116>

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Alexey A. LOKTEV,

Dr. Sci. (Phys.-Math.), Professor, Head of Transport Construction
Department, Russian University of Transport (125315, Moscow,
22/2, Chasovaya St.), Author ID: 16528,
<https://orcid.org/0000-0002-8375-9914>

Irina V. SHISHKINA,

Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor, Transport Construction
Department, Russian University of Transport (125315, Moscow,
22/2, Chasovaya St.), Author ID: 1040652,
<https://orcid.org/0000-0002-6530-8116>

ВКЛАД АВТОРОВ

Алексей Алексеевич ЛОКТЕВ. Общее руководство исследованием, выполнение расчетов для описания динамического

поведения пролетного строения мостового перехода, подготовка текста статьи (50 %).

Ирина Викторовна ШИШКИНА. Обзор и анализ состояния вопроса, подготовка данных, описание результатов, редактирование рукописи статьи (50 %).

CONTRIBUTION OF THE AUTHORS

Alexey A. LOKTEV. Overall management of the study, calculation performance for dynamic behavior of the bridge crossing superstructure, article preparation (50 %).

Irina V. SHISHKINA. Issue review and analysis, data preparation, results description, revision of the manuscript (50 %).

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

The authors have read and approved the final manuscript.

Статья поступила в редакцию 02.06.2025, рецензия от первого рецензента получена 10.07.2025, рецензия от второго рецензента получена 11.07.2025, рецензия от третьего рецензента получена 22.07.2025, принята к публикации 07.08.2025.

The article was submitted 02.06.2025, first review received 10.07.2025, second review received 11.07.2025, third review received 22.07.2025, accepted for publication 07.08.2025.

Оригинальная научная статья

УДК 625.151

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

DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2025-84-3-169-178>

Научная специальность: 2.9.2. Железнодорожный путь, изыскание и проектирование железных дорог



Анализ возможности сходов колес с рельсов из-за вкатывания на остряк

Б. Э. Глюзберг, Е. А. Тимакова✉, Г. Р. Юргельс

Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ),
Москва, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Введение. Проведенные специалистами АО «ВНИИЖТ» в 2018–2019 гг. на железных дорогах страны исследования состояния колес грузовых вагонов в эксплуатации включали оценку формы износа их рабочих поверхностей. При этом были выявлены колеса с изношенными гребнями, имеющими неблагоприятную форму. В сочетании с другими факторами такие формы износа могут представлять угрозу безопасности движения, в частности, возможно вкатывание колес на остряк стрелочного перевода при движении по стрелке. На безопасное прохождение по стрелочному переводу грузового вагона влияет толщина гребней колес и их форма, характеризующаяся углом наклона образующей гребня.

Материалы и методы. Исследования проведены на основе данных о фактической геометрии колесных пар и рабочих поверхностей рельсовых элементов стрелочных переводов. Обмеры геометрических параметров стрелочных переводов и поверхности катания колес грузовых вагонов на сети Российских железных дорог выполнялись с использованием лазерного профилометра.

Результаты. Выполнен анализ условий вкатывания колес на остряк стрелочного перевода при движении по стрелке. Определена расчетная схема для оценки возможности схода колеса с рельса из-за вкатывания колеса на остряк. Математические расчеты, проведенные на основании многообразия значений геометрических параметров колесных пар и стрелочных переводов из эксплуатации, позволили проанализировать варианты их неблагоприятных сочетаний и показали, что величину предельно допустимого угла наклона гребней колес грузовых вагонов следует нормировать.

Обсуждение и заключение. Результаты проведенных динамико-прочностных испытаний и математических расчетов показали, что на безопасное прохождение по стрелочному переводу грузового вагона влияет наличие колес с гребнями, имеющими угол наклона, стремящийся к 90° , и остроконечный накат вблизи его вершины. Показана взаимная зависимость геометрических параметров в системе «колесная пара — рельсовая колея» на стрелочных переводах. Даны предложения по нормированию предельного положения наклона гребней колес грузовых вагонов для обеспечения безопасности прохода колесными парами стрелочных переводов.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: колесная пара, колесо, стрелочный перевод, остряк, рельсовые элементы, вкатывание колеса на остряк, наклон образующей гребня, горизонтальная проекция образующей гребня колеса, остроконечный накат

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Глюзберг Б. Э., Тимакова Е. А., Юргельс Г. Р. Анализ возможности сходов колес с рельсов из-за вкатывания на остряк // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2025. Т. 84, № 3. С. 169–178. DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2025-84-3-169-178>.

Original article
UDK 625.151
EDN: <https://elibrary.ru/lxbikh>
DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2025-84-3-169-178>
Scientific specialty: 2.9.2. Railway track, survey and design of railways



Analysis of possible wheel derailments from rolling onto contact tongue

Boris E. Glyuzberg, Elena A. Timakova✉, Gleb R. Yurgels

Railway Research Institute,
Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

Introduction. The research was conducted by the specialists of the Railway Research Institute in 2018–2019 on the condition of wagon wheels in operation and included an assessment of the form of wear of their working surfaces. At the same time, wheels with worn ridges of unfavorable shape were identified. In combination with other factors, such forms of wear may pose a threat to traffic safety and, in particular, wheels rolling onto contact tongue of turnout switch when moving along the point. The safe passage of a wagon is influenced by the thickness of wheel ridges and their shape, characterised by the inclination angle of ridge generatrix.

Materials and methods. The research was carried out on the basis of data on the actual geometry of wheel pairs and working surfaces of rail elements of the turnout switches. Measurements of geometric parameters of the turnout switches and the rolling surface of wagon wheels on the Russian Railways were performed using a laser profilometer.

Results. Analysis of the conditions for wheels rolling onto contact tongue of the turnout switch when moving along the point was performed and calculation scheme was defined to assess the possibility of wheel derailment due to the wheel rolling onto contact tongue. Mathematical calculations carried out on the basis of a variety of values of geometric parameters of wheel pairs and turnout switches from operation allowed to analyse their unfavorable combinations and showed that the value of the parameter of the maximum permissible inclination angle of ridges of wagon wheels should be normalised.

Discussion and conclusion. The results of dynamic strength tests and mathematical calculations show that the safe passage of wagon is influenced by wheels with ridges with inclination angle tending to 90°, and a sharp flange close to its vertex. The mutual dependence of geometric parameters in the “wheel pair — rail track” system on the turnout switches is shown. The proposals are made to normalise the maximum inclination position of the wheel ridges of wagons to ensure the safety of wheel pairs passage of turnout switches.

KEYWORDS: wheel pair, wheel, turnout switch, contact tongue, rail elements, wheel rolling onto contact tongue, inclination of ridge generatrix, horizontal projection of the wheel flange generatrix, sharp flange

FOR CITATION: Glyuzberg B. E., Timakova E. A., Yurgels G. R. Analysis of possible wheel derailments from rolling onto contact tongue. *Russian Railway Science Journal*. 2025;84(3):169–178. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2025-84-3-169-178>.

Введение. Устойчивость колеса от схода с рельсов определяется соотношением вертикальных и боковых нагрузок, передаваемых через колесо на рельс, геометрическими параметрами колесных пар и рельсовой колеи, а также коэффициентом трения в зоне контакта. Минимальные и максимальные значения толщины гребней колес подвижного состава определяются, в первую очередь, условиями безопасного прохождения колесными парами стрелочных переводов (зоны стрелки и крестовины) и крутых кривых.

Коэффициент устойчивости колесной пары против схода с рельса в кривой (по условию «вкатывания» гребня колеса) в настоящее время определяется по ГОСТ 33211–2014¹. Одним из обязательных критериев оценки данного коэффициента в данном документе является угол наклона образующей гребня колеса к горизонтали для колес по ГОСТ 10791–2011², равный 60° .

В работе [1] для решения задачи предупреждения сходов вагонов предлагается исследовать их техническое состояние с учетом износов и деформаций, полученных в процессе эксплуатации. Для оценки безопасного направления движения колесных пар в прямых и кривых радиусах пути предлагается рассматривать в том числе имеющиеся в эксплуатации формы профилей поверхностей катания колес.

Даже при благоприятном уровне показателей устойчивости колес в рельсовой колее на стрелочном переводе возможны случаи сходов подвижного состава с рельсов из-за вкатывания колес на острие остря-

ка [2]. Теоретическими и прямыми экспериментальными исследованиями доказано, что безопасность движения поездов по стрелочному переводу можно обеспечить только введением геометрических параметров, ограничивающих как взаимное расположение остряка и рамного рельса, так и крутизну образующей гребня колеса [3].

Вариант вкатывания колеса на остряк в эксплуатации возможен, если оно одновременно будет касаться рабочей поверхности рамного рельса и острия остряка, поэтому угол наклона гребня колеса должен быть меньше, чем угол наклона касательной к рабочей поверхности рамного рельса, проходящей через вершину остряка в его острие. Наклон этой линии для пары «остряк — рамный рельс» может изменяться в процессе работы стрелочного перевода в пути. Результаты массовых обмеров стрелочных переводов показали, что в процессе их эксплуатации износ рельсов изменяет взаимное положение поверхностей головки рамного рельса и остряка [4].

При допускаемых значениях бокового износа рамного рельса 6 мм и неприлегания остряка к рамному рельсу 4 мм угол наклона касательной к выкружке головки рамного рельса и головки остряка, равный 60° , принимается в качестве контрольного по взаимному положению головки остряка относительно рамного рельса при текущем содержании стрелочных переводов [5, 6]. Непосредственно контроль указанных параметров в эксплуатации осуществляется с помощью специального шаблона КОР (рис. 1).

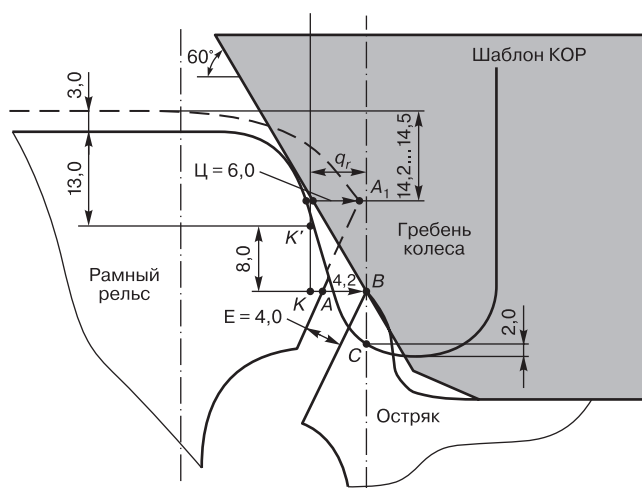


Рис. 1. Зависимость взаимного положения гребня колеса, изношенного рамного рельса и остряка*

* Источник: [2]

Fig. 1. Dependence of the relative position of the wheel ridge, worn stock rail and contact tongue*

* Source: [2]

¹ ГОСТ 33211–2014 Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам: введен в действие приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 5 июня 2015 г. № 565–ст. М.: Стандартинформ, 2020. 54 с.

² ГОСТ 10791–2011. Колеса цельнокатанные. Технические условия: введен в действие приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 23 июня 2011 г. № 142–ст. М.: Стандартинформ, 2011. 27 с.

В процессе износа поверхности катания колеса могут образовываться опасные формы их гребней с точки зрения прохода зоны стрелки стрелочного перевода [7]. В этом смысле наиболее опасными являются колеса с гребнями, имеющими угол наклона, стремящийся к 90° , а также остроконечный накат в браковочной зоне (вблизи его вершины), определяемый с помощью специального приспособления Т1346.000 (рис. 2).

В действующих на сети железных дорог колеи 1520 (1524) мм нормативных документах для колесных пар грузовых и пассажирских вагонов^{3, 4, 5} установлен запрет на эксплуатацию колес, имеющих вертикальный подрез гребня. Для выявления данного дефекта применяют специальный шаблон (рис. 3). Обмеры колеса проводятся в соответствии с требованиями⁶. При отсутствии зазора между шаблоном и гребнем на расстоянии 18 мм от основания гребня производится браковка данного колеса, колесная пара выкатывается из-под вагона и отправляется на ремонтное предприятие. Таким

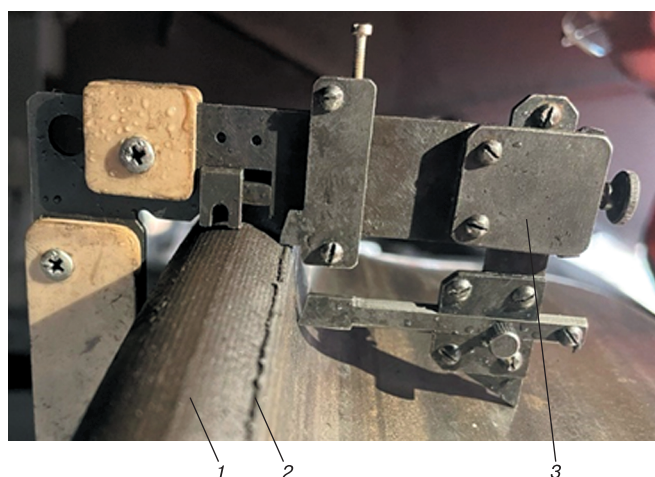


Рис. 2. Выявление остроконечного наката в зоне браковки приспособлением Т1346.000*:

1 — гребень колеса; 2 — остроконечный накат;
3 — приспособление

* Источник: фото авторов

Fig. 2. Detection of sharp flange in the rejection zone using the T1346.000 device*:

1 — wheel flange; 2 — sharp flange; 3 — device

* Source: authors' photo



Рис. 3. Контроль вертикального подреза гребня специальным шаблоном*. Отсутствие зазора свидетельствует о наличии вертикального подреза:

1 — гребень колеса; 2 — шаблон

* Источник: фото авторов

Fig. 3. Control of vertical ridge undercut with special template*.

The absence of a gap indicates the presence of a vertical flange:

1 — wheel flange; 2 — template

* Source: authors' photo

образом, браковка колес вагонов с вертикальным подрезом гребня проводится фактически, путем прижатия к нему шаблона и установления факта наличия или отсутствия зазора между шаблоном и гребнем без получения конкретного количественного показателя. Таким показателем является qR ⁷. Численные значения параметра qR для колес, забракованных по наличию вертикального подреза гребня, в нормативной документации не установлено.

Таким образом, цель настоящей работы — показать, что введение ограничений формы рабочей поверхности колес по параметру qR является актуальным.

Результаты проводимых на Экспериментальном кольце АО «ВНИИЖТ» динамико-прочностных испытаний по проверке прочности основных элементов

³ РД ВНИИЖТ 27.05.01-2017. Руководящий документ по ремонту и техническому обслуживанию колесных пар с буксовыми узлами грузовых вагонов магистральных железных дорог колеи 1520 (1524) мм: утв. Советом по железнодорожному транспорту государств-участников Содружества, протокол от 19–20 октября 2017 г. № 67.

⁴ Руководящий документ по ремонту и техническому обслуживанию колесных пар с буксовыми узлами пассажирских вагонов магистральных железных дорог колеи 1520 (1524) мм: утв. Советом по железнодорожному транспорту государств-участников Содружества, протокол от 4–5 ноября 2015 г. № 63.

⁵ Инструкция по техническому обслуживанию вагонов в эксплуатации (инструкция осмотрику вагонов) № 808-2022 ПКБ ЦВ: утв. Советом по железнодорожному транспорту государств-участников Содружества, протокол от 21–22 мая 2009 г. № 50.

⁶ РД 32 ЦВ 058-2019. Методика выполнения измерений при техническом обслуживании и ремонте колесных пар грузовых вагонов железных дорог колеи 1520 (1524) мм: утв. Советом по железнодорожному транспорту государств-участников Содружества, Приложение 19 к Протоколу от 15–16 октября 2019 г. № 71.

⁷ ГОСТ 33211–2014. Вагоны грузовые. Требования к прочности и динамическим качествам.

стрелочного перевода при движении по нему опытного сцепа из грузовых вагонов с колесами, имеющими толщину гребней 24 мм и менее в груженом и порожнем режимах с различными скоростями, приведены в работе [8].

Результаты математического моделирования, описывающие процесс движения грузового вагона по стрелочному переводу, в зависимости от геометрических параметров колесной пары и путевых элементов стрелочного перевода и положения в колее его первой тележки перед набеганием на остряк [9], показали, что на безопасность прохождения по стрелочному переводу подвижного состава влияет не только толщина гребней колес, но и форма гребня, характеризующаяся углом наклона образующей гребня колеса, величи-

на которого определяется его горизонтальной проекцией — параметром qR .

Массовые обмеры геометрических параметров колесных пар грузовых вагонов в эксплуатации, проводимые специалистами лаборатории «Колесные пары и буксовый узел» АО «ВНИИЖТ» в период 2018–2019 гг. (в том числе профилей поверхности катания колес с использованием лазерного профилометра [10]), показали, что в эксплуатации встречаются колеса с остроконечным накатом на вершине гребня (вне браковочной зоны). Примеры таких профилей колес показаны на рис. 4, а и 4, б.

Все допускаемые в эксплуатации диапазоны геометрических параметров колесных пар грузовых и пассажирских вагонов устанавливались на основании

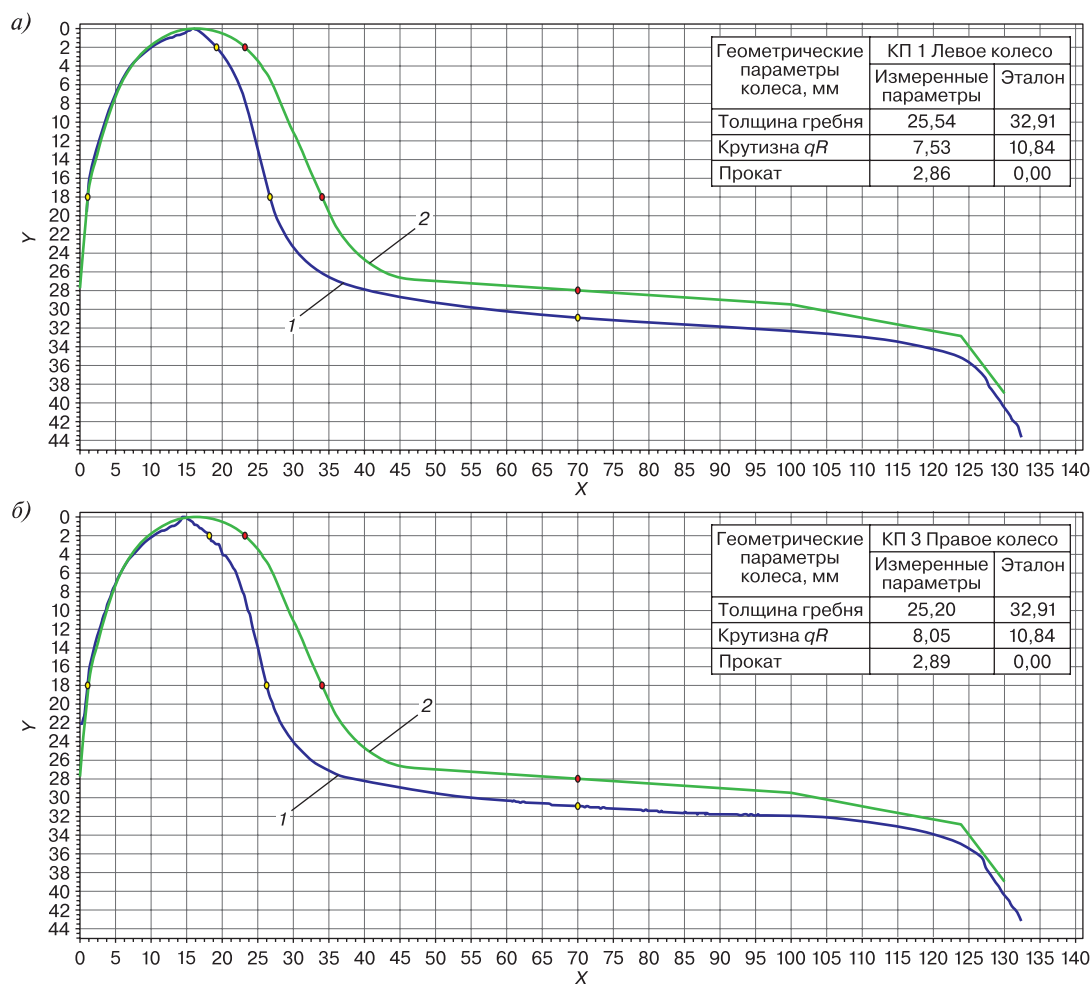


Рис. 4. Профилограммы колес из эксплуатации с остроконечным накатом*:

а — профиль колеса с остроконечным накатом на гребне и толщиной гребня 25,54 мм; б — профиль колеса с остроконечным накатом на гребне и толщиной гребня 25,20 мм; 1 — из эксплуатации; 2 — по ГОСТ 10791–2011

* Источник: данные авторов

Fig. 4. Chart of wheel profiles with sharp flange*:

а — wheel profile with a sharp flange and a flange thickness of 25.54 mm; б — wheel profile with a sharp flange and a flange thickness of 25.20 mm; 1 — from operation; 2 — GOST 10791–2011

* Source: authors' data

исследований и испытаний, проведенных учеными АО «ВНИИЖТ» преимущественно еще в 20 веке. За более чем полувековой период времени многое изменилось: появились новые модели вагонов с повышенной осевой нагрузкой, увеличились скорости, претерпели изменения конструкции элементов верхнего строения пути, в том числе стрелочные переводы.

Методика исследования. С целью изучения возможности схода колеса с рельса из-за вкатывания его на остяк для колес с различными формами и величинами износа, имеющимися в эксплуатации в настоящее время, рассмотрим вариант прохода колес с различной степенью износа гребней по стрелке стрелочного перевода с изношенным рамным рельсом.

Анализ условий схода колеса с рельса из-за вкатывания его на остяк проводился методом условных вероятностей, который в настоящее время является основным, используемым при формировании норм геометрических параметров стрелочных переводов, закрепленных в действующей нормативной документации ОАО «РЖД». Техника использования этого метода подробно описана в работе [2]. В данном случае была определена расчетная схема, представленная на рис. 1 [2, 8], допускающая следующие условия:

- боковой износ головки рамного рельса у острия остяка — 6,0 мм;
- неприлегание остяка к рамному рельсу — 4,0 мм;
- вертикальный износ рамного рельса (при боковом износе 6,0 мм) — 3,0 мм (по результатам обмеров);
- взаимное положение остяка и рамного рельса соответствует требованиям шаблона КОР;
- профиль боковой рабочей грани изношенного рамного рельса совпадает с профилем изношенного колеса (форма изношенной поверхности рамного рельса определяется формой проходящих колес).

Как видно из расчетной схемы, острие остяка на новом рамном рельсе укрыто под головкой рамного рельса и безопасность движения поездов обеспечивается даже при вертикальном подрезе гребня. Однако при увеличении бокового износа точка *A* (рис. 1), являющаяся пересечением поверхности головки изношенного рамного рельса и остроганной части головки неизношенного рамного рельса, постепенно опускается, уменьшая укрытие острия остяка.

Необходимая минимальная величина параметра qR определяется исходя из условия обеспечения невозможности набегания колеса на острие остяка.

При боковом износе головки рамного рельса, составляющем 6,0 мм, точка *A* располагается на уровне около 25 мм от верха головки, т.е. на уровне острия остяка (рис. 1). При этом угол наклона изношенной части головки рамного рельса равен $73,7^\circ$.

Величина параметра qR — это сумма расстояний от проекции на горизонталь точки *C*, расположенной

на расстоянии 2,0 мм от вершины гребня, до точки *K*, расположенной на наклонной изношенной поверхности головки рамного рельса на уровне измерения толщины гребня колеса.

Исходя из нормативного понижения острия остяка относительно верха головки нового рамного рельса и уровня измерения толщины гребня колеса, точка *K'* располагается на 8,0 мм выше острия остяка.

Таким образом, величина параметра qR , гарантирующая безопасное прохождение колесом рамного рельса, рассчитывается исходя из условий, представленных в формуле (1) [2]:

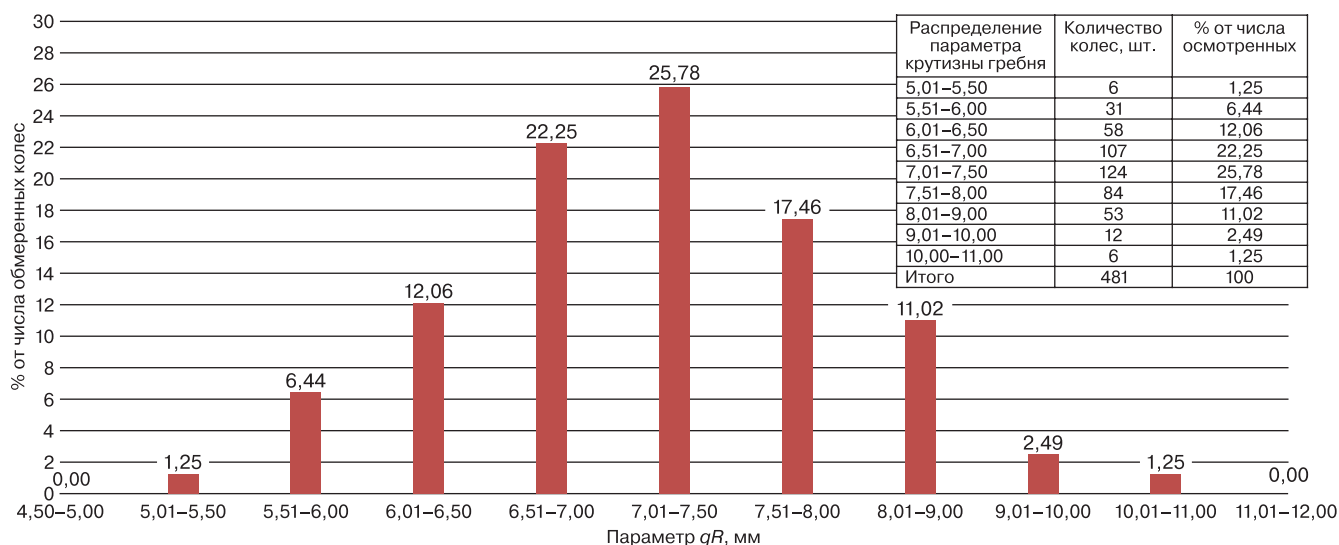
$$qR = AB + AK = 4,2 + 8/(\operatorname{tg} 73,7^\circ) = 4,2 + 2,3 = 6,5 \text{ мм.} \quad (1)$$

У нового колеса, имеющего толщину гребня 33 мм и угол наклона гребня 60° , значение параметра qR составляет 10,8 мм, т.е. если значение qR больше 6,5 мм — безопасный проход колес через острие остяков стрелочного перевода обеспечивается.

Случай, рассмотренный на расчетной схеме (рис. 1), является предельно допустимым. Анализ фактических контактов изношенных колес и рамных рельсов показывает, что на уровне измерения толщины гребня между колесом и боковой рабочей гранью рамного рельса имеется зазор порядка 0,5–1,0 мм, поэтому опасными являются случаи, когда величина qR менее 6,0 мм. Массовые обмеры колес, проводимые на сети железных дорог специалистами АО «ВНИИЖТ» в период 2018–2019 гг., показали, что в эксплуатации имеются колеса с параметром qR менее 6,0 мм (рис. 5). Анализ результатов показал, что доля таких колес в эксплуатации порядка 7%. Следует отметить, что значения qR , близкие к опасным, имеют колеса с малой толщиной гребней.

Полученные результаты обмеров колесных пар, находящихся в эксплуатации, позволили проанализировать изменение параметра qR в процессе износа рабочих поверхностей колес. На рис. 6 представлена зависимость величины qR от толщины гребня колеса. Очевидно, что по мере износа гребня колеса (уменьшения его толщины) параметр qR также уменьшается.

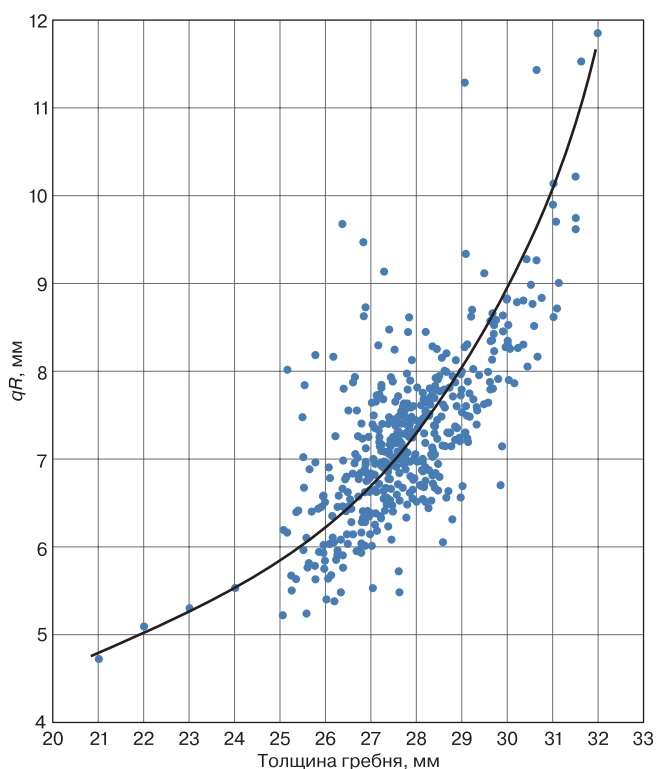
Зависимость, представленная на рис. 6, свидетельствует о том, что значения параметра qR , близкие к опасным, наблюдаются в том числе у колес, имеющих достаточный запас по толщине гребня (27...26 мм). При толщине гребней, близкой к минимально допустимой в эксплуатации (24 мм), значительная часть колес имеет параметр qR менее 6,0 мм, а при толщине гребня 23 мм среднее значение qR составляет 5,3 мм. В сочетании с остроконечным накатом такие колеса могут представлять прямую угрозу безопасности движения грузовых вагонов по стрелочным переводам.

Рис. 5. Распределение колес грузовых вагонов в зависимости от параметра qR^*

* Источник: данные авторов

Fig. 5. Distribution of wagon wheels depending on the qR parameter*

* Source: authors' data

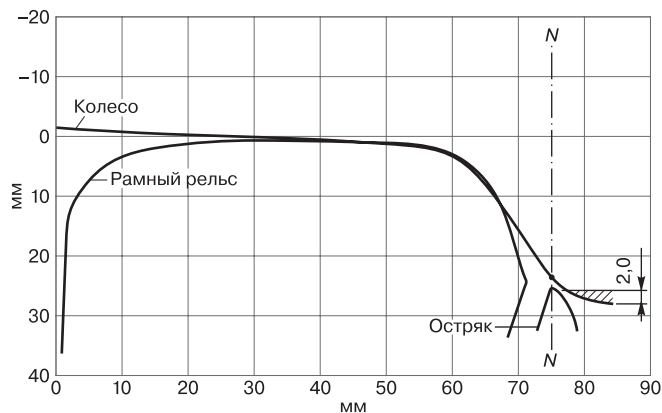
Рис. 6. Значения параметра qR колес грузовых вагонов в зависимости от толщины гребней колес* (колеса с толщиной гребня 24 мм и менее — экспериментальные)

* Источник: данные авторов

Fig. 6. Measurement data of wagon wheels in relation to the dependence of the qR parameter on the ridge thickness* (wheels with ridge thickness of 24 mm and less are experimental)

* Source: authors' data

Анализ результатов. Для наглядности вышеприведенных выкладок были проанализированы условия контактирования составляющих системы «изношенный рамный рельс — остряк — изношенное колесо» на основе обмеров реальной геометрии профилей колес и элементов стрелочных переводов с использованием их натуральных профилограмм. На рис. 7–10 показаны условия прохождения колесами (с различной величиной qR) остряка и рамных рельсов с предельным боковым износом, откуда видно, что при qR больше, чем 6,5 мм, колеса проходят острие остряка свободно. При qR , равном 6,5 мм, колеса начинают

Рис. 7. Контакт колеса и рамного рельса*: боковой износ рельса 6,0 мм. Колесо новое ($qR = 9,0$ мм)

* Источник: данные авторов

Fig. 7. Contact of the wheel and contact tongue*: lateral wear of the rail is 6.0 mm. The wheel is new ($qR = 9,0$ mm)

* Source: authors' data

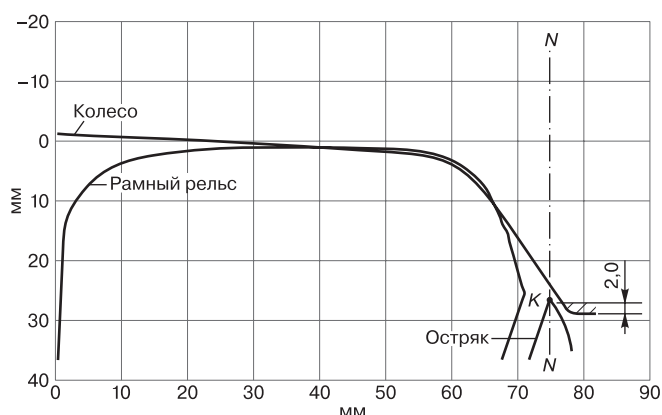


Рис. 8. Контакт колеса и рамного рельса*: боковой износ 6,0 мм. Колеса с невысокой степенью износа ($qR = 8,0$ мм)
* Источник: данные авторов

Fig. 8. Wheel and frame rail contact*: lateral wear 6.0 mm. Wheels with low wear ($qR = 8.0$ mm)
* Source: authors' data

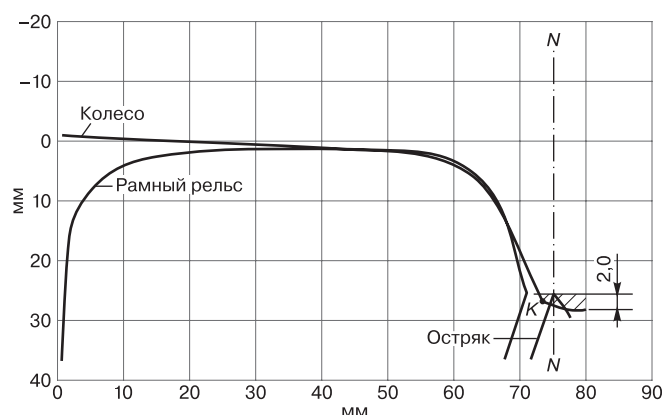


Рис. 10. Контакт колеса и рамного рельса*: боковой износ рельса 6,0 мм. Колесо изношено, гребень стремится к предельно допустимому значению ($qR = 5,5$ мм)
* Источник: данные авторов

Fig. 10. Contact between the wheel and the frame rail*: lateral wear of the rail is 6.0 mm. The wheel is worn, the flange tends to the maximum permissible value ($qR = 5.5$ mm)
* Source: authors' data

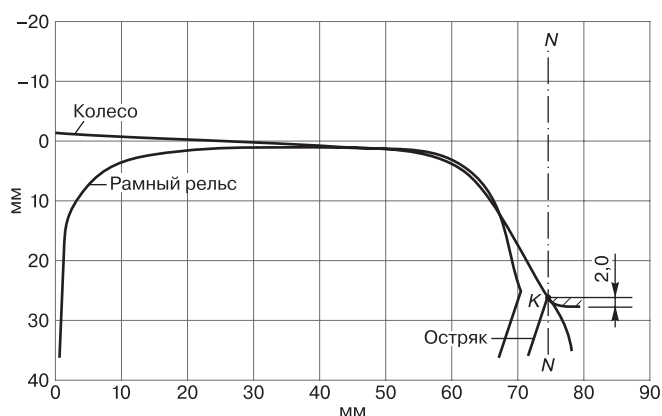


Рис. 9. Контакт колеса и рамного рельса*: боковой износ рельса 6,0 мм. Колесо среднеизношенное ($qR = 6,5$ мм)
* Источник: данные авторов

Fig. 9. Contact of the wheel and the frame rail*: lateral wear of the rail is 6.0 mm. The wheel is moderately worn ($qR = 6.5$ mm)
* Source: authors' data

касаться острия остряка (рис. 9). Кроме того, при наличии на них остроконечного наката или при отступлениях от допустимых значений во взаимном положении остряка и рамного рельса возможно вкатывание колеса на остряк. При значении $qR = 5,5$ мм (рис. 10) и предельно изношенном рамном рельсе вероятность набегания колеса на острие остряка при прижатом к рамному рельсу колесе очень высока. Наличие на колесе остроконечного наката может привести к необратимым последствиям или повреждению остряка, что потребует остановки движения и его немедленной замены.

Во избежание возможности вкатывания колес на остряк и схода колесной пары с рельсов необходимо

соблюдать требования по взаимному положению остряка и рамного рельса, а также нормировать предельно допустимую величину параметра qR для всех видов подвижного состава.

Для контроля взаимного положения остряка и рамного рельса в 90-х годах 20 века был разработан и введен шаблон КОР, использование которого для работников путевого хозяйства является обязательным. Контроль параметра qR для подвижного состава железных дорог США, Японии, стран Европы, и др. также является обязательным. В России данный параметр является необходимым для всех типов локомотивов, моторвагонных подвижных составов (далее — МВПС), всех видов скоростного пассажирского подвижного состава. Исключение составляют грузовые и пассажирские вагоны.

В связи с этим целесообразно рассмотреть возможность введения контроля гребней колес пассажирских и грузовых вагонов по параметру qR . При этом предельную величину параметра qR рекомендуется рассматривать в пределах от 5,5 до 6,0 мм. Измерение данного параметра в эксплуатации в настоящее время возможно с использованием современных лазерных профилометров [10], позволяющих не только получать численные значения данного параметра, но и сохранять их в базы данных, а также передавать в электронном виде по каналам, используемым в системе железнодорожного транспорта. Для ее уточнения необходимо проведение комплексных исследований, учитывающих изменения взаимного расположения остряка и рамного рельса в динамике под поездами.

Обсуждение и заключение. По итогам проведенного в статье исследования можно заключить следующее:

1. Безопасность прохождения подвижным составом стрелок стрелочных переводов обеспечивается взаимосвязанными соотношениями геометрических размеров в системе «колесная пара — рельсовая колея».

2. Важнейшими характеристиками, обеспечивающими безопасность прохождения колесных пар с изношенными гребнями колес по стрелочным переводам без вкатывания колес на острия и рамные рельсы и без последующего схода подвижного состава с рельсов, являются минимально допускаемая толщина гребня колеса и величина угла наклона его образующей (параметр qR).

3. В мировой практике, помимо минимальной толщины гребня колеса, для предотвращения схода колес с рельсов нормируется параметр qR . В России этот параметр используется при контроле состояния колес локомотивов, МВПС и высокоскоростного подвижного состава. Необходимо рассмотреть возможность его введения для колес грузового и пассажирского вагонного парка.

4. При существующих нормах износа элементов стрелочных переводов и взаимного положения их рельсовых элементов допускаемой величиной параметра qR для вагонов грузового парка следует считать 5,5–6,0 мм, однако с учетом фактического состояния стрелочных переводов и колесных пар до проведения специальных исследований этот норматив целесообразно принять равным 6,0 мм.

5. Вопрос установления численных значений предельно допускаемой величины параметра qR для колес грузовых и пассажирских вагонов является актуальным и требует дальнейшей комплексной проработки, включающей проведение анализа экспериментально полученных и расчетных данных, результатов обмеров колесных пар и элементов стрелочных переводов из эксплуатации, а также проведения технико-экономической оценки введения данного параметра в нормативную документацию.

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

1. Ермоленко И. Ю. Анализ критериев устойчивости колеса на рельсе применяемых при расследованиях схода подвижного

состава // Молодая наука Сибири. 2018. № 1. URL: <http://mnv.ircups.ru/toma/11-2018> (дата обращения: 05.10.2018). EDN: <https://www.elibrary.ru/mzbnkwl>.

Ermolenko I. Yu. Analysis of the criteria of stability of wheel on the rail of those used during the investigations of gathering the rolling stock. *Young science of Siberia*. 2018;(1). URL: <http://mnv.ircups.ru/toma/11-2018> (accessed 05.10.2018). (In Russ.). EDN: <https://www.elibrary.ru/mzbnkwl>.

2. Глюзберг Б. Э. Влияние параметров гребней вагонных колес на безопасность движения по стрелочным переводам // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2018. Т. 77, № 2. С. 67–76. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2018-77-2-67-76>. EDN: <https://www.elibrary.ru/xmgddn>.

Glyuzberg B. E. Influence of the parameters of the car wheel flanges on the safety operation in turnouts. *Russian Railway Science Journal*. 2018;77(2):67–76. (In Russ.). <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2018-77-2-67-76>. EDN: <https://www.elibrary.ru/xmgddn>.

3. Путря Н. Н., Крысанов Л. Г., Тейтель А. М., Глюзберг Б. Э. и др. Стрелочные переводы // Перспективы развития техники путевого хозяйства. М.: Транспорт, 1976. С. 111–120.

Putrya N. N., Krysanov L. G., Teytel' A. M., Glyuzberg B. E. et al. Turnouts. *Prospects for the development of track management technology*. Moscow; Transport Publ. 1976. P. 111–120. (In Russ.).

4. Крысанов Л. Г. Эксплуатационные характеристики колесных пар грузовых вагонов // Железнодорожный транспорт. 1970. № 2. С. 58–62.

Krysanov L. G. Operational characteristics of wagon wheel pairs. *Railway Transport*. 1970;(2):58–62. (In Russ.).

5. Елсаков Н. Н., Радыгин Ю. Н. Стрелочные переводы колеи 1520 мм // Путь и путевое хозяйство. 1977. № 5. С. 15–17.

Elsakov N. N., Radygin Yu. N. Turnouts for tracks of gauge 1520 mm. *Railway Track and Facilities*. 1977;(5):15–17. (In Russ.).

6. Каменский В. Б., Федюлов В. Ф., Глюзберг Б. Э. Новая инструкция // Путь и путевое хозяйство. 1998. № 4. С. 22–30.

Kamenskiy V. B., Fedulov V. F., Glyuzberg B. E. New instruction. *Railway Track and Facilities*. 1998;(4):22–30. (In Russ.).

7. Желнин Г. Г. Особенности установления допускаемых скоростей на стрелочных переводах // Решение задач взаимодействия подвижного состава и пути реального очертания. М.: Транспорт, 1985. С. 34–38.

Zhelnin G. G. Specifics of the establishment of permissible speeds on the switches. *Solving problems of interaction between rolling stock and ways of real outlines*. Moscow; Transport Publ. 1985. P. 34–38. (In Russ.).

8. Глюзберг Б. Э., Титаренко М. И., Тимакова Е. А., Савченко А. А., Кузнецов С. В., Калачев А. М. Динамическое воздействие вагонов, имеющих колесные пары с тонкими гребнями, на стрелочные переводы // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2020. Т. 79, № 4. С. 202–208. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2020-79-4-202-208>. EDN: <https://www.elibrary.ru/aprxey>.

Glyuzberg B. E., Titarenko M. I., Timakova E. A., Savchenko A. A., Kuznetsov S. V., Kalachev A. M. Dynamic effect on turnouts of cars having wheelsets with thin flanges. *Russian Railway Science Journal*. 2020;79(4):202–208. (In Russ.). <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2020-79-4-202-208>. EDN: <https://www.elibrary.ru/aprxey>.

9. Ромен Ю. С., Глюзберг Б. Э., Тимакова Е. А., Быков В. А. Особенности математического моделирования динамических процессов прохождения вагоном стрелочного перевода // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2020. Т. 79, № 3. С. 119–126. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2020-79-3-119-126>. EDN: <https://www.elibrary.ru/hkjvrw>.

Romen Yu. S., Glyuzberg B. E., Timakova E. A., Bykov V. A. Features of mathematical modeling of dynamic processes of car passing railroad turnouts. *Russian Railway Science Journal*. 2020;79(3):119–126. (In Russ.). <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2020-79-3-119-126>. EDN: <https://www.elibrary.ru/hkjvrw>.

10. Горякина О. В., Мартыненко Л. В., Тимакова Е. А., Фофонова А. И., Шахова Н. И. Оценка работы комплекса технических

измерений и применение инновационных технологий на Восточно-Сибирской железной дороге // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2019. № 2(62). С. 119–127. [https://doi.org/10.26731/1813-9108.2019.2\(62\).119-127](https://doi.org/10.26731/1813-9108.2019.2(62).119-127). EDN: <https://www.elibrary.ru/oerznz>.

Goryakina O. V., Martynenko L. V., Timakova E. A., Fofonova A. I., Shakhova N. I. Estimating the work of the technical measurements complex and using innovative technologies on the East-Siberian railway. *Modern technologies. System analysis. Modeling*. 2019;2(62):119–127. (In Russ.). [https://doi.org/10.26731/1813-9108.2019.2\(62\).119-127](https://doi.org/10.26731/1813-9108.2019.2(62).119-127). EDN: <https://www.elibrary.ru/oerznz>.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Борис Эйнихович ГЛЮЗБЕРГ,

д-р техн. наук, профессор, главный научный сотрудник института, научный центр «Инфраструктура», Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ, 129626, г. Москва, ул. 3-я Мытищинская, д. 10, стр. 1), Author ID: 298472, <https://orcid.org/0000-0003-2430-7894>

Елена Андреевна ТИМАКОВА,

канд. техн. наук, руководитель группы «Колесные пары и буксовый узел», Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ, 129626, г. Москва, ул. 3-я Мытищинская, д. 10, стр. 1), Author ID: 1080576, <https://orcid.org/0009-0008-5208-5751>

Глеб Романович ЮРГЕЛЬС,

аспирант, инженер группы «Колесные пары и буксовый узел», Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ, 129626, г. Москва, ул. 3-я Мытищинская, д. 10, стр. 1), <https://orcid.org/0009-0007-0193-6627>

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Boris E. GLYUZBERG,

Dr. Sci. (Eng.), Professor, Chief Researcher of the Institute, Infrastructure Science Centre, Railway Research Institute (129626, Moscow, bldg. 1, 10, 3rd Mytishchinskaya St.), Author ID: 298472, <https://orcid.org/0000-0003-2430-7894>

Elena A. TIMAKOVA,

Cand. Sci. (Eng.), Head of Wheel Pairs and Axlebox Mount Group, Railway Research Institute (129626, Moscow, bldg. 1, 10, 3rd Mytishchinskaya St.), Author ID: 1080576, <https://orcid.org/0009-0008-5208-5751>

Gleb R. YURGELS,

Postgraduate Student, Engineer, Wheel Pairs and Axlebox Mount Group, Railway Research Institute (129626, Moscow, bldg. 1, 10, 3rd Mytishchinskaya St.), <https://orcid.org/0009-0007-0193-6627>

ВКЛАД АВТОРОВ

Борис Эйнихович ГЛЮЗБЕРГ. Планирование экспериментов и проведение математических расчетов. Методика выполнения обмеров стрелочных переводов и их элементов. Проведение обмеров стрелочных переводов и их элементов в эксплуатации (50 %).

Елена Андреевна ТИМАКОВА. Методика выполнения обмеров колесных пар. Проведение обмеров колесных пар в эксплуатации. Обработка полученных результатов. Редактирование и подготовка текста рукописи (40 %).

Глеб Романович ЮРГЕЛЬС. Участие в проведении обмеров колесных пар в эксплуатации. Проведение измерений профилей колес с использованием лазерного профилометра поверхности катания колесной пары серии ИКП. Участие в обработке результатов обмеров колесных пар в эксплуатации. Оформление статьи (10 %).

CONTRIBUTION OF THE AUTHORS

Boris E. GLYUZBERG. Experiment planning and mathematical calculations performance. Methodology of measuring of turnout switches and their elements, its performance in operation (50 %).

Elena A. TIMAKOVA. Methodology of measuring wheel pairs in operation. Obtained results processing. Manuscript editing and preparation (40 %).

Gleb R. YURGELS. Participation in measurements performance of wheel pairs in operation. Measurements performance of wheel profiles using a laser profilometer of the rolling surface of a wheel pair of IKP (LLC RIFTEK) series. Participation in the measurement results processing of wheel pairs in operation. Article preparation (10 %).

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

The authors have read and approved the final manuscript.

Статья поступила в редакцию 03.06.2025, рецензия от первого рецензента получена 23.06.2025, рецензия от второго рецензента получена 27.06.2025, рецензия от третьего рецензента получена 30.06.2025, рецензия от четвертого рецензента получена 03.07.2025, принята к публикации 29.07.2025.

The article was submitted 03.06.2025, first review received 23.06.2025, second review received 27.06.2025, third review received 30.06.2025, fourth review received 03.07.2025, accepted for publication 29.07.2025.

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 самоходных 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 самоходных 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>.

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 under-carriage. 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>.

Введение. Тенденция к повышению конструктивных 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 33796–2016³, Требованиях к прочности несущих конструкций и динамическим качествам специального подвижного состава, ГОСТ 31846–2012⁴, Требованиях к прочности и динамическим качествам пассажирских вагонов, ГОСТ 34093–2017⁵, Нормах для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм⁶ 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:

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

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:

$$N_i = \begin{cases} \frac{N_G \cdot \sigma_{-1д}^{m_1}}{\sigma_{ai}^{m_1}}, & \frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{amax}} \geq \frac{1}{n}; \\ \frac{N_G \cdot \sigma_{-1д}^{m_2}}{\sigma_{ai}^{m_2}}, & \frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{amax}} < \frac{1}{n}, \end{cases} \quad (2)$$

где σ_{ai} и σ_{amax} — амплитуда напряжений i -го уровня в блоке нагружения и максимальная амплитуда соответственно;

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

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

$n = \sigma_{amax}/\sigma_{-1д}$ — 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:

$$D = \frac{N_{\text{сумм}}}{N_G \sigma_{-1д}^{m_1}} \sum_{\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{amax}} \geq \frac{1}{n}} t_i \sigma_{ai}^{m_1} + \frac{N_{\text{сумм}}}{N_G \sigma_{-1д}^{m_2}} \sum_{\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{amax}} < \frac{1}{n}} t_i \sigma_{ai}^{m_2},$$

или

$$\frac{N_{\text{сумм}}}{N_G} = \frac{D}{n^{m_1} \sum_{\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{amax}} \geq \frac{1}{n}} t_i \left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{amax}} \right)^{m_1} + n^{m_2} \sum_{\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{amax}} < \frac{1}{n}} t_i \left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{amax}} \right)^{m_2}}. \quad (3)$$

Повреждение D в общем случае не равно критическому значению a_p , 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:

$$\tilde{n} = \frac{\sigma_{amax}^{\text{пред}}}{\sigma_{amax}}, \quad (4)$$

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

Введем предельный коэффициент нагруженности:

$$n_p = \tilde{n} \cdot n = \frac{\sigma_{amax}^{\text{пред}}}{\sigma_{-1д}}. \quad (5)$$

Уравнение (3) с учетом (4) и (5) приобретает вид^{7, 8}:

$$\frac{N_{\text{сумм}}}{N_G} = \frac{a_p}{n_p^{m_1} \sum_{\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{amax}} \geq \frac{1}{n_p}} t_i \left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{amax}} \right)^{m_1} + n_p^{m_2} \sum_{\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{amax}} < \frac{1}{n_p}} t_i \left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{amax}} \right)^{m_2}}. \quad (6)$$

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:

$$\frac{N_{\text{сумм}}}{N_G} = \frac{a_p}{n_p^m \sum_{\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{amax}} \geq \frac{1}{n_p}} t_i \left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{amax}} \right)^m}. \quad (7)$$

С учетом (4) и (5) и принимая $a_p = 1$:

$$\frac{N_{\text{сумм}}}{N_G} = \frac{\sigma_{-1д}^m}{\tilde{n}^m \sum_{\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{amax}} \geq \frac{1}{\tilde{n}}} t_i \sigma_{ai}^m}. \quad (8)$$

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 $\sigma_{\text{аэ}}$:

$$\tilde{n} = \frac{\sigma_{-1\text{д}}}{\sqrt[m]{\frac{N_{\text{сумм}}}{N_G} \sum_{\sigma_{\text{аі}} \geq \frac{\sigma_{-1\text{д}}}{\tilde{n}}} t_i \sigma_{\text{аі}}^m}} = \frac{\sigma_{-1\text{д}}}{\sigma_{\text{аэ}}}. \quad (9)$$

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

Формулировка эквивалентного напряжения, введенная в Нормх, 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 $\sigma_{\text{э}}$ 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:

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

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

При подстановке уравнения кривой усталости:

$$\sum_i t_i \sigma_{\text{аі}}^m = \sigma_{\text{э}}^m.$$

Амплитуда напряжения, эквивалентная по повреждающему воздействию блоку нагружения:

$$\sigma_{\text{э}} = \sqrt[m]{\sum_i t_i \sigma_{\text{аі}}^m}.$$

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

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

максимальную амплитуду напряжений в действующем блоке.

Влияние разброса величин предела выносливости и максимальной амплитуды напряжений. При заданном $N_{\text{сумм}}$ после определения n_p из решения степенного уравнения в случае билинейной кривой усталости, например, с помощью построения зависимости $N_{\text{сумм}}/N_G(n_p)$, 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 $N_{\text{сумм}}$. Обычно решается обратная задача, в которой задается вероятность, определяется квантиль, относительный коэффициент запаса, коэффициент перегрузки. Затем вычисляется величина $N_{\text{сумм}}/N_G$ 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):

$$\frac{N_1}{N_G} \sum_{\sigma_{\text{аі}} \geq \frac{\sigma_{-1\text{д}}}{\tilde{n}}} p_{\text{oi}} \left(\frac{\sigma_{\text{аі}}}{\sigma_{\text{аэ}}} \right)^{m_1} + \frac{N_2}{N_G} \sum_{\sigma_{\text{аі}} < \frac{\sigma_{-1\text{д}}}{\tilde{n}}} p_{\text{oi}} \left(\frac{\sigma_{\text{аі}}}{\sigma_{\text{аэ}}} \right)^{m_2} = 1, \quad (10)$$

где p_{oi} — вероятность появления амплитуд напряжений величиной $\sigma_{\text{аі}}$;

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

$$\frac{N_{\text{сумм}}}{N_G} \left(\frac{p_{01} \tilde{n}^{m_1}}{\sigma_{-1\text{д}}^{m_1}} \sum_{\sigma_{\text{аі}} \geq \frac{\sigma_{-1\text{д}}}{\tilde{n}}} p_{\text{oi}} \sigma_{\text{аі}}^{m_1} + \frac{p_{02} \tilde{n}^{m_2}}{\sigma_{-1\text{д}}^{m_2}} \sum_{\sigma_{\text{аі}} < \frac{\sigma_{-1\text{д}}}{\tilde{n}}} p_{\text{oi}} \sigma_{\text{аі}}^{m_2} \right) = 1. \quad (11)$$

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 $t_i = p_{0j} \cdot p_{oi}$. Тогда

$$\frac{N_{\text{сумм}}}{N_G} \left[\frac{\sigma_{a \max}^{m_1} \tilde{n}^{m_1}}{\sigma_{-1d}^{m_1}} \sum_{\substack{\sigma_{ai} \geq \frac{\sigma_{-1d}}{\sigma_{a \max}} \\ \sigma_{a \max}}} t_i \left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a \max}} \right)^{m_1} + \frac{\sigma_{a \max}^{m_2} \tilde{n}^{m_2}}{\sigma_{-1d}^{m_2}} \sum_{\substack{\sigma_{ai} < \frac{\sigma_{-1d}}{\sigma_{a \max}} \\ \sigma_{a \max}}} t_i \left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{a \max}} \right)^{m_2} \right] = 1. \quad (12)$$

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_{oi} циклов соответствующих амплитуд блока относятся не к общему числу циклов $N_{\text{сумм}}$, а к числу циклов $N_{\Sigma j}$, 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 ($a_p = 1$), 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 несамостоятельных 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:

$$\frac{N_{\text{сумм}}}{N_G} = \frac{a_p}{\tilde{n}^{m_1} \sum_{\substack{\sigma_{ai} \geq \frac{1}{\tilde{n}} \\ \sigma_{-1d}}} t_i \left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{-1d}} \right)^{m_1} + \tilde{n}^{m_2} \sum_{\substack{\sigma_{ai} < \frac{1}{\tilde{n}} \\ \sigma_{-1d}}} t_i \left(\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{-1d}} \right)^{m_2}}. \quad (13)$$

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_p)		0,5–1 (1)	1	1	1
Применимость 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		$\sigma_{-1д}$	$\sigma_{-1д}$	$\sigma_{-1д}(1-1,645 \cdot 0,12)$	$\sigma_{-1д}$
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 $N_{\text{сумм}}$ считать только максимальную амплитуду в блоке и предел вынос-

ливости 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:

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

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:

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

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. Серенсенем¹⁹:

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \sigma_a + \psi_\sigma \frac{\sigma_m}{\alpha_\sigma}}, \quad (14)$$

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.

$n_{\max} = \sigma_{-1d} / \sigma_a$. 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 $\sigma_{aэ}$, найденной с применением билинейной кривой усталости.

На рисунке показан пример гистограммы амплитуд эксплуатационных напряжений²², 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

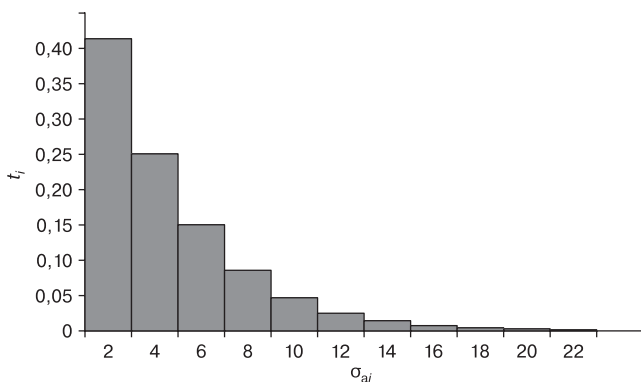


Рис. Блок нагружения рамы тележки*:

t_i — доля числа циклов среди $N_{\text{сумм}}$, 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 $N_{\text{сумм}}$, falling on the i -th level in the loading block; σ_{ai} — stress amplitude, МПа

* Source: author's data

Таблица 2

Определение коэффициентов запаса*

Table 2

Determination of safety factors*

Величина, размерность	Значение	Пояснение
$N_{\text{сумм}}$, 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
$\sigma_{aэ}$, МПа	15,4	Эквивалентная амплитуда напряжений
σ_{-1d} , 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 коррективы a_p 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 образцов²³.

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 Нормы 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>.
2. 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>.
3. 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>.
4. 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>.
5. 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>.
6. 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>.
7. 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>.
8. 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>.
9. Гучинский Р. В., Петин 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>.
10. 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., Gasyuk 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.

ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Оригинальная научная статья

УДК 620.178.5: 620.179.1:629.463

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

DOI: <http://doi.org/10.21780/2223-9731-2025-84-3-190-198>

Научная специальность: 2.9.3. Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация



Выбор критериев оценки эффективности вибродиагностирования узлов подвижного состава на современном этапе цифровизации для гармонизации нормативных документов

В. Ю. Тэттер^{1,2}✉, О. В. Гателюк¹, А. Ю. Тэттер¹

¹Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС),
Омск, Российская Федерация

²Омский завод современных технологий машиностроения (ООО «ОЗТМ»),
Омск, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Введение. Статья посвящена вопросам улучшения работы оборудования, предназначенного для вибродиагностики роторных механических узлов подвижного состава и определения объективных критериев оценки эффективности процесса диагностики. Отраслевые нормативные документы имеют существенные недоработки в части определения показателей эффективности диагностического оборудования. Расчеты параметра «достоверность», выполненные по разным методикам, показали, что результаты расчета этого показателя зависят от величины выборки протестированных узлов. Цель работы — анализ существующих методов оценки качества работы вибродиагностического оборудования и разработка дополнительного критерия оценки качества на основе функции правдоподобия.

Материалы и методы. Исходным материалом для обсуждаемой проблемы являются выборки результатов диагностирования буксовых узлов колесных пар грузовых вагонов (выбраны в качестве примера). Применяемые методы относятся к разделам математической статистики и теории вероятности. Разобран математический метод оценки параметров на основе вычисления функции правдоподобия. Приведен пример расчета функции правдоподобия на смоделированных данных.

Результаты. Результатом выполненной работы является методика, позволяющая определить границы достоверности результатов диагностирования с заданной степенью вероятности («надежности»).

Обсуждение и заключение. Авторы предлагают ввести в употребление интервальные оценки параметра «достоверность». Предлагается использовать три интервала с конкретными граничными значениями. Наряду с оценкой достоверности (подтверждаемости) результатов диагностирования, авторы предлагают оценивать качество и эффективность работы вибродиагностического оборудования путем расчета функции правдоподобия. Отмечено, что результаты исследования могут быть использованы в различных отраслях промышленности.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: железнодорожный транспорт, подвижной состав, вибродиагностика, достоверность, оценка, функция правдоподобия, вероятность, интервал

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Тэттер В. Ю., Гателюк О. В., Тэттер А. Ю. Выбор критериев оценки эффективности вибродиагностирования узлов подвижного состава на современном этапе цифровизации для гармонизации нормативных документов // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2025. Т. 84, № 3. С. 190–198. DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2025-84-3-190-198>.

TECHNICAL MEANS OF RAILWAY TRANSPORT

Original article

UDK 620.178.5: 620.179.1:629.463

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

DOI: <http://doi.org/10.21780/2223-9731-2025-84-3-190-198>

Scientific specialty: 2.9.3. Railway rolling stock, train traction and electrification



Selection of criteria for assessing the effectiveness of vibration diagnostics of rolling stock units at the current stage of digitalisation for the harmonisation of regulatory documents

Vladimir Yu. Tetter^{1,2}✉, Oleg V. Gatelyuk¹, Alexander Yu. Tetter¹

¹Omsk State Transport University,
Omsk, Russian Federation

²Omsk Plant of Modern Engineering Technologies,
Omsk, Russian Federation

ABSTRACT

Introduction. The article considers the issues of improving the operation of equipment for vibration diagnostics of rotary mechanical units of rolling stock, and determining objective criteria for assessing the efficiency of the diagnostic process. Industry regulatory documents have significant shortcomings in terms of determining the efficiency indicators of diagnostic equipment. Examples of calculating the “certainty” indicator, performed using different methods, showed that the results of calculating this indicator depend on the sample size of the diagnosed units. The purpose of the article is to analyse existing methods for assessing the quality of operation of vibration diagnostic equipment and to develop an additional criterion for assessing quality based on the likelihood function.

Materials and methods. The samples of diagnostic results of axle boxes of wheel pairs of wagons (selected as an example) are the source material for the discussed problem. The employed methods relate to the sections of mathematical statistics and probability theory. A mathematical method for estimating parameters based on the calculation of the likelihood function is analysed. An example of calculating the likelihood function on simulated data is given.

Results. The result of the work performed is a methodology that allows to determine the certainty limit of diagnostic results of a given degree of probability (“reliability”).

Discussion and conclusion. The authors propose to introduce interval estimates of the “certainty” parameter. It is proposed to use three intervals with specific boundary values. Along with the assessment of the certainty (confirmability) of diagnostic results the authors propose to assess the quality and efficiency of operation of vibration diagnostic equipment by calculating the likelihood function. It is noted that the results of the study could be used in various industries.

KEYWORDS: railway transport, rolling stock, vibration diagnostics, certainty, estimation, likelihood function, probability, interval

FOR CITATION: Tetter V. Yu., Gatelyuk O. V., Tetter A. Yu. Selection of criteria for assessing the effectiveness of vibration diagnostics of rolling stock units at the current stage of digitalisation for the harmonisation of regulatory documents. *Russian Railway Science Journal*. 2025;84(3):190–198. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2025-84-3-190-198>.

Введение. Вибродиагностическое оборудование (далее — ВДО) получило широкое распространение с середины 1990-х гг. Основанием для этого стала с одной стороны потребность в контроле технического состояния ответственных механических узлов и агрегатов, с другой — тотальное внедрение персональных компьютеров, микропроцессорных устройств [1–3]. ВДО успешно применяется в нефтегазовой и химической отраслях, металлургии, целлюлозно-бумажном производстве, энергетике, на железнодорожном транспорте.

В России использование ВДО как в локомотивном, так и в вагонном хозяйствах регламентируется отраслевыми нормативными документами^{1, 2}. Как правило, локомотиворемонтные и вагоноремонтные предприятия являются основными заказчиками такого оборудования. В государственном стандарте установлены показатели достоверности и точности диагностирования³. При выполнении задачи определения технического состояния объекта, такими показателями являются вероятность пропуска дефекта, вероятность ложной браковки. На практике этими показателями не пользуются.

В нормативных документах ОАО «РЖД» в данном случае используется термин «достоверность», причем формула для расчета этого показателя приводится только в документах по локомотивному хозяйству⁴.

Подтвержденная достоверность постановки диагноза D_T системы диагностирования узлов (специалиста по диагностике) определяется выражением (в локомотивном хозяйстве диагностируются подшипники качения, подшипники скольжения и зубчатые зацепления):

$$D_T = \left(1 - \frac{N_{\text{отк}} + N_{\text{ош}}}{N_{\text{д}}} \right) \cdot 100 \%, \quad (1)$$

где 1 — коэффициент 100 % достоверности постановки диагноза;

$N_{\text{д}}$ — количество забракованных средствами диагностирования узлов;

$N_{\text{отк}}$ — количество узлов, отказавших в гарантируемый период после проведения диагностирования в период эксплуатации;

$N_{\text{ош}}$ — количество ошибочно забракованных и не допущенных к эксплуатации узлов по результатам диагностирования.

Разработчиками ВДО, например, ООО «ДиаТех», предлагались и другие формулы определения показателя достоверности.

В [4] авторы предложили свою методику и формулу расчета показателя достоверности, в которую введены коэффициенты, учитывающие степень понесенного ущерба при следовании ошибочной рекомендации по результатам диагностирования. Значения этих коэффициентов должны определяться методом экспертных оценок.

Целью работы является анализ существующих методов оценки качества работы вибродиагностического оборудования и разработка дополнительного критерия оценки качества на основе определения функции правдоподобия.

Постановка задачи по уточнению методики расчета функции правдоподобия. Все известные методики расчета функции предполагают разборку узла после диагностирования и определение его фактического технического состояния. Так как рассматриваемый показатель имеет вероятностную природу, то для его определения необходимо иметь репрезентативную выборку. По предварительным оценкам эта выборка должна состоять не менее чем из 150 экспериментов.

Для оценки эффективности выполнения задач по определению технического состояния посредством ВДО предлагается использовать функцию правдоподобия⁵.

Этот метод наиболее полно использует данные выборки об оцениваемом параметре, поэтому он особенно полезен в случае малых выборок. Функцией правдоподобия дискретной случайной величины x называют функцию аргумента θ :

$$f_x(\theta | x) \quad (2)$$

или, в случае независимых наблюдений, функция правдоподобия может быть записана как произведение плотностей вероятности каждого наблюдения:

$$f(x_1, x_2, \dots, x_n; \theta) = p(x_1; \theta) p(x_2; \theta) \dots p(x_n; \theta), \quad (3)$$

где $x_1, x_2, \dots, x_n$ — фиксированные числа.

При этом будем считать, что параметр θ — это результат диагностирования, который выражается в виде заключений «годен» или «брак», а параметр x — это фактическое техническое состояние объекта, также выражаемое в бинарной системе: работоспособное

¹ Руководство по вибродиагностическому контролю буксовых узлов вагонных колесных пар РД 32 ЦВ 198-2024. Утв. расп. ОАО «РЖД» от 29 августа 2024 г. № 2080/р.

² ПКБ ЦТ.06.0050 «Вибрационное диагностирование узлов локомотивов». Технологическая инструкция. Утв. ОАО «РЖД» 11 января 2013 г. (с Извещением об изменении № 2619 от 25 ноября 2019 г.).

³ ГОСТ 27518–87. Диагностирование изделий. Общие требования: утв. и введен в действ. Постановлением Государственного комитета СССР по стандартам от 15 декабря 1987 г. № 4520. М.: Стандартинформ, 2009.

⁴ ПКБ ЦТ.06.0050 «Вибрационное диагностирование узлов локомотивов».

⁵ Чуликов А. И. Математическая статистика: конспект ФИЗФАК МГУ. URL: <https://teach-in.ru/file/synopsis/pdf/mathematical-statistics-chulichkov2-M2.pdf> (дата обращения: 01.03.2025).

состояние («годен»), неработоспособное состояние («брак»).

Требуется найти точечную оценку параметра θ , т. е. количественную оценку правдоподобности (правильности) поставленного диагноза при известном фактическом состоянии объекта, например, подшипника качения в буксовом узле колесной пары. Для этого необходимо вычислить функцию правдоподобия и найти ее максимум. При этом целесообразно использовать логарифмическую функцию правдоподобия,

так как логарифм функции достигает максимума в той же точке, что и сама функция⁶:

$$L(\theta | x) = \ln f_x(\theta | x). \quad (4)$$

Анализ существующих методик расчета показателя достоверности диагностирования. Рассмотрим пример расчета достоверности диагностирования буксовых узлов по одной из установившихся в вагонном хозяйстве методик. В вагоноремонтном депо N на установке ВДО «Эксперт-Д» (рис. а и б) было

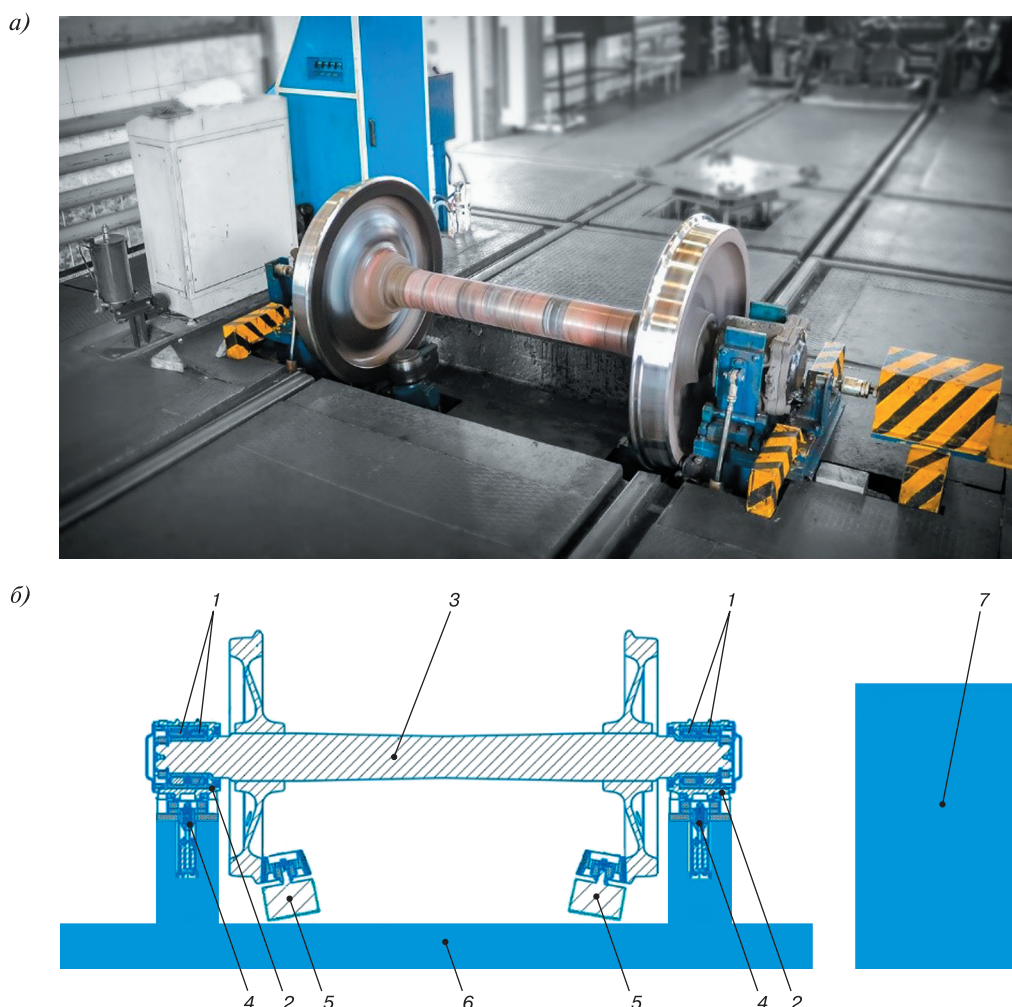


Рис. Вибродиагностический комплекс «Эксперт-Д» для определения технического состояния буксовых узлов колесных пар*:

а — общий вид комплекса; б — функциональная схема диагностического комплекса; 1 — подшипники качения; 2 — корпуса буксовых узлов; 3 — колесная пара; 4 — датчики вибрации (акселерометры); 5 — электроприводы с роликами; 6 — основание; 7 — блок обработки и анализа сигналов, включающий в себя усилители, аналоговые и цифровые фильтры сигналов, аналогово-цифровые преобразователи, цифровое вычислительное устройство (например, промышленную ПЭВМ), устройство управления электроприводами

* Источник: рисунки предоставлены авторами

Fig. Vibration diagnostic complex “Expert-D” for determining the technical condition of axle box assemblies of wheel pairs*:

а — general view of the complex; б — functional diagram of the diagnostic complex; 1 — rolling bearings; 2 — axle box housings; 3 — wheel pair; 4 — vibration sensors (accelerometers); 5 — electric drives with rollers; 6 — base; 7 — signal processing and analysis unit, including amplifiers, analogue and digital signal filters, analogue-to-digital converters, digital computing device (for example, an industrial PC), electric drive control device

* Source: images provided by the authors

⁶ Насыров Ф. С. Девять лекций по теории вероятностей: учебное пособие. Уфа: УГАТУ, 2006. 62 с.

продиагностировано 200 колесных пар грузовых вагонов (400 буксовых узлов) с последующей комиссионной разборкой и осмотром буксовых узлов для определения их фактического технического состояния. Несовпадение поставленных диагнозов с фактическим техническим состоянием зафиксировано в 19 случаях (ложная браковка — 15 случаев, пропуск дефекта — 4 случая).

Стенд функционирует следующим образом (рис. б): колесную пару 3 устанавливают на основание 6, первичные преобразователи 4 подводят до касания к корпусам буксовых узлов 2, колесную пару 3 приводят во вращение приводами 5, при этом подшипники качения 1 находятся под нагрузкой, обусловленной собственным весом колесной пары.

При прокрутке колесной пары с нормированной частотой вращения на этой установке с буксовых узлов снимаются сигналы вибрации (с двух букс одновременно), которые подвергаются анализу с помощью специальной диагностической программы. При этом анализируются параметры временного сигнала (коэффициент усиления, среднее квадратическое значение, пик-фактор, фактор кurtозиса [5, 6]) и производится глубокий спектральный анализ трех видов спектров — широкополосного спектра, автоспектра или прямого спектра, спектра огибающей сигнала [7]. Анализирующая программа позволяет определять до двенадцати видов дефектов подшипников и степень их развития. Результатом диагностирования является интегральная оценка технического состояния буксового узла в виде заключения «годен»/«брак» (допустить в эксплуатацию/не допустить в эксплуатацию). При браковке хотя бы одной из букс вся колесная пара направляется в ремонт.

По наиболее распространенной в вагонном хозяйстве методике достоверность диагностирования D рассчитывается по формуле:

$$D = \frac{N - N_H}{N} \cdot 100\%, \quad (5)$$

где N — общее количество продиагностированных узлов, фактическое техническое состояние которых было определено осмотром;

N_H — количество несовпадений диагноза ВДО с фактическим техническим состоянием узла.

Для проведенного эксперимента:

$$D = \frac{400 - 381}{400} \cdot 100\% = 95,25\%.$$

Разберем случай, когда 19 несовпадений были зафиксированы при диагностировании первых 160 колес-

ных пар, т. е. первых 320 буксовых узлов. При этом показатель D будет иметь следующее значение:

$$D = \frac{320 - 19}{320} \cdot 100\% = 94\%.$$

Таким образом, видно, что значение показателя достоверности зависит от величины выборки (количества проведенных экспериментов).

Исходя из того, что показатель «достоверность» носит вероятностный характер, и принимая во внимание возможность (по множеству причин) постановки неправильного диагноза, возникает необходимость определения репрезентативности выборки при количественной оценке показателя достоверности. Иными словами, встает вопрос о минимально необходимом количестве проведенных экспериментов (диагностирований), по результатам которых можно вычислять показатель «достоверность» с достаточной «надежностью».

Ни в одном из отраслевых нормативных документов нет рекомендаций по количеству экспериментов, которое можно использовать при расчете показателя «достоверность». Очевидно, что при снижении количества экспериментов «надежность» количественной оценки будет снижаться, а при увеличении — повышаться.

Авторы предлагают перейти от точечных оценок по критерию «достоверность» к интервальным, с указанием объема репрезентативной выборки для каждого определенного интервала. Практическое применение интервальных оценок обсуждается, например, в работах⁷ [8, 9]. Использование таких оценок дает возможность установить связь показателей достоверности и точности и с числом испытаний [10]. Это становится особенно актуально при ограниченном числе опытов (испытаний).

Опираясь на длительный опыт внедрения и анализа работы вибродиагностического оборудования на сети дорог, авторы предлагают ограничиться тремя интервалами: первый — от 75 % до 85 %, второй — от 85 % до 90 %, третий — от 90 % до 95 %. Указанные интервалы являются экспертной оценкой авторов и подлежат корректировке с учетом мнения других специалистов. Методика получения согласованной оценки малой группой экспертов из 5–7 специалистов разработана авторами и приведена в [11]. Для каждого предлагаемого интервала следует провести расчет минимально необходимой выборки (при уже упомянутой оценке надежности в 0,95).

Методика определения функции правдоподобия. Ниже приведены соображения по нахождению оценки правдоподобности (надежности) правильного диагноза методом наибольшего правдоподобия.

⁷ Назин С.А. Эллипсоидальное и интервальное оценивание состояний и параметров дискретных динамических систем с неопределенным описанием модели: дисс. канд. физ.-мат. наук: 05.13.01. М., 2004. 118 с.

Пусть имеется n серий испытаний по диагностированию технического состояния объекта, в каждом из которых проведено m_i ($1 \leq i \leq n$) испытаний. Обозначим достоверность диагностирования через θ ($0 \leq \theta \leq 1$). Заметим, что все испытания можно считать независимыми, а поэтому можем предположить, что θ — случайная величина, распределенная по биномиальному закону. В этом случае соответствующие вероятности определяются по формуле Бернулли. Пояснения применимости биномиального закона (биномиального распределения) приводятся в источнике⁸.

Пусть x_i ($1 \leq i \leq n$) — количество совпадений поставленных диагнозов с фактическим техническим состоянием в i -й серии. Найдем оценку параметра θ методом наибольшего правдоподобия.

Тогда вероятность того, что в i -й серии испытаний будут достоверно продиагностированы ровно x_i объектов можно найти по следующей формуле:

$$P_{m_i}(x_i) = C_{m_i}^{x_i} \theta^{x_i} (1 - \theta)^{m_i - x_i}, \quad (6)$$

где $C_{m_i}^{x_i}$ — это число способов, которыми в серии из m_i испытаний будут достоверно продиагностированы x_i объектов.

Вывод соответствующей формулы приводится в источнике⁹.

Составим функцию правдоподобия и логарифмическую функцию правдоподобия — в нашем случае с использованием формул (3) и (4):

$$f(x_1, x_2, \dots, x_n, \theta) = C_{m_1}^{x_1} \theta^{x_1} (1 - \theta)^{m_1 - x_1} \times C_{m_2}^{x_2} \theta^{x_2} (1 - \theta)^{m_2 - x_2} \dots C_{m_n}^{x_n} \theta^{x_n} (1 - \theta)^{m_n - x_n}, \quad (7)$$

откуда

$$\ln f(x_1, x_2, \dots, x_n, \theta) = \ln(C_{m_1}^{x_1} \cdot C_{m_2}^{x_2} \cdot \dots \cdot C_{m_n}^{x_n}) + \sum_{i=1}^n x_i \cdot \ln \theta + \left(\sum_{i=1}^n m_i - \sum_{i=1}^n x_i \right) \cdot \ln(1 - \theta). \quad (8)$$

Найдем первую производную по θ :

$$\frac{\partial \ln f}{\partial \theta} = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{\theta} - \frac{\sum_{i=1}^n m_i - \sum_{i=1}^n x_i}{1 - \theta}. \quad (9)$$

Приравняв эту производную к нулю и решив полученное уравнение относительно θ , получим искомую оценку достоверности диагностирования:

$$\theta = \frac{\sum_{i=1}^n x_i}{\sum_{i=1}^n m_i}. \quad (10)$$

Таблица

Результаты диагностирования (определения технического состояния) подшипников качения*

Table

Results of diagnostics of technical condition of rolling bearings*

Номер серии	1	2	3	4	5
x_i	13	15	19	12	9
m_i	14	17	20	14	9

* Источник: данные авторов

* Source: authors' data

С помощью второй производной легко убедиться в том, что данное значение θ является максимальным.

Пример расчета функции правдоподобия и определения границ достоверности (доверительного интервала) диагностирования с заданной надежностью. В качестве примера рассмотрена серия из пяти опытов (серий диагностирования) буксовых узлов колесных пар грузовых вагонов РУ1Ш-957-Г на промежуточной ревизии, в которых были получены результаты, представленные в табл.

Тогда из формулы (10) получаем:

$$\sum_{i=1}^5 x_i = 68, \quad \sum_{i=1}^5 m_i = 74, \quad \theta = \frac{68}{74} \approx 0,919, \text{ или } 91,9\%.$$

Однако в силу того, что величина достоверности диагностирования является случайной и может меняться с проведением каждой новой серии испытаний, для более надежной оценки правдоподобности поставленного диагноза авторы предлагают использовать интервальную оценку параметра θ (доверительный интервал). Доверительным интервалом с надежностью $\theta < \gamma < 1$ называется интервал с концами $\theta_1 < \theta < \theta_2$, зависящими от параметров θ и γ , накрывающий истинное значение параметра θ с вероятностью (надежностью) γ ¹⁰.

Заметим, что при увеличении γ длина доверительного интервала увеличивается, поэтому в инженерных расчетах чаще всего полагают $\gamma = 0,95$, или 95%.

Обозначим для удобства $\sum_{i=1}^n m_i = m$. Тогда для биномиального распределения границы доверительного интервала с надежностью определяются по следующим формулам:

$$\theta_1 = \frac{m}{t^2 + m} \cdot \left(\theta + \frac{t^2}{2m} - t \cdot \sqrt{\frac{\theta(1-\theta)}{m} + \left(\frac{t}{2m} \right)^2} \right); \quad (11)$$

$$\theta_2 = \frac{m}{t^2 + m} \cdot \left(\theta + \frac{t^2}{2m} + t \cdot \sqrt{\frac{\theta(1-\theta)}{m} + \left(\frac{t}{2m} \right)^2} \right),$$

⁸ Вентцель Е. С. Теория вероятностей: учебник для вузов. М.: Высшая школа, 2006. С. 59–60.

⁹ Там же.

¹⁰ Там же.

где θ определяется по формуле (10), а величина t находится из уравнения $\Phi(t) = \gamma/2$. В данном случае t является переменной функции Лапласа:

$$\Phi(t) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^t e^{-\frac{x^2}{2}} dx.$$

Таблицы функции Лапласа приведены во многих учебниках или учебных пособиях по теории вероятностей, например, в руководстве¹¹. Значение t также можно получить с помощью встроенной в MS Excel функции НОРМ.СТ.ОБР, аргументом которой должно служить выражение $(1 + \gamma)/2$. Знак второй производной указывает на то, является ли данное значение параметра θ , при котором первая производная функции правдоподобия равна нулю, максимальным или минимальным. Общее правило исследования функции с помощью старших производных на экстремум изложено в учебном пособии¹².

Если же m достаточно велико, порядка нескольких сотен, то для нахождения границ можно воспользоваться следующими формулами:

$$\begin{aligned} \theta_1 &= \theta - t \cdot \sqrt{\frac{\theta(1-\theta)}{m}}; \\ \theta_2 &= \theta + t \cdot \sqrt{\frac{\theta(1-\theta)}{m}}. \end{aligned} \quad (12)$$

Найдем интервальную оценку параметра для примера из таблицы с надежностью $\gamma = 0,95$. Тогда из таблицы функции Лапласа найдем, что $t = 1,96$. Подставив в формулы (11) значения $\theta = 0,919$, $m = \sum_{i=1}^5 m_i = 74$, получим:

$$\begin{aligned} \theta_1 &= \frac{74}{1,96^2 + 74} \times \left(0,919 + \frac{1,96^2}{148} - \right. \\ &\quad \left. - 1,96 \cdot \sqrt{\frac{0,919(1-0,919)}{74} + \left(\frac{1,96}{148} \right)^2} \right) = 0,834; \\ \theta_2 &= \frac{74}{1,96^2 + 74} \times \left(0,919 + \frac{1,96^2}{148} + \right. \\ &\quad \left. + 1,96 \cdot \sqrt{\frac{0,919(1-0,919)}{74} + \left(\frac{1,96}{148} \right)^2} \right) = 0,962. \end{aligned} \quad (13)$$

Таким образом, границы достоверности диагностирования с надежностью 0,95 лежат в границах от 83,4 % до 96,2 %. К сожалению, возможность сузить

этот доверительный интервал заключается только в увеличении количества испытаний, что не всегда возможно и рационально в условиях работы депо.

Обсуждение. Из приведенных выше данных следует вывод, что нормативные документы по вибродиагностированию узлов подвижного состава имеют недоработки в части критериев, определяющих эффективность и качество работы вибродиагностического оборудования. Отсутствует единая методика расчета показателей достоверности, вследствие чего результаты расчетов по разным методикам являются несопоставимыми. Авторами разработана методика оценки качества диагностирования по дополнительному параметру — функции правдоподобия. Использование предложенной методики позволит более объективно оценивать функциональные возможности и эффективность применения ВДО.

В отраслевых документах целесообразно привести не только требуемую величину показателя достоверности, но и методику проведения экспериментов по определению этих показателей. Разработка такой методики с использованием соответствующего математического аппарата является предметом отдельного исследования и не рассматривалась авторами в этой статье.

Заключение. В статье обоснована недостаточная проработка отраслевых нормативных документов по вибродиагностированию. Доработку этих документов целесообразно проводить специально организованной рабочей группой из специалистов железнодорожного транспорта, заводов-изготовителей подшипников и предприятий-разработчиков ВДО. Предложен новый критерий оценки качества диагностирования ВДО и разработана методика его определения.

Материалы настоящей статьи могут быть использованы не только на железнодорожном транспорте, но и в других отраслях, где вибродиагностическое оборудование нашло широкое применение.

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.

¹¹ Гмурман В. Е. Руководство к решению задач по теории вероятностей и математической статистике: учебное пособие. М.: Высшее образование, 2008. 404 с.

¹² Фихтенгольц Г. М. Курс дифференциального и интегрального исчисления: учеб. пособие для университетов и педагогических институтов. Т. 1. М.: Наука, 2006. С. 287.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ / REFERENCES

- Mitchell J. S. From Vibration Measurement to Condition Based Maintenance. Seventy Years of Continuous Progress. *Journal of Sound and Vibration*. 2007; 41(1):62–78.
- Барков А. В., Никитин В. С. Современные возможности вибродиагностики машин и оборудования [Электронный ресурс]. URL: https://masters.donntu.ru/2006/eltf/marunovich/library/vibro_vast.htm (дата обращения: 25.07.2025).
- Barkov A. V., Nikitin V. S. Modern possibilities of vibration diagnostics of machines and equipment. (In Russ.). URL: https://masters.donntu.ru/2006/eltf/marunovich/library/vibro_vast.htm (access date: 25.07.2025).
- Харрасов Б. Г., Валеев А. Р., Хурамшина Р. А., Соколова В. В. Этапы развития и пути становления методов контроля вибрации оборудования в мировой практике // История науки и техники. 2002. № 2–3. С. 49–52. <https://doi.org/10.24412/2226-2296-2022-2-3-49-52>. EDN: <https://www.elibrary.ru/xabhte>.
- Kharrasov B. G., Valeev A. R., Khuramshina R. A., Sokolova V. V. History and development of vibration control methods of equipment in world practice. *History and Pedagogy of Natural Science*. 2022; (2–3):49–52. (In Russ.). <https://doi.org/10.24412/2226-2296-2022-2-3-49-52>. EDN: <https://www.elibrary.ru/xabhte>.
- Тэттер В. Ю., Тэттер А. Ю. Прикладные вопросы диагностирования роторных узлов по вибрации. Saarbrücken: LAP LAMBERT, 2013. 131 с. EDN: <https://www.elibrary.ru/tuhlwp>.
- Tetter V. Yu., Tetter A. Yu. Applied issues of diagnostics of rotor units by vibration. Saarbrücken: LAP LAMBERT, 2013. 131 p. (In Russ.). EDN: <https://www.elibrary.ru/tuhlwp>.
- Надежин М. И., Слободзян Н. С., Киселев А. А. Улучшение качества моделей классификации отказов для диагностики электромеханических систем // Робототехника и техническая кибернетика. 2022. Т. 10, № 1. С. 73–80. <https://doi.org/10.31776/RTCJ.10108>. EDN: <https://www.elibrary.ru/prhrzh>.
- Nadezhin M. I., Slobodyan N. S., Kiselev A. A. Improving quality of the faults' classification models for electromechanical systems' diagnostics. *Robotics and technical cybernetics*. 2022;10(1):73–80. (In Russ.). <https://doi.org/10.31776/RTCJ.10108>. EDN: <https://www.elibrary.ru/prhrzh>.
- Матвеев С. А., Коротков Е. Б., Жуков Ю. А., Надежин М. И. Сравнение методов искусственного интеллекта в задачах диагностики электропривода // Экстремальная робототехника. 2020. № 1(31). С. 183–187. EDN: <https://www.elibrary.ru/jttmfz>.
- Matveev S. A., Korotkov E. B., Zhukov Yu. A., Nadezhin M. I. Comparison of artificial intelligence methods in following: tasks of electric drive diagnostics. *Extreme Robotics*. 2020;1(31):183–187. (In Russ.). EDN: <https://www.elibrary.ru/jttmfz>.
- Тэттер В. Ю., Тэттер А. Ю., Корнейчук И. Л., Бородин А. В. Математические модели дефектов роторных механизмов подвижного состава в частотной и временной областях // Известия Транссиба. 2019. № 3(39). С. 39–48. EDN: <https://www.elibrary.ru/izjkgx>.
- Tetter V. Yu., Tetter A. Yu., Korneichuk I. L., Borodin A. V. Mathematical models of defects of rotor mechanisms of rolling stock in the frequency and time domains. *Journal of Transsib Railway Studies*. 2019;3(39): 39–48. (In Russ.). EDN: <https://www.elibrary.ru/izjkgx>.
- Сучкова Л. И., Якунин А. Г. Применение интервальных оценок в приборах и методах контроля для выделения информационных параметров квазидетерминированных сигналов // Вестник Югорского государственного университета. 2011. № 2(21). С. 69–81. EDN: <https://www.elibrary.ru/oqqqjn>.
- Suchkova L. I., Yakunin A. G. Application of interval estimations in devices and methods of a quality monitoring for discrimination of information parameters of the quasidetermined signals. *Yugra State University Bulletin*. 2011;2(21):69–81. (In Russ.). EDN: <https://www.elibrary.ru/oqqqjn>.
- Недугов Г. В., Недугова В. В. Вероятностные аналитические технологии в судебной медицине: базовые математические модели и практические приложения. Самара: Офорт, 2009. 241 с. EDN: <https://www.elibrary.ru/qlwlch>.
- Nedugov G. V., Nedugova V. V. Probabilistic analytical technologies in forensic medicine: basic mathematical models and practical

applications. Samara: Ofort, 2009. 241 p. (In Russ.). EDN: <https://www.elibrary.ru/qlwlch>.

10. Ардашов А. А., Арсеньев В. Н., Силантьев С. Б. Оценивание характеристик надежности сложной системы при ограниченном объеме экспериментальных данных // Известия высших учебных заведений. Приборостроение. 2016. Т. 59, № 3. С. 197–200. <https://doi.org/10.17586/0021-3454-2016-59-3-197-201>. EDN: <https://www.elibrary.ru/vqyanp>.

Ardashov A. A., Arseniev V. N., Silantev S. B. Assessment of reliability characteristics of a complex system by a limited volume of experimental data. *Journal of Instrument Engineering*. 2016;59(3):197–200. (In Russ.). <https://doi.org/10.17586/0021-3454-2016-59-3-197-201>. EDN: <https://www.elibrary.ru/vqyanp>.

11. Tetter V., Gatelyuk O., Denisova I. Evaluating market attractiveness of railway car repair companies based on expert analysis. *Ingegneria Ferroviaria*. 2022;77(2):93–108. EDN: <https://www.elibrary.ru/idztds>.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Владимир Юрьевич ТЭТТЕР,

канд. техн. наук, доцент кафедры «Теоретическая электротехника», Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС, 644046, г. Омск, Маркса пр., д. 35); начальник научно-исследовательского отдела, Омский завод современных технологий машиностроения (ООО «ОЗТМ», 644065, г. Омск, ул. Нефтезаводская, д. 42А, офис 21), Author ID: 456255, <https://orcid.org/0000-0001-6440-5291>

Олег Владимирович ГАТЕЛЮК,

канд. физ.-мат. наук, доцент кафедры «Высшая математика», Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС, 644046, г. Омск, Маркса пр., д. 35), Author ID: 493854, <https://orcid.org/0009-0009-8108-6689>

Александр Юрьевич ТЭТТЕР,

канд. техн. наук, доцент кафедры «Теоретическая электротехника», Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС, 644046, г. Омск, Маркса пр., д. 35), Author ID: 543289, <https://orcid.org/0000-0001-5802-7001>

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Vladimir Yu. TETTER,

Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor, Theoretical Electrical Engineering Department, Omsk State Transport University (644046, Omsk, 35, Marx Ave.); Head of the Research Department, Omsk Plant of Modern Engineering Technologies (644065, Omsk, 42A, off. 21, Neftezavodskaya St.), Author ID: 456255, <https://orcid.org/0000-0001-6440-5291>

Oleg V. GATELYUK,

Cand. Sci. (Phys.-Math.), Associate Professor, Higher Mathematics Department, Omsk State Transport University (644046, Omsk, 35, Marx Ave.), Author ID: 493854, <https://orcid.org/0009-0009-8108-6689>

Alexander Yu. TETTER,

Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor, Theoretical Electrical Engineering Department, Omsk State Transport University (644046, Omsk, 35, Marx Ave.), Author ID: 543289, <https://orcid.org/0000-0001-5802-7001>

ВКЛАД АВТОРОВ

Владимир Юрьевич ТЭТТЕР. Анализ состояния вопроса, нормативных документов, сбор и интерпретация данных. Написание статьи, смысловое, стилистическое и техническое редакти-

рование. Формирование выводов. Решение об окончательном утверждении варианта статьи для публикации (60 %).

Олег Владимирович ГАТЕЛЮК. Выполнение математических расчетов по определению функции правдоподобия. Смысловое, стилистическое и техническое редактирование. Решение об окончательном утверждении варианта статьи для публикации (25 %).

Александр Юрьевич ТЭТТЕР. Сбор, анализ и интерпретация данных. Организация структуры представления материала. Смысловое, стилистическое и техническое редактирование. Решение об окончательном утверждении варианта статьи для публикации (15 %).

CONTRIBUTION OF THE AUTHORS

Vladimir Yu. TETTER. Data collection, analysis and interpretation. Article writing, semantic, stylistic and technical editing. Final approval of the article version for publication (60 %).

Oleg V. GATELYUK. Mathematical calculations to determine the likelihood function. Semantic, stylistic and technical editing. Final approval of the article version for publication (25 %).

Alexander Yu. TETTER. Data collection, analysis and interpretation. Organisation of the material presentation structure. Semantic, stylistic and technical editing. Final approval of the article version for publication (15 %).

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

The authors have read and approved the final manuscript.

Статья поступила в редакцию 06.03.2025, рецензия от первого рецензента получена 23.04.2025, рецензия от второго рецензента получена 14.05.2025, рецензия от третьего рецензента получена 09.06.2025, рецензия от четвертого рецензента получена 01.07.2025, принята к публикации 11.08.2025.

The article was submitted 06.03.2025, first review received 23.04.2025, second review received 14.05.2025, third review received 09.06.2025, fourth review received 01.07.2025, accepted for publication 11.08.2025.

Оригинальная научная статья

УДК 625.143.54

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

DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2025-84-3-199-214>

Научная специальность: 2.9.2. Железнодорожный путь, изыскание и проектирование железных дорог



Выбор расчетных методов учета сложного напряженно-деформированного состояния и среднего напряжения цикла для локализации места зарождения усталостной трещины в упругой клемме

В. О. Березин¹✉, А. В. Замуховский¹, А. А. Ефимов²

¹Российский университет транспорта (РУТ (МИИТ)),
Москва, Российская Федерация

²Инжиниринговый центр железнодорожного транспорта (АО «ИЦ ЖТ»),
Москва, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Введение. Проведен обоснованный выбор методов учета сложного напряженно-деформированного состояния и среднего напряжения цикла в расчетах упругих клемм узлов промежуточных рельсовых скреплений, связанных с локализацией потенциально критических мест по условию усталостной долговечности. Определены методы, которые позволяют наиболее точно локализовать места усталостных изломов упругих клемм.

Материалы и методы. В качестве исследуемой клеммы была выбрана упругая клемма ЦП 369.102 (клемма ЖБР-65). Выбор возможных методов учета сложного напряженно-деформированного состояния и учета влияния среднего напряжения цикла проведен посредством обзора и анализа существующих методов. Для проведения виртуальных испытаний разработана конечно-элементная модель упругой клеммы. Проведены натурные усталостные испытания упругих клемм. Для сравнения результатов натурных усталостных испытаний клемм и виртуального эксперимента применялось 3D-сканирование изломанных фрагментов клемм.

Результаты. Установлено, что экземпляры упругой клеммы ЦП 369.102 при натурных испытаниях на усталостную долговечность разрушались в двух различных зонах с вероятностью 5 и 95 %. Результаты расчетов, выполненных с использованием комбинаций методов учета сложного напряженно-деформированного состояния и влияния среднего напряжения цикла, показали удовлетворительное совпадение с экспериментально определенными местами зарождения усталостных трещин в клеммах.

Обсуждение и заключение. Определены комбинации методов учета сложного напряженно-деформированного состояния и учета влияния среднего напряжения цикла, которые позволяют при проведении расчетов локализовать потенциально критические с точки зрения усталостной долговечности места упругой клеммы. Запланированы дальнейшие исследования по разработке на основе текущих результатов модели для упругой клеммы, позволяющей с достаточной степенью точности оценивать ее долговечность.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: рельсовое скрепление, клемма, сложное напряженно-деформированное состояние, среднее напряжение цикла, усталостная долговечность

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Березин В. О., Замуховский А. В., Ефимов А. А. Выбор расчетных методов учета сложного напряженно-деформированного состояния и среднего напряжения цикла для локализации места зарождения усталостной трещины в упругой клемме // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2025. Т. 84, № 3. С. 199–214. DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2025-84-3-199-214>.

Original article
UDK 625.143.54
EDN: <https://elibrary.ru/izmvxi>
DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2025-84-3-199-214>
Scientific specialty: 2.9.2. Railway track, survey and design of railways



Selection of calculation methods for accounting complex stress-strain state and mean cycle stress for the origin of fatigue crack in elastic clamp localisation

Vadim O. Berezin¹✉, Alexander V. Zamukhovsky¹, Andrey A. Efimov²

¹Russian University of Transport,
Moscow, Russian Federation

²Engineering Centre of Railway Transport,
Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

Introduction. The authors conducted valid accounting methods choice of complex stress-strain state and mean stress in the calculations of elastic clamps of intermediate rail fastenings nodes connected with the localisation of potentially critical sites under the condition of fatigue durability. Methods that enable to most accurately localise places of fatigue fractures has been determined.

Materials and methods. The elastic clamp CP 369.102 (clamp ZhBR-65) was chosen as the clamp under study. The selection of potential methods for accounting complex stress-strain state and mean cycle stress for the origin of a fatigue crack in an elastic clamp localisation was carried out through a review and analysis of existing approaches. A finite element model of the elastic clamp was developed for conducting virtual tests. Full-scale fatigue tests of the elastic clamps were performed according to the developed test procedure. In order to compare the results of the full-scale fatigue tests and the virtual experiments, 3D scanning of the fractured clamp fragments was employed.

Results. It was established that samples of the elastic clamp CP 369.102, when subjected to full-scale fatigue life tests, failed in two distinct zones with probabilities of 5 % and 95 %, respectively. The results of calculations performed using combined methods for accounting complex stress-strain states and the influence of mean cycle stress demonstrated satisfactory correlation with the experimentally determined locations of fatigue crack initiation in the clamps.

Discussion and conclusion. Combinations of methods for accounting for complex stress-strain states and the influence of mean cycle stress were identified, which allow to localise potentially critical zones of the elastic clamp in terms of fatigue durability during calculations. Further research is planned and aimed at developing a model for the elastic clamp that would enable a sufficiently accurate assessment of its service life based on the current results.

KEYWORDS: railway fastening, clamp, complex stress-strain condition, mean stress, fatigue durability

FOR CITATION: Berezin V. O., Zamukhovsky A. V., Efimov A. A. Selection of calculation methods for accounting complex stress-strain state and mean cycle stress for the origin of fatigue crack in elastic clamp localisation. *Russian Railway Science Journal*. 2025;84(3):199–214. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2025-84-3-199-214>.

Введение. Нагружение упругой клеммы при эксплуатации включает в себя преднагружение монтажным усилием и сопровождается обусловленными нагрузками от подвижного состава, содержащими в себе циклы догружения и частичной разгрузки. Указанные нагрузки вызывают сложное напряженно-деформированное состояние (далее — НДС). При этом монтажное прижатие вызывает большую часть от максимальных действующих напряжений, обуславливает средние напряжения цикла и оказывает значительное влияние на усталостную долговечность клеммы [1–3]. В настоящей работе на примере клеммы ЦП 369.102 (клемма ЖБР-65), изготовленной из стали 60С2А, приведен анализ применимости методов учета сложного НДС и влияния среднего напряжения цикла в расчетах, связанных с определением места зарождения усталостной трещины в клемме.

В рассмотренных статьях иностранных авторов, посвященных анализу усталостной долговечности клеммы [1, 4–10], рассматривался вопрос о применяемых методах оценки сложного НДС и учета влияния среднего напряжения цикла при циклическом нагружении клеммы. В отечественных источниках не найдено научных трудов, посвященных применению рассмотренных методов для исследования упругих клемм.

Основные методы учета влияния среднего напряжения цикла на циклическую долговечность конструкции приведены в работе [11]: ASME, SWT, Багчи (Bagci), Герберга (Gerber), Гудмана (Goodman), Морроу (Morrow), Содерберга (Soderberg), Смита (Smith), Уолкера (Walker), а также методы Халф-слоуп (Half-slope) и линейный (Linear).

В [12] автор провел обзор основных методов учета сложного НДС при циклическом нагружении: максимальных касательных напряжений (критерий Треска), эквивалентных напряжений по Мизесу, максимальных главных напряжений и критической плоскости [13–15].

В [5] для клеммы Type 2 в качестве метода оценки сложного НДС применен метод критической плоскости с использованием критерия Брауна–Миллера (Brown–Miller) [14], а в качестве метода учета влияния среднего напряжения цикла — метод Морроу. Авторы приводят распределение усталостных долговечностей для клеммы, полученное в результате расчета, и фото нехарактерного усталостного излома клеммы в эксплуатации. Вопросы применимости расчетных методов остались открытыми.

Метод критической плоскости с использованием критерия Брауна–Миллера и метод учета влияния среднего напряжения цикла были применены и в работах [6, 7] для клеммы SKL-15. Авторы в обеих статьях сравнили определенное расчетом место с минимальной усталостной долговечностью с фактическим

местом усталостного излома клеммы, полученным при эксплуатации, а также выявили их совпадение.

В работе [1] для клеммы SKL-15 приведены расчетное распределение размаха максимальных главных деформаций между затянутым положением клеммы и положением разгрузки клеммы при проезде подвижного состава, а также фотография усталостного излома клеммы. Место усталостного излома совпало с областью наибольшего значения максимальных главных деформаций, а также с областями с наименьшими значениями усталостных долговечностей из работ [6, 7]. Авторы не получали эквивалентную симметричному циклу амплитуду напряжений или деформаций, что не дало возможности учесть влияние среднего напряжения цикла на наиболее нагруженные участки клеммы при циклическом нагружении. Цели авторов позволяли использовать упрощенный подход (построение диаграммы предельных амплитуд напряжений) с использованием методов Гудмана и Герберга для качественного определения неограниченной или ограниченной усталостной долговечности клемм. По данным источника [1] указанные методы не обладают высокой точностью.

В работе [4] для клеммы SKL-15 приведены расчетные распределения максимальных главных деформаций, максимальных касательных напряжений и эквивалентных напряжений по Мизесу для монтажного положения клеммы, положения клеммы, в котором она воспринимает догружение от изгиба рельса при движении подвижного состава при нахождении колеса перед узлом скрепления, и для других положений. В работе представлена фотография места усталостного излома клеммы, аналогичного приведенным в работах [1, 6, 7, 16]. Области с наибольшими значениями максимальных главных деформаций, максимальных касательных напряжений и эквивалентных напряжений по Мизесу совпадают с местом усталостного излома клеммы. Однако в работе [4] сравнение фактического места излома клеммы SKL-15 с местом максимальных значений вышеописанных распределений проводится для указанных выше состояний клеммы (например, в затянутом положении клеммы). При такой оценке отсутствует информация об амплитуде напряжений и среднем напряжении цикла для клеммы, что приводит к невозможности определения эквивалентной симметричному циклу амплитуды напряжений. Это не позволяет учитывать особенности циклического нагружения клеммы. В упомянутой работе оценка усталостных характеристик клеммы осуществляется с помощью диаграммы предельных амплитуд напряжений. Для построения диаграммы выбран метод Гудмана, который по соображениям, высказанным в [1], является неточным и консервативным. Там же приводится информация о более точных методах учета

влияния среднего напряжения цикла, таких как SWT, линейный и Уолкера. При этом в открытых источниках не найдено работ с использованием данных методов для усталостного анализа клемм, что наводит на мысль о проверке адекватности этих методов.

В работе [8] авторы для учета сложного НДС клеммы SKL-1 применяют расчет эквивалентных напряжений по Мизесу, а для учета влияния среднего напряжения цикла — методы Гудмана, Гербера и Содерберга. Авторы не приводят сравнения фотографий мест усталостных изломов с результатами расчетов.

В работах [9, 10] при усталостном анализе упругих клемм Pandrol E-clip и Fastclip в качестве метода для учета сложного НДС применяется метод критической плоскости с использованием критерия Фатем-Соси [15], который учитывает влияние среднего напряжения цикла [15, 17]. В [9] получены значения усталостных долговечностей для наиболее нагруженных участков клемм, однако сравнение фотографий усталостных изломов клемм E-clip и Fastclip проведено с распределениями максимальных касательных напряжений в заданных состояниях нагружения аналогично работе [4], что также не позволяет учесть амплитуду напряжений и среднее напряжение цикла.

В работе [9] для клеммы E-clip фирмы Pandrol места усталостных изломов совпадают с зоной с наибольшими значениями максимальных касательных напряжений в конечно-элементной модели (далее — КЭМ), в то время как для клеммы Fastclip место усталостного излома не совпадает с зоной с наибольшим значением максимальных касательных напряжений.

В работе [10] авторы получили распределения максимальных касательных и главных деформаций после затяжки клеммы E-clip, также для указанной клеммы получено распределение фактора повреждаемости по критерию Фатем-Соси при циклическом нагружении. Авторы приводят фото усталостного излома упругой клеммы E-clip, который совпадает с наибольшими значениями максимальных касательных и главных деформаций, а также с наибольшим значением фактора повреждаемости по критерию Фатем-Соси.

Следует также отметить, что в работах [2, 18, 19, 20] для клеммы E-clip приведенные области с наибольшими значениями эквивалентных напряжений по Мизесу совпадают с областью наибольших значений максимальных касательных напряжений из работы [9] и с областями с наибольшими значениями максимальных касательных и главных деформаций, а также с наибольшим значением фактора повреждаемости по критерию Фатем-Соси из работы [10]. Кроме того, в работе [2] приведены распределения усталостных долговечностей для клеммы E-clip. Авторы данной работы не указали примененный ими метод учета сложного НДС, а в качестве метода учета влияния

среднего напряжения цикла использовали метод Гудмана, о недостатках которого написано выше. Область с наименьшими значениями усталостных долговечностей совпала с местами усталостных изломов для клеммы E-clip из работ [9, 10, 18]. При этом стоит отметить, что при близком нахождении относительно друг друга места усталостных разрушений, приведенные в работах [10, 18], не совпадают с аналогичными местами усталостных разрушений в работе [9].

В работе [3] авторы при сравнении распределения размаха максимальных главных напряжений между затянутым положением клеммы и положением разгрузки клеммы при проезде подвижного состава установили совпадение областей с наибольшими значениями напряжений с местами усталостных изломов клемм KR. Однако авторы не получали амплитуду напряжений цикла и среднее напряжение цикла, что не дало возможности оценить влияние среднего напряжения цикла на фактическое место усталостного излома и определить потенциально критические места клеммы при циклическом нагружении.

С учетом вышеизложенного, очевидно, что задача выбора метода учета сложного НДС при циклическом нагружении клемм и метода учета влияния среднего напряжения цикла для локализации места зарождения усталостной трещины является актуальной и требует дальнейшего изучения. Цель настоящей работы состоит в определении комбинации методов, с помощью которых возможно наиболее точно локализовать места усталостных изломов клемм.

Предлагается подход, состоящий в последовательном решении следующих задач:

- анализ методов учета влияния среднего напряжения цикла;
- анализ методов учета сложного НДС при циклическом нагружении;
- разработка КЭМ упругой клеммы;
- проведение расчетов методом конечных элементов для клеммы с определением эквивалентной симметричному циклу амплитуды напряжений или фактора повреждаемости (для метода критической плоскости) при циклическом нагружении;
- подготовка и проведение натурных усталостных испытаний упругих клемм;
- сравнение мест зарождения усталостных трещин в клеммах при натурном эксперименте с наибольшими значениями эквивалентной симметричному циклу амплитуды напряжений или фактора повреждаемости при виртуальном эксперименте.

Материалы и методы, описание объекта испытания. В качестве объекта исследования выбрана серийно используемая на сети железных дорог Российской Федерации упругая клемма ЦП 369.102 (клемма ЖБР-65), представленная на рис. 1.

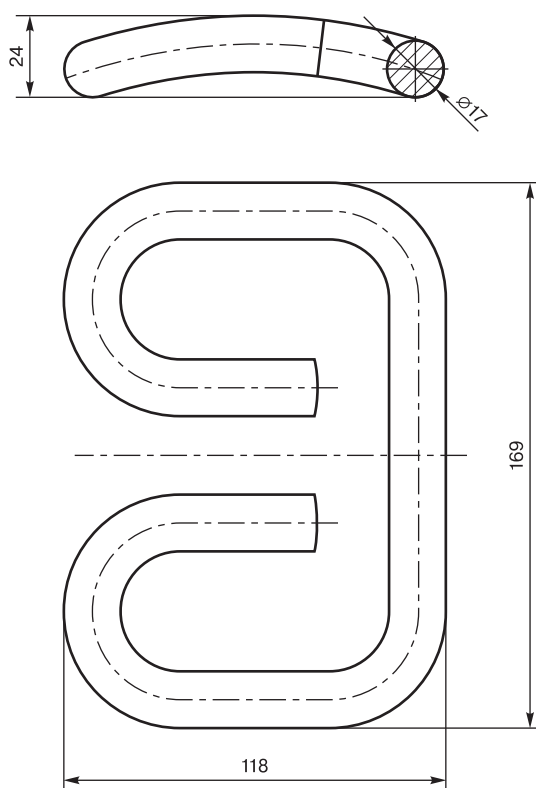


Рис. 1. Эскиз клеммы ЦП 369.102 (клемма ЖБР-65)*

* Источник: составлено авторами по материалам исследования

Fig. 1. Clamp CP 369.102 sketch (ZhBR-65 clamp)*

* Source: compiled by the authors according to the research

Указанная клемма способна обеспечивать усилие прижатия рельса не менее 12,5 кН, что отвечает требованиям ГОСТ 33186–2014¹ в части требований к характеристикам клеммы и ГОСТ 32698–2014² в части требований безопасности к промежуточным рельсовым скреплениям (усилие монтажного прижатия рельса к шпале от двух клемм — не менее 25 кН, которое обеспечивается конструктивными мерами).

Выбор методов учета сложного НДС при циклическом нагружении. Для проведения сравнительного анализа в качестве методов учета сложного НДС при циклическом нагружении для клеммы выбраны четыре главных метода, представленных в работе [12]:

- метод максимальных главных напряжений;
- метод эквивалентных напряжений по Мизесу;
- метод максимальных касательных напряжений (критерий Треска);
- метод критической плоскости.

Для метода критической плоскости существует несколько критериев: критерий Брауна–Миллера (Brown–Miller), Фатеми–Соси (Fatemi–Socie), Данг Вана (Dang Van) [21], МакДиармида (McDiarmid) [22] и другие. В настоящей статье для метода критической плоскости рассмотрены критерии, упомянутые во введении при анализе научных статей, а именно — Брауна–Миллера (1) и Фатеми–Соси (2):

$$\frac{\Delta\gamma}{2} + \frac{\Delta\epsilon_n}{2} = f(2N_f), \quad (1)$$

$$\frac{\Delta\gamma}{2} \left(1 + k \frac{\sigma_{n \max}}{\sigma_y} \right) = f(2N_f), \quad (2)$$

где $\frac{\Delta\gamma}{2}$ — амплитуда сдвиговой деформации;

$\frac{\Delta\epsilon_n}{2}$ — амплитуда нормальной деформации;

$2N_f$ — цикл нагружения;

$\sigma_{n \max}$ — максимальное нормальное напряжение;

k — коэффициент, определяющий влияние нормального напряжения;

σ_y — предел текучести материала.

Коэффициент k в настоящем исследовании принят равным 0,5 [23, 24]. Предел текучести приведен в работе [25].

Выбор методов учета влияния среднего напряжения цикла. Исходя из информации выше, критерий Фатеми–Соси для метода критической плоскости учитывает влияние среднего напряжения цикла.

Для критерия Брауна–Миллера выбран метод учета влияния среднего напряжения цикла, предложенный в работе [26]:

$$\frac{\Delta\gamma\tau_{\max}}{2} + \frac{\Delta\epsilon_n\sigma_{n \max}}{2} = f(2N_f), \quad (3)$$

где $\tau_{\max}$ — максимальное касательное напряжение;

$\sigma_{n \max}$ — максимальное нормальное напряжение.

Для методов максимальных главных напряжений, эквивалентных напряжений по Мизесу и максимальных касательных напряжений рассмотрены методы учета влияния среднего напряжения цикла, представленные в табл. 1 согласно [1], а также метод уравнивания схематизированной диаграммы предельных амплитуд напряжений при асимметричных циклах³.

Согласно [1], наиболее точным методом из приведенных в табл. 1 является метод Уолкера. Величину $1 - \gamma$ в данном методе можно рассматривать как меру чувствительности материала к среднему напряжению

¹ ГОСТ 33186–2014. Клеммы пружинные прутковые для крепления рельсов. Технические условия: введен в действие приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 17 февраля 2015 г. № 93–ст. М.: Стандартинформ, 2015. 6 с.

² ГОСТ 32698–2014. Скрепление рельсовое промежуточное железнодорожного пути. Требования безопасности и методы контроля: введен в действие приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 22 августа 2014 г. № 932–ст. М.: Стандартинформ, 2015. 10 с.

³ Когаев В. П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1993. 364 с.

Таблица 1
Методы учета среднего напряжения цикла*

Table 1

Mean stress accounting methods*

Наименование метода	Формула	Пояснение
ASME	$\sigma_{ar} = \frac{\sigma_a}{\left(1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_T}\right)^2\right)^{1/2}}$	σ_{ar} — эквивалентная симметричному циклу амплитуда напряжений; σ_a — амплитуда напряжений цикла при рассматриваемом виде нагружения; σ_m — среднее напряжение цикла; σ_T — предел текучести материала
Багчи	$\sigma_{ar} = \frac{\sigma_a}{1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_T}\right)^4}$	—
Гербер	$\sigma_{ar} = \frac{\sigma_a}{1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_B}\right)^2}$	σ_B — предел прочности материала
Гудман	$\sigma_{ar} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_B}}$	—
Халф-слоуп	$\sigma_{ar} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{2\sigma_B}}$	—
Линейный	$\sigma_{ar} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{M}}$	M — коэффициент, зависящий от свойств материала
Морроу	$\sigma_{ar} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma'_f}}$	σ'_f — истинный предел прочности материала
Содерберг	$\sigma_{ar} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_T}}$	—
Смит	$\sigma_{ar} = \frac{\sigma_a \left(1 + \frac{\sigma_m}{\sigma_B}\right)}{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_B}}$	—
SWT	$\sigma_{ar} = \sqrt{(\sigma_m + \sigma_a)\sigma_a}$	—
Уолкер	$\sigma_{ar} = (\sigma_m + \sigma_a)^{1-\gamma} \sigma_a^\gamma$	γ — коэффициент, зависящий от свойств материала

* Источник: составлено авторами по материалам исследования

* Source: compiled by the authors according to the research

цикла. Значения γ могут варьироваться от 0 до 1, но для металлов обычно находятся в диапазоне от 0,4 до 0,8 [27].

Предварительно коэффициент γ можно оценить по следующей формуле [27]:

$$\gamma = -0,0002\sigma_B + 0,8818. \quad (4)$$

В работе [27] авторы пишут о том, что при $\gamma = 0,5$ метод Уолкера преобразуется в метод SWT.

Авторами работы [1] отмечено, что модель SWT не содержит параметров, характеризующих свойства материала, а полученные результаты точнее, чем для большинства методов, представленных в табл. 1. Указанный метод широко используется на практике.

В частности, для материала 60C2A (рессорно-пружинная сталь) с пределом прочности σ_B , равным 1760 МПа, значение γ согласно формуле (4) будет составлять 0,5298 [27]. Исходя из этого можно сделать вывод о том, что методы Уолкера и SWT дают практически одинаковые результаты для данной марки стали с текущим режимом термообработки, разница между методами составляет 5,9 %, при этом обработка данных и получение результатов по методу SWT представляется авторам предпочтительной с точки зрения удобства.

Эквивалентную симметричному циклу амплитуду напряжений σ_{ar} , соответствующую испытаниям со средним напряжением σ_m , также можно определить, используя уравнение схематизированной диаграммы предельных амплитуд напряжений при асимметричных циклах⁴:

$$\sigma_{ar} = \sigma_a + \Phi_\sigma \sigma_m, \quad (5)$$

где Φ_σ — коэффициент чувствительности металла к асимметрии цикла.

Коэффициент Φ_σ характеризует влияние асимметрии цикла на предельную амплитуду напряжений. Значения коэффициента Φ_σ для углеродистых сталей Φ_σ находятся в диапазоне от 0,1 до 0,2⁵.

Значения коэффициента Φ_σ , согласно опытным данным, зависят от статической прочности материала, базы испытаний и уровня среднего напряжения цикла. Отмечено, что асимметрия цикла более существенно сказывается на сопротивлении усталости материала на малых базах⁶.

На основании приведенной выше информации для таких методов, как максимальные главные напряжения, эквивалентные напряжения по Мизесу и максимальные касательные напряжения, для дальнейшего сравнения стоит определить следующие методы:

⁴ Когаев В. П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1993. 364 с.

⁵ Там же.

⁶ Школьник Л. М. Методика усталостных испытаний: справочник. М.: Металлургия, 1978. 304 с.

Таблица 2

Комбинации методов учета сложного НДС и методов учета влияния среднего напряжения цикла*

Table 2

Combinations of methods for accounting complex stress-strain states and methods for accounting mean cycle stress*

Комбинация, п/п	Метод учета сложного НДС	Метод учета влияния среднего напряжения цикла
№ 1	Максимальные главные напряжения	SWT
№ 2	Эквивалентные напряжения по Мизесу	SWT
№ 3	Максимальные касательные напряжения	SWT
№ 4	Максимальные главные напряжения	Уравнение схематизированной диаграммы предельных амплитуд напряжений при асимметричных циклах
№ 5	Эквивалентные напряжения по Мизесу	Уравнение схематизированной диаграммы предельных амплитуд напряжений при асимметричных циклах
№ 6	Максимальные касательные напряжения	Уравнение схематизированной диаграммы предельных амплитуд напряжений при асимметричных циклах
№ 7	Метод критической плоскости (критерий Брауна–Миллера)	$\frac{\Delta \gamma \tau_{\max}}{2} + \frac{\Delta \varepsilon_n \sigma_n \max}{2}$
№ 8	Метод критической плоскости (критерий Фатем–Соси)	Метод учета сложного НДС учитывает влияние среднего напряжения цикла

* Источник: составлено авторами по материалам исследования

* Source: compiled by the authors according to the research

SWT и уравнения схематизированной диаграммы предельных амплитуд напряжений при асимметричных циклах с коэффициентом чувствительности металла к асимметрии цикла ϕ_σ . Исходя из того, что для стали 60C2A данный коэффициент неизвестен, его значение принято равным 0,15 (среднее значение диапазона возможных значений).

В результате для дальнейшего анализа и сравнения были сформированы восемь комбинаций методов учета сложного НДС и влияния среднего напряжения цикла, приведенных в табл. 2.

Описание КЭМ упругой клеммы. Подробное описание подхода к разработке, верификации и валидации конечно-элементной модели клеммы дано в работе [25]. В соответствии с этим подходом для анализа циклического нагружения упругой клеммы приведена ее КЭМ (рис. 2).

Далее выполняются три последовательных шага нагружения:

- затяжка упругой клеммы перемещением имитатора нагружающего приспособления (шаг № 1);

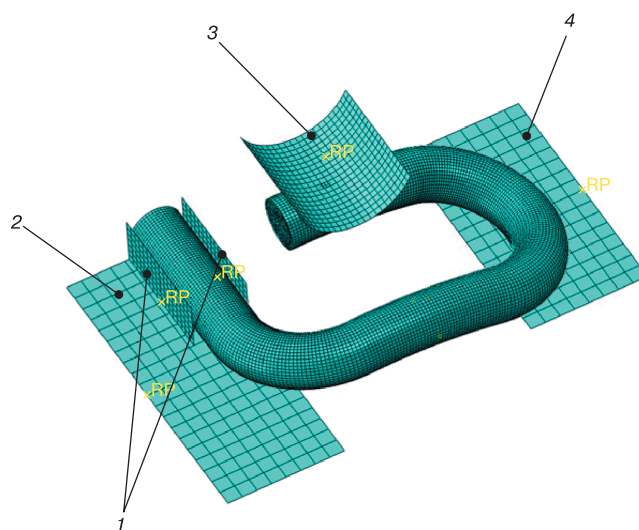


Рис. 2. Конечно-элементная модель клеммы (половина)*:
1 — ограничители смещения клеммы; 2 — имитатор поверхности рельса; 3 — имитатор нагружающего приспособления;
4 — имитатор поверхности упора

* Источник: составлено авторами по материалам исследования

Fig. 2. Finite element model of the clamp (half)*:
1 — clamp displacement limiters; 2 — rail surface simulator; 3 — load simulator device; 4 — angle guide plate surface simulator
* Source: compiled by the authors according to the research

- перемещение имитатора поверхности рельса вверх (шаг № 2);
- перемещение имитатора поверхности рельса вниз (шаг № 3).

Шаг № 1 имитирует затяжку клеммы в узле скрепления. Шаги № 2 (догружение) и № 3 (разгружение) имитируют работу клеммы в узле скрепления при проезде подвижного состава.

Описание натурального испытания упругих клемм на усталость. Перед испытаниями на усталость клеммы нагружали три раза согласно схеме, приведенной в работе [25]. После контроля величины остаточной деформации клеммы допускались до усталостных испытаний.

Усталостные испытания упругих клемм ЦП 369.102 проводились согласно схемам, представленным на рис. 3. и рис. 4.

После установки клемм на испытательную установку и затяжки крепежных приспособлений приступают к проведению испытаний.

Перед началом испытаний шток испытательной машины поднимали вверх до достижения усилия на штоке 25 кН (по 12,5 кН на каждую из клемм) — положение штока № 1 согласно рис. 4 (положение соответствует шагу № 1 в КЭМ клеммы при выполнении анализа). Далее начиналось циклическое нагружение, в процессе которого шток испытательной машины многократно перемещался между положениями № 2 и № 3.

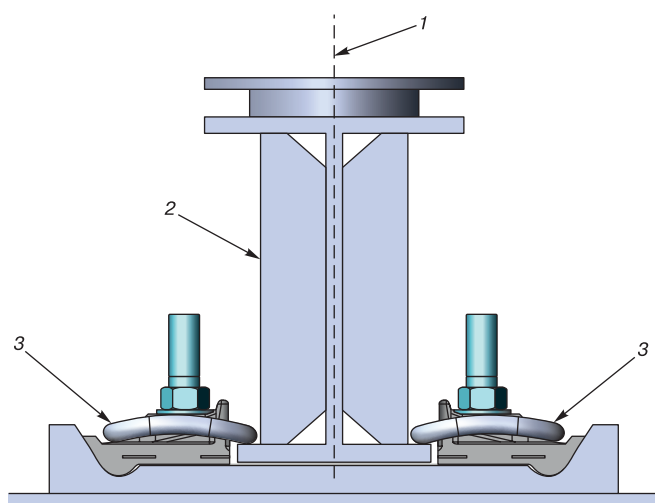


Рис. 3. Схема установки клемм на испытательную машину*:
1 — ось штока испытательной машины; 2 — нагружающее приспособление; 3 — клемма

* Источник: составлено авторами по материалам исследования

Fig. 3. Scheme of clamps installation on the testing machine*:
1 — testing machine rod axis; 2 — loading device; 3 — clamp

* Source: compiled by the authors according to the research

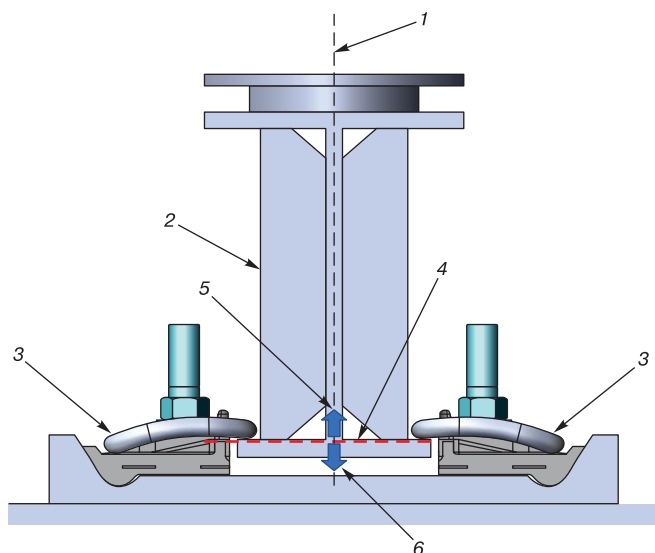


Рис. 4. Схема циклического нагружения клемм при испытаниях на усталость*:

1 — ось штока испытательной машины; 2 — нагружающее приспособление; 3 — клемма; 4 — положение штока № 1;
5 — направление перемещение штока к положению № 2;
6 — направление перемещение штока к положению № 3

* Источник: составлено авторами по материалам исследования

Fig. 4. Scheme of cyclic loading of clamps during fatigue tests*:

1 — testing machine rod axis; 2 — loading device; 3 — clamp; 4 — rod position No. 1; 5 — direction of rod movement toward position No. 2;
6 — direction of rod movement toward position No. 3

* Source: compiled by the authors according to the research

База испытаний составляла 2 миллиона циклов согласно ГОСТ 33186–2014.

Положение штока № 2 (догружение клеммы) соответствует перемещению вверх относительно положения № 1 на величину, равную 10 % от задаваемого размаха перемещений для конкретного испытания (положение соответствует шагу № 2 в КЭМ клеммы).

Положение штока № 3 (разгружение клеммы) соответствует перемещению вниз относительно положения № 1 на величину, равную 90 % от задаваемого размаха перемещений для конкретного испытания (положение соответствует шагу № 3 в КЭМ клеммы).

По причине того, что ГОСТ 33186–2014 не предъявляет требований к соотношению перемещений догружения и разгружения клеммы, оно было выбрано авторами в соответствии с DBS 918–127⁷ (нормативный документ национального железнодорожного оператора Германии).

Фото стэнда циклического нагружения клемм представлено на рис. 5.

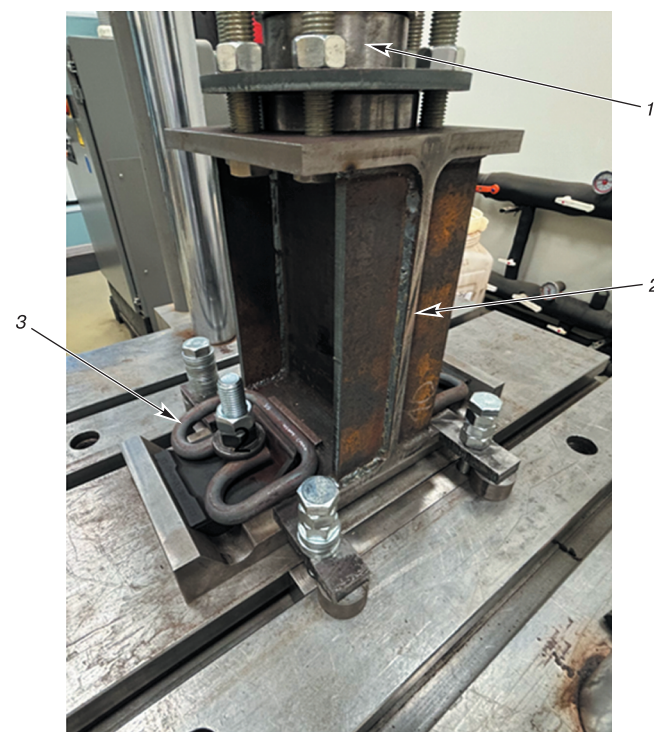


Рис. 5. Стенд циклического нагружения клемм ЦП 369.102*:

1 — шток испытательной машины; 2 — нагружающее приспособление; 3 — клемма

* Источник: фото авторов

Fig. 5. Cyclic loading stand for CP 369.102 clamps fatigue testing*:

1 — testing machine rod; 2 — loading device; 3 — clamp

* Source: authors' photo

⁷ DBS 918–127. Rail fastenings made of spring steel. Rail clips, tension clips, spring clips: Federal Railway Authority, January 2021. URL: https://www.deutschebahn.com/resource/blob/6893394/47c33650ffc9416e71825854f59ac996/DBS918127_V4_0_EN_US-data.pdf (дата обращения: 01.08.2025).

В процессе усталостных испытаний наблюдалось снижение усилия на штоке испытательной машины, которое могло достигать 3 % от номинального усилия. Это может быть связано с эффектом релаксации напряжений в клеммах, а также с постепенным накоплением усталостных повреждений. Компенсация снижения усилия не проводилась в целях недопущения пауз при циклических испытаниях клемм.

Сравнение результатов расчета с результатами натурных усталостных испытаний клемм. В процессе проведения лабораторных испытаний 20 пар упругих клемм ЦП 369.102 на усталость установлено, что в 95 % случаев усталостный излом клеммы происходит в представленном на рис. 6 месте перехода от участка опирания на упор на боковую арку клеммы (вид усталостного излома № 1). На усталостный излом, представленный на рис. 7, также место перехода, приходится остальные 5 % случаев (вид усталостного излома № 2).

Разрушения упругих клемм наблюдались в диапазоне от 160 до 440 тыс. циклов. Весьма близкие результаты приведены в работе [28] для клеммы FC1503 (Pandrol UK Ltd). На рис. 6 и рис. 7 приведены места зарождения усталостных трещин для видов изломов № 1 и № 2 соответственно.

Для определения координат мест зарождений усталостных трещин изломанные фрагменты клемм, представленные на рис. 6 и рис. 7, были отсканированы и сопоставлены с 3D-моделью клеммы, соответствующей чертежу (рис. 8 и рис. 9).

По результатам расчетов для комбинаций № 1–№ 8 можно сделать вывод, что удовлетворительное соответствие с местами зарождения усталостных трещин получено для комбинаций № 1, № 4, № 7 и № 8.

На рис. 10–13 для комбинаций № 1 и № 4 для потенциально критических мест клеммы приведены распределения эквивалентной симметричному циклу амплитуды напряжений между шагами нагружения № 2 и № 3 с указаниями узлов с наибольшими значениями для каждой области и места зарождения усталостных трещин для усталостных изломов видов № 1 и № 2. Также стоит отметить, что для обеих комбинаций область, соответствующая виду усталостного излома № 1, является более нагруженной, чем область усталостного излома № 2 (для комбинации № 1 — на 8,6 %, для комбинации № 4 — на 7,7 %).

В силу особенностей процесса обработки результатов для комбинаций № 7 и № 8 на рис. 14–15 вместо распределений факторов повреждаемости приведены положения узлов с высокими значениями фактора повреждаемости и места зарождения усталостных трещин для видов усталостных изломов № 1 и № 2. При этом, для обеих комбинаций область, соответствующая виду усталостного излома № 1, является более нагруженной, чем область усталостного излома № 2 (для комбинации № 7 — на 1,5 %, для комбинации № 8 — на 31,1 %).

Сводные результаты для комбинаций № 1, № 4, № 7 и № 8 и мест зарождения усталостных трещин приведены на рис. 16.

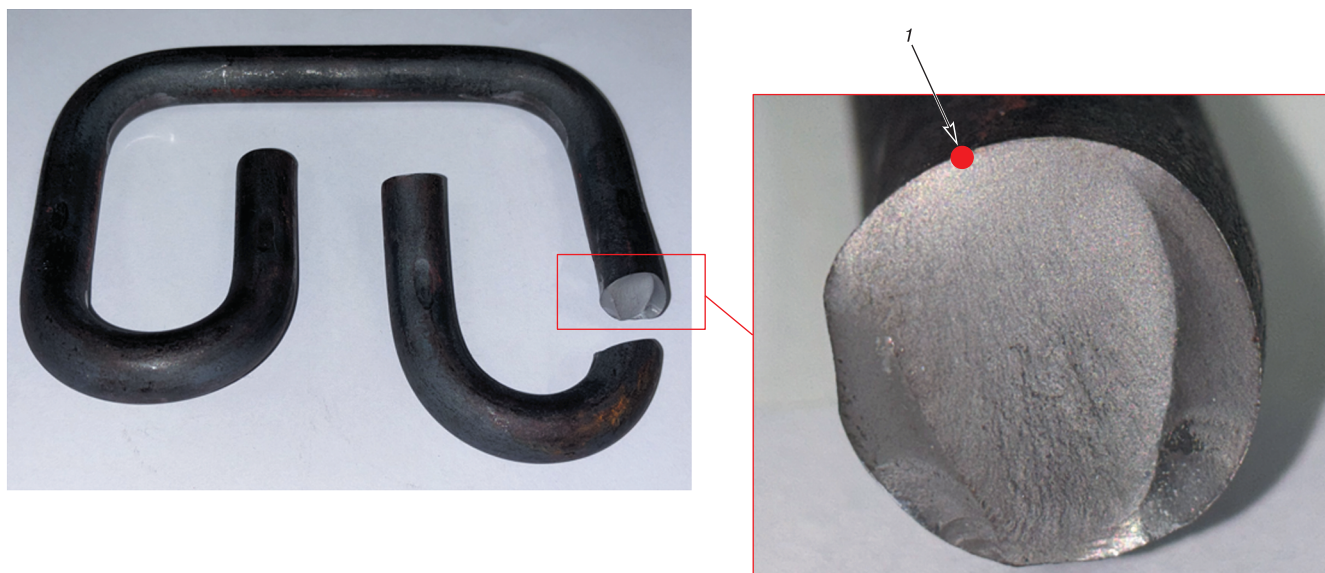


Рис. 6. Вид усталостного излома № 1 (вид на клемму снизу)*:

1 — место зарождения усталостной трещины

* Источник: фото авторов

Fig. 6. Type of fatigue fracture No. 1 (bottom view)*:

1 — fatigue crack initiation site

* Source: authors' photo



Рис. 7. Вид усталостного излома № 2 (вид на клемму сверху)*:

1 — место зарождения усталостной трещины

* Источник: фото авторов

Fig. 7. Type of fatigue fracture No. 2 (top view)*:

1 — fatigue crack initiation site

* Source: authors' photo

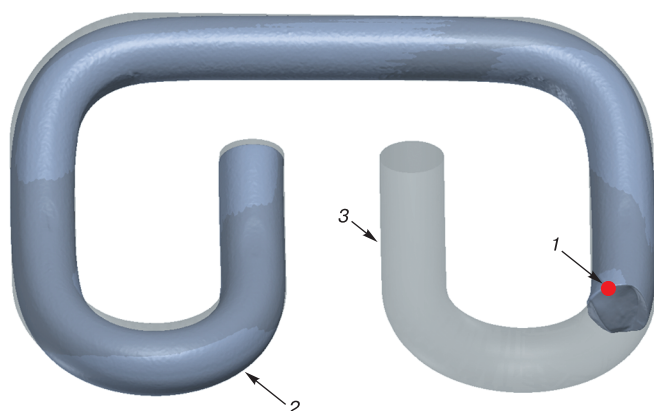


Рис. 8. Сопоставление отсканированной 3D-модели фрагмента изломанной клеммы с 3D-моделью клеммы, соответствующей чертежу, вид усталостного излома № 1 (вид на клемму снизу)*:

1 — место зарождения усталостной трещины; 2 — 3D-модель отсканированного фрагмента изломанной клеммы; 3 — 3D-модель клеммы по чертежу

* Источник: составлено авторами по материалам исследования

Fig. 8. Correlation between scanned 3D model of fractured clamp fragment with 3D model of the clamp corresponding to layout, fatigue fracture type No. 1 (bottom view)*:

1 — fatigue crack initiation site; 2 — 3D model of fractured clamp scanned fragment; 3 — 3D model of the clamp based layout

* Source: compiled by the authors according to the research

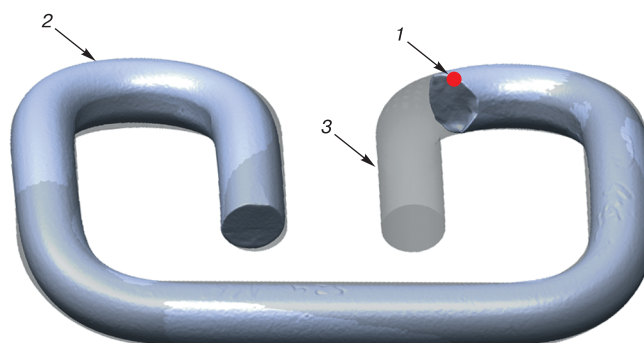


Рис. 9. Сопоставление отсканированной 3D-модели фрагмента изломанной клеммы с 3D-моделью клеммы, соответствующей чертежу, вид усталостного излома № 2 (вид на клемму сверху)*:

1 — место зарождения усталостной трещины; 2 — 3D-модель отсканированного фрагмента изломанной клеммы; 3 — 3D-модель клеммы по чертежу

* Источник: составлено авторами по материалам исследования

Fig. 9. Correlation between scanned 3D model of fractured clamp fragment with 3D model of the clamp corresponding to layout, fatigue fracture type No. 2 (top view)*:

1 — fatigue crack initiation site; 2 — 3D model of the scanned fragment of a fractured clamp; 3 — 3D model of the clamp based on layout

* Source: compiled by the authors according to the research

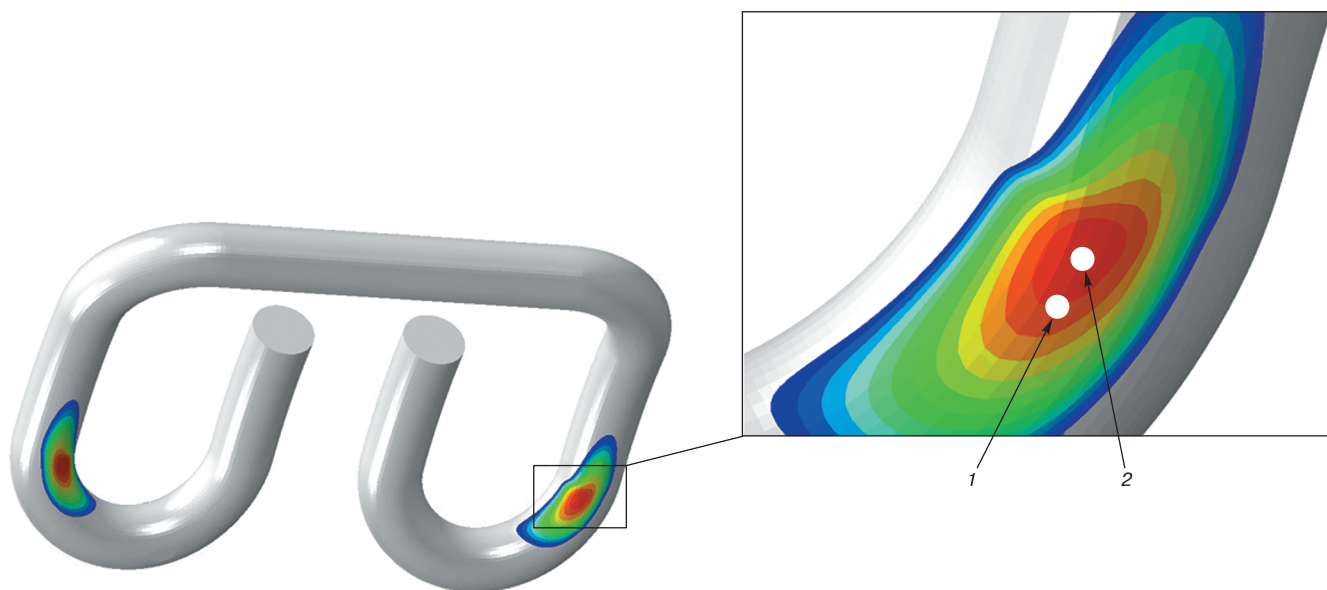


Рис. 10. Комбинация № 1, вид снизу (распределение эквивалентной симметричному циклу амплитуды напряжений цикла)*:
 1 — место зарождения усталостной трещины (вид усталостного излома № 1); 2 — расчетное потенциально критическое место, соответствующее наибольшему значению эквивалентной симметричному циклу амплитуды напряжений для выделенной области клеммы
 * Источник: составлено авторами по материалам исследования

Fig. 10. Combination No. 1, bottom view (distribution of equivalent cycle stress amplitude)*:
 1 — location of fatigue crack initiation (fatigue fracture type No. 1); 2 — calculated potentially critical location corresponding to the maximum equivalent stress amplitude for a fully reversed cycle in the selected clamp area
 * Source: compiled by the authors according to the research

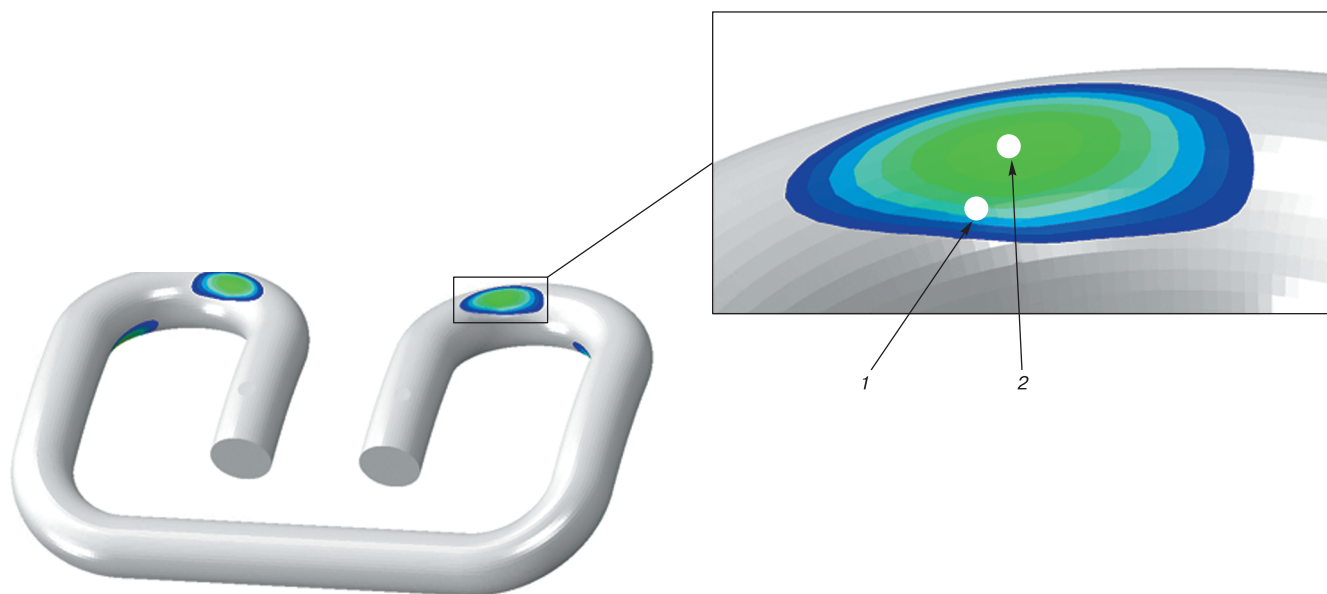


Рис. 11. Комбинация № 1, вид сверху (распределение эквивалентной симметричному циклу амплитуды напряжений цикла)*:
 1 — место зарождения усталостной трещины (вид усталостного излома № 2); 2 — расчетное потенциально критическое место, соответствующее наибольшему значению эквивалентной симметричному циклу амплитуды напряжений для выделенной области клеммы
 * Источник: составлено авторами по материалам исследования

Fig. 11. Combination No. 1, top view (distribution of equivalent cycle stress amplitude)*:
 1 — location of fatigue crack initiation (fatigue fracture type No. 2); 2 — calculated potentially critical location corresponding to the maximum equivalent stress amplitude for a fully reversed cycle in the selected clamp area
 * Source: compiled by the authors according to the research

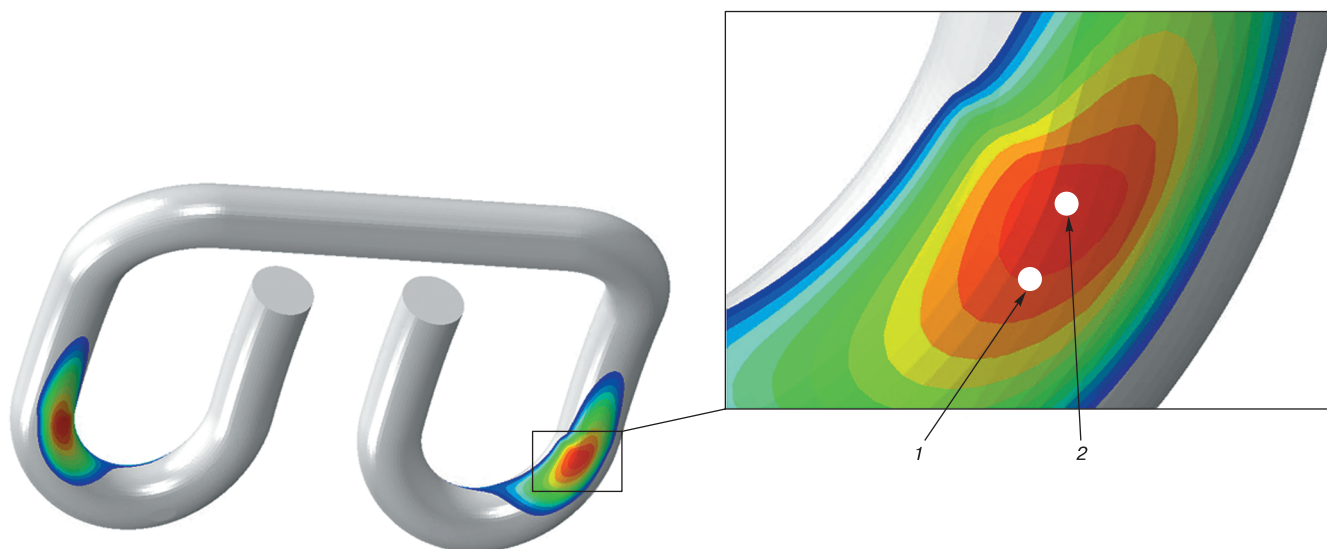


Рис. 12. Комбинация № 4, вид снизу (распределение эквивалентной симметричному циклу амплитуды напряжений цикла)*:
 1 — место зарождения усталостной трещины (вид усталостного излома № 1); 2 — расчетное потенциально критическое место, соответствующее наибольшему значению эквивалентной симметричному циклу амплитуды напряжений для выделенной области клеммы
 *Источник: составлено авторами по материалам исследования

Fig. 12. Combination No. 4, bottom view (distribution of equivalent cycle stress amplitude)*:
 1 — location of fatigue crack initiation (fatigue fracture type No. 1); 2 — calculated potentially critical location corresponding to the maximum equivalent stress amplitude for a fully reversed cycle in the selected clamp area
 * Source: compiled by the authors according to the research

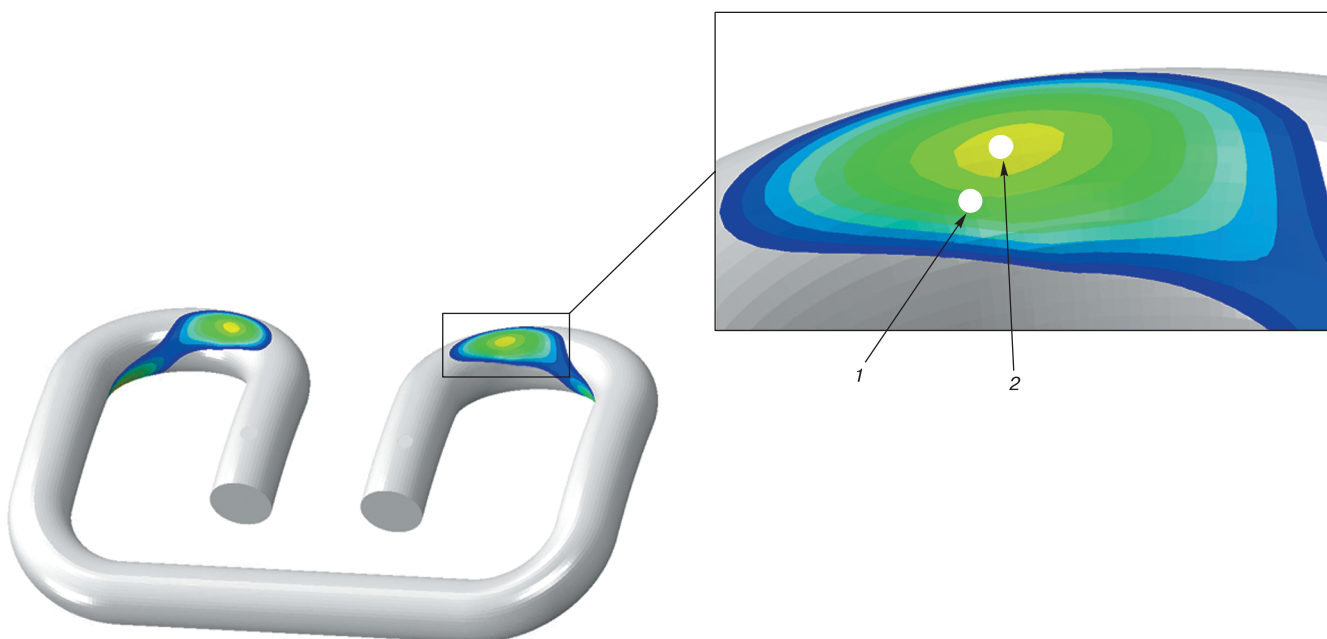


Рис. 13. Комбинация № 4, вид сверху (распределение эквивалентной симметричному циклу амплитуды напряжений цикла)*:
 1 — место зарождения усталостной трещины (вид усталостного излома № 2); 2 — расчетное потенциально критическое место, соответствующее наибольшему значению эквивалентной симметричному циклу амплитуды напряжений для выделенной области клеммы
 * Источник: составлено авторами по материалам исследования

Fig. 13. Combination No. 4, top view (distribution of equivalent cycle stress amplitude)*:
 1 — location of fatigue crack initiation (fatigue fracture type No. 2); 2 — calculated potentially critical location corresponding to the maximum equivalent stress amplitude for a fully reversed cycle in the selected clamp area
 * Source: compiled by the authors according to the research

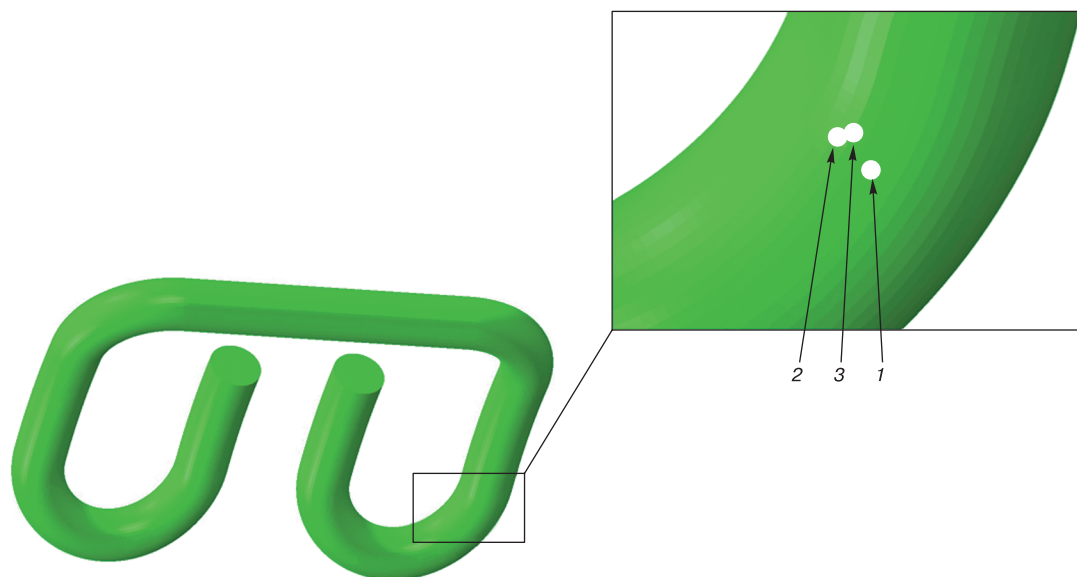


Рис. 14. Комбинации № 7 и № 8, вид снизу (положение узлов с наибольшим значением фактора повреждаемости для первой области)*:
1 — место зарождения усталостной трещины (вид усталостного излома № 1); 2 — узел с наибольшим значением фактора повреждаемости по критерию Брауна–Миллера для выделенной области клеммы; 3 — узел с наибольшим значением фактора повреждаемости по критерию Фатеми–Соси для выделенной области клеммы
* Источник: составлено авторами по материалам исследования

Fig. 14. Combinations No. 7 and No. 8, bottom view (location of the node with the highest damage factor value for the first area)*:
1 — location of fatigue crack initiation (fatigue fracture type No. 1); 2 — node with the maximum Brown–Miller damage parameter in the selected clamp area; 3 — node with the maximum Fatemi–Socie damage parameter in the selected clamp area
* Source: compiled by the authors according to the research

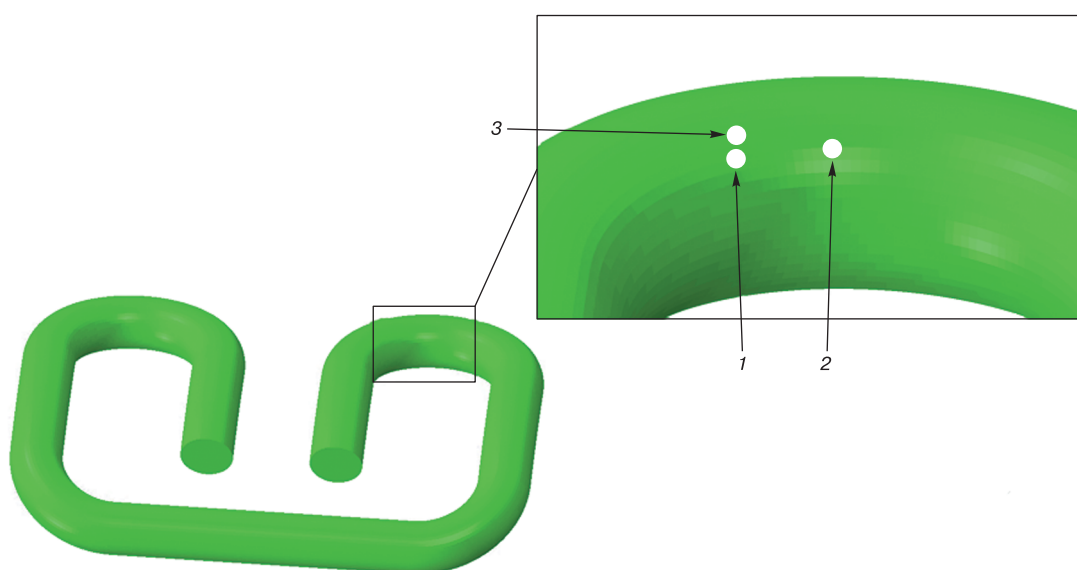


Рис. 15. Комбинации № 7 и № 8, вид сверху (положение узла с наибольшим значением фактора повреждаемости для второй области)*:
1 — место зарождения усталостной трещины (вид усталостного излома № 2); 2 — узел с наибольшим значением фактора повреждаемости по критерию Брауна–Миллера для выделенной области клеммы; 3 — узел с наибольшим значением фактора повреждаемости по критерию Фатеми–Соси для выделенной области клеммы
* Источник: составлено авторами по материалам исследования

Fig. 15. Combinations No. 7 and No. 8, top view (location of the node with the highest damage factor value for the second area)*:
1 — location of fatigue crack initiation (fatigue fracture type No. 2); 2 — node with the maximum Brown–Miller damage parameter in the selected clamp area; 3 — node with the maximum Fatemi–Socie damage parameter in the selected clamp area
* Source: compiled by the authors according to the research

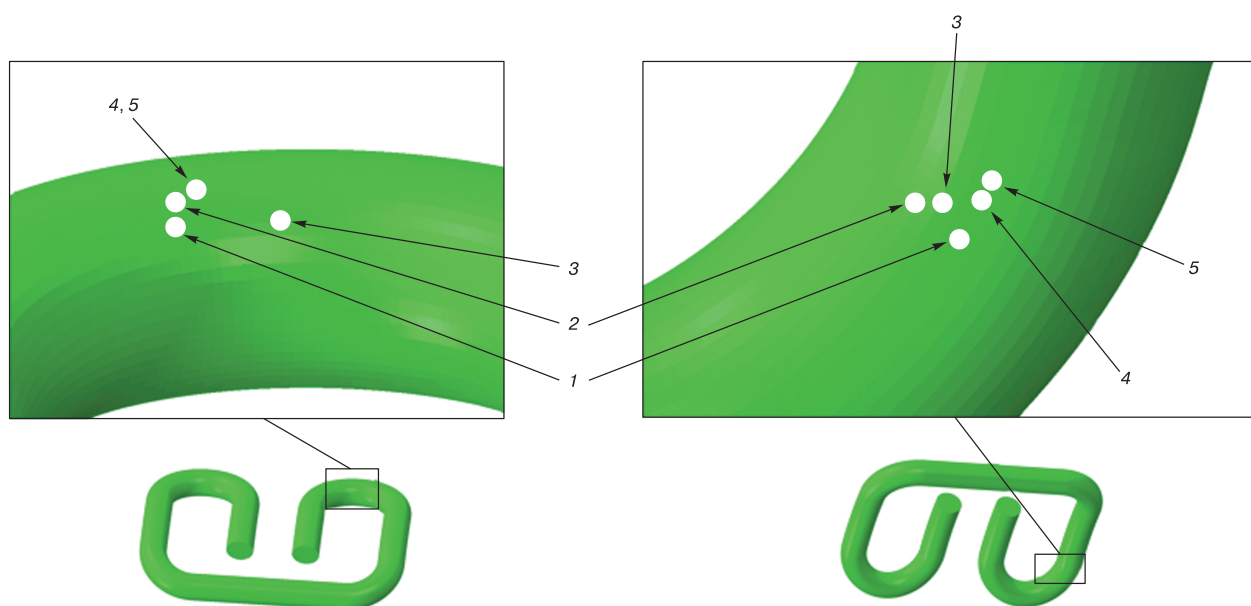


Рис. 16. Сводные результаты для комбинаций № 1, № 4, № 7 и № 8 (виды усталостных изломов № 1 и № 2)*:

1 — место зарождения усталостной трещины; 2 — узел с наибольшим значением фактора повреждаемости по критерию Брауна–Миллера для выделенной области клеммы; 3 — узел с наибольшим значением фактора повреждаемости по критерию Фатем–Соси для выделенной области клеммы; 4 — расчетное потенциально критическое место, соответствующее наибольшему значению эквивалентной симметричному циклу амплитуды напряжений для выделенной области клеммы для комбинации № 1; 5 — расчетное потенциально критическое место, соответствующее наибольшему значению эквивалентной симметричному циклу амплитуды напряжений для выделенной области клеммы для комбинации № 4

* Источник: составлено авторами по материалам исследования

Fig. 16. Summary results for combinations No. 1, No. 4, No. 7, and No. 8 (fatigue fracture types No. 1 and No. 2)*:

1 — location of fatigue crack initiation; 2 — node with the maximum Brown–Miller damage parameter in the selected clamp area; 3 — node with the maximum Fatemi–Socie damage parameter in the selected clamp area; 4 — calculated potentially critical location corresponding to the maximum equivalent stress amplitude for a fully reversed cycle in the selected clamp area for combination No. 1; 5 — calculated potentially critical location corresponding to the maximum equivalent stress amplitude for a fully reversed cycle in the selected clamp area for combination No. 4

* Source: compiled by the authors according to the research

Обсуждение. Исходя из вышеизложенного, можно сделать вывод о том, что при оценке усталостных характеристик упругих клемм из стали 60C2A (или аналогов) хорошие результаты показывают комбинации № 1 (метод максимальных главных напряжений с методом учета влияния среднего напряжения цикла SWT), № 4 (метод максимальных главных напряжений с методом учета влияния среднего напряжения цикла уравнения схематизированной диаграммы предельных амплитуд напряжений при асимметричных циклах), № 7 (метод критической плоскости (критерий Брауна–Миллера) с методом учета влияния среднего напряжения цикла, представленной в работе [26]) и № 8 (метод критической плоскости (критерий Фатем–Соси, учитывающий влияние среднего напряжения цикла).

Также в пользу метода максимальных главных напряжений можно привести информацию, представленную в работе⁸, согласно которой излом в плоскости максимальных нормальных напряжений происходит

при высоких средних напряжениях асимметричного цикла. Эта особенность характерна для условий эксплуатации упругих клемм, затяжка которых в конструкции узла скрепления обуславливает высокое значение среднего напряжения цикла.

Результаты исследования могут быть учтены:

- при проектировании новых упругих клемм узлов промежуточных рельсовых креплений в части оценки достоверности результатов расчетного обоснования прочности;
- разработке экспериментальных методик, позволяющих сформулировать требования к изделию, направленных на повышение его эксплуатационной надежности;
- дальнейших научных изысканиях.

Особый интерес представляет разработка модели для упругой клеммы, позволяющей с достаточной степенью точности оценивать количество циклов нагружения клеммы до возникновения в ней усталостной трещины (оценка усталостной долговечности

⁸ Одинг И. А. Допускаемые напряжения в машиностроении и циклическая прочность металлов. М.: Машгиз, 1962. 260 с.

изделия). В связи с этим, авторами запланировано проведение дополнительного исследования, направленного на разработку указанной модели.

Результаты работы применимы к клеммам из стали 60С2А или ее аналогов.

Заключение. В результате проведения исследования выполнен обзор и анализ методов учета сложного НДС и методов учета влияния среднего напряжения цикла для расчетов усталостных характеристик упругих клемм, разработана КЭМ упругой клеммы, проведено моделирование НДС клеммы на ключевых этапах ее циклического нагружения, подготовлены и проведены натурные испытания упругих клемм на усталость, произведено сравнение результатов виртуального эксперимента для различных комбинаций методов учета сложного НДС с методами учета влияния среднего напряжения цикла и натурных усталостных испытаний упругих клемм в части локализации потенциально критических мест.

Лучшее соответствие результатов расчета потенциально критических мест с местами зарождения усталостных трещин, полученных в результате натурных испытаний клемм на усталость, показали следующие комбинации методов учета сложного НДС и методов учета влияния среднего напряжения цикла:

- метод максимальных главных напряжений с методом учета влияния среднего напряжения цикла SWT;
- метод максимальных главных напряжений с методом учета влияния среднего напряжения цикла уравнения схематизированной диаграммы предельных амплитуд напряжений при асимметричных циклах;
- метод критической плоскости (критерий Брауна–Миллера) с методом учета влияния среднего напряжения цикла [26];
- метод критической плоскости (критерий Фатем–Соси, учитывающий влияние среднего напряжения цикла).

Благодарности: коллектив авторов исследования выражает благодарность генеральному директору компании ООО «Сфера Альянс» Александру Владимировичу Попову за технологическую поддержку проведения исследования.

Acknowledgements: the team of authors expresses gratitude to the General Director of LLC "Sphere Alliance" Alexander V. Popov for the technological support of the study.

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.

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

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ / REFERENCES

1. Park Y.-C., An C., Sim H.-B., Kim M., Hong J.-K. Failure analysis of fatigue cracking in the tension clamp of a rail fastening system. *International Journal of Steel Structures*. 2019;19(5):1570–1577. <https://doi.org/10.1007/s13296-019-00231-5>. EDN: <https://elibrary.ru/oiozcc>.
2. Xiao H., Guo X., Wang H., Ling X., Wu S. Fatigue damage analysis and life prediction of e-clip in railway fasteners based on ABAQUS and FE-SAFE. *Advances in Mechanical Engineering*. 2018;10(3):1–12. <https://doi.org/10.1177/1687814018767249>.
3. Kim S.-H., Fang X.-J., Park Y.-C., Sim H.-B. Evaluation of structural behavior and fatigue performance of a KR-type rail clip. *Applied Sciences*. 2021;11(24):12074. <https://doi.org/10.3390/app112412074>. EDN: <https://elibrary.ru/dpczcv>.
4. Cho J.-G., Kim J.-W., Koo J.-S. A study on fatigue strength improvement for tension clamp of railway using work hardening. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*. 2019;491:012028. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/491/1/012028>.
5. Wang Y.-X., Xiao W.-J., Wang Z.-F., Liu Y., Wang E.-B., Chang H.-T. Fracture behavior analysis and fatigue assessment of the spring clip in heavy-haul railway. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*. 2024;47(10):3658–3672. <https://doi.org/10.1111/ffe.14401>. EDN: <https://elibrary.ru/xqcxop>.
6. Liu Y., Jiang X., Li Q., Liu H. Failure analysis and fatigue life prediction of high-speed rail clips based on DIC technique. *Advances in Mechanical Engineering*. 2021;13(12):1–13. <https://doi.org/10.1177/16878140211066225>. EDN: <https://elibrary.ru/hykcfo>.
7. Liu Y., Li Q., Jiang X., Liu H., Yuan X., Zhu Z. The effect of material static mechanical properties on the fatigue crack initiation life of rail fastening clips. *Advances in Civil Engineering*. 2021;2021(1):1366007. <https://doi.org/10.1155/2021/1366007>. EDN: <https://elibrary.ru/tmxhjs>.
8. Ferreño D., Casado J.A., Carrascal I.A., Diego S., Ruiz E., Saiz M., Sainz-Aja J.A., Cimentada A.I. Experimental and finite element fatigue assessment of the spring clip of the SKL-1 railway fastening system. *Engineering Structures*. 2019;188:553–563. <https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2019.03.053>.
9. Liu Z., Tsang K. S., Liu Y., Pang J. H. L. Finite element and experimental study on multiaxial fatigue analysis of rail clip failures. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*. 2020;43(10):2390–2401. <https://doi.org/10.1111/ffe.13310>. EDN: <https://elibrary.ru/fnemrs>.
10. Xie M., Wei K., Liu Y., Li J., Zhao Z., Wang P. Fatigue life prediction and verification of railway fastener clip based on critical plane method. *International Journal of Applied Mechanics*. 2024;16(05):2450053. <https://doi.org/10.1142/s1758825124500534>. EDN: <https://elibrary.ru/beereu>.
11. Papuga J., Vízková I., Lutovinov M., Nesládek M. Mean stress effect in stress-life fatigue prediction re-evaluated. *MATEC Web of Conferences*. 2018;165:10018. <https://doi.org/10.1051/mateconf/201816510018>.
12. Стрижиус В.Е. Методы расчета на усталость элементов авиационных конструкций при многоосном нагружении // Научный вестник МГТУ ГА. 2013. № 187. С. 65–73. EDN: <https://www.elibrary.ru/pxqkhn>.
13. Strizhius V. E. Methods for fatigue life analysis of aircraft structural elements under multi-axis loading. *Civil Aviation High Technologies*. 2013;187:65–73. (In Russ.). EDN: <https://www.elibrary.ru/pxqkhn>.
14. Findley W.N. A theory for the effect of mean stress on fatigue of metals under combined torsion and axial load or bending. *Journal of Engineering for Industry*. 1959;81(4):301–305. <https://doi.org/10.1115/1.4008327>.
15. Brown M.W., Miller K.J. A theory for fatigue failure under multiaxial stress-strain conditions. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*. 1973;187(1):745–755. https://doi.org/10.1243/PIME_PROC_1973_187_161_02.
16. Fatemi A., Socie D. F. A critical plane approach to multiaxial fatigue damage including out-of-phase loading. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*. 1988; 11(3):149–165. <https://doi.org/10.1111/j.1460-2695.1988.tb01169.x>.
17. Kim J.-H., Park Y.-C., Kim M., Sim H.-B. A fatigue reliability assessment for rail tension clamps based on field measurement data.

Applied Sciences. 2022;12(2):624. <https://doi.org/10.3390/app12020624>. EDN: <https://elibrary.ru/dltxjo>.

17. Glinka G., Wang G., Plumtree A. Mean stress effects in multi-axial fatigue. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*. 1995;18(7–8):755–764. <https://doi.org/10.1111/j.1460-2695.1995.tb00901.x>.

18. Ali R., Shehbaz T., Felicis D.D., Sebastiani M., Bemporad E. Investigations into fatigue failure in e-type fastening clips used in railway tracks. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. 2020;235(7):898–905. <https://doi.org/10.1177/0954409720967802>. EDN: <https://elibrary.ru/beddby>.

19. Hasap A., Noraphaiphaksa N., Kanchanomai C. Influence of malposition on the performance of elastic rail clip: Toe load, stress, and friction. *Structures*. 2020;28:2661–2670. <https://doi.org/10.1016/j.istruc.2020.10.073>. EDN: <https://elibrary.ru/buusua>.

20. Xiao H., Wang J.-B., Zhang Y.-R. The fractures of e-type fastening clips used in the subway: Theory and experiment. *Engineering Failure Analysis*. 2017;81:57–68. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2017.07.006>.

21. Ballard P., Dang Van K., Deperrois A., Papadopoulos Y.V. High cycle fatigue and a finite element analysis. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*. 1995;18(3):397–411. <https://doi.org/10.1111/j.1460-2695.1995.tb00886.x>.

22. McDiarmid D. L. A general criterion for high cycle multiaxial fatigue failure. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*. 1991;14(4):429–453. <https://doi.org/10.1111/j.1460-2695.1991.tb00673.x>.

23. Бурого Н. Г., Журавлев А. Б., Никитин И. С. Модели многоосного усталостного разрушения и оценка долговечности элементов конструкций // Известия Российской академии наук. Механика твердого тела. 2011. № 6. С. 22–23. EDN: <https://www.elibrary.ru/oncsyn>.

Bourago N. G., Zhuravlev A. B., Nikitin I. S. Models of multiaxial fatigue fracture and service life estimation of structural elements. *Mechanics of Solids: A Journal of Russian Academy of Sciences*. 2011;(6):22–23. (In Russ.). EDN: <https://www.elibrary.ru/pepwlh>.

24. Yu Z.-Y., Zhu S.-P., Liu Q., Liu Y. A new energy-critical plane damage parameter for multiaxial fatigue life prediction of turbine blades. *Materials*. 2017;10(5):513. <https://doi.org/10.3390/ma10050513>.

25. Березин В. О., Замуховский А. В., Ефимов А. А., Гречаник А. В. Валидация конечно-элементной модели клеммы узла промежуточного рельсового скрепления // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2025. Т. 84, № 2. С. 113–125. EDN: <https://elibrary.ru/qyogfn>.

Berezin V. O., Zamukhovskiy A. V., Efimov A. A., Grechanik A. V. Validation of finite-element model of clamp of rail fastening system. *Russian Railway Science Journal*. 2025;84(2):113–125. (In Russ.). EDN: <https://elibrary.ru/qyogfn>.

26. Chu C.-C., Conle F. A., Bonnen J. Multiaxial stress-strain modeling and fatigue life prediction of SAE axle shafts. *Advances in Multiaxial Fatigue, ASTM STP 1191. American Society for Testing and Materials*. 1993;1191:37–54. <https://doi.org/10.1520/STP1191-EB>.

27. Dowling N. E., Calhoun C. A., Arcari A. Mean stress effects in stress-life fatigue and the Walker equation. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*. 2009;32(3):163–179. <https://doi.org/10.1111/j.1460-2695.2008.01322.x>.

28. Tamagawa S., Kataoka H., Deshimaru T. A Fatigue Limit Diagram For Plastic Rail Clips. *Computers in Railways XIV*. 2014;135:839–848. <https://doi.org/10.2495/CR140701>.

127994, г. Москва, ул. Образцова, д. 9, стр. 9),

Author ID: 825248, <https://orcid.org/0000-0001-5900-7942>

Андрей Александрович ЕФИМОВ,

ведущий эксперт, группа моделирования и расчетов, Инжиниринговый центр железнодорожного транспорта (ИЦ ЖТ, 121205, г. Москва, инновационный центр Сколково, Большой б-р., д. 40), Author ID: 1308437, <https://orcid.org/0009-0004-7722-7032>

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Vadim O. BEREZIN,

Postgraduate Student, Track and track facilities Department, Russian University of Transport (127994, Moscow, bldg. 9, 9, Obratsova St.), Author ID: 1303821, <https://orcid.org/0009-0008-1831-6093>

Alexander V. ZAMUKHOVSKY,

Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor, Track and track facilities Department, Russian University of Transport (127994, Moscow, bldg. 9, 9, Obratsova St.), Author ID: 825248, <https://orcid.org/0000-0001-5900-7942>

Andrey A. EFIMOV,

Leading Expert, Modeling and Calculation Group, JSC «Engineering Center of Railway Transport» (121205, Moscow, Skolkovo Innovation Centre, 40, Bolshoi Blvd.), Author ID: 1308437, <https://orcid.org/0009-0004-7722-7032>

ВКЛАД АВТОРОВ

Вадим Олегович БЕРЕЗИН. Постановка целей и задач исследования, поиск научных источников, проведение натурных усталостных испытаний, проведение расчетов, анализ результатов, написание текста статьи (70 %).

Александр Владимирович ЗАМУХОВСКИЙ. Постановка целей и задач исследования, общее руководство исследованием, редактирование текста статьи (15 %).

Андрей Александрович ЕФИМОВ. Постановка целей и задач исследования, консультирование при проведении расчетов, анализ результатов, написание текста статьи, редактирование текста статьи (15 %).

CONTRIBUTION OF THE AUTHORS

Vadim O. BEREZIN. Setting research goals and objectives, search for references, conducting field fatigue experiments, carrying out calculations, results analysis, article writing (70 %).

Alexander V. ZAMUKHOVSKY. Setting research goals and objectives, general management of the research, conducting field experiments, article editing (15 %).

Andrey A. EFIMOV. Setting research goals and objectives, consulting on calculations, results analysis, article writing and editing (15 %).

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Вадим Олегович БЕРЕЗИН,

аспирант кафедры «Путь и путевое хозяйство», Российский университет транспорта (РУТ (МИИТ)), 127994, г. Москва, ул. Образцова, д. 9, стр. 9), Author ID: 1303821, <https://orcid.org/0009-0008-1831-6093>

Александр Владимирович ЗАМУХОВСКИЙ,

канд. техн. наук, доцент; доцент кафедры «Путь и путевое хозяйство», Российский университет транспорта (РУТ (МИИТ)),

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

The authors have read and approved the final manuscript.

Статья поступила в редакцию 04.08.2025, рецензия от первого рецензента получена 14.08.2025, рецензия от второго рецензента получена 18.08.2025, принята к публикации 09.09.2025.

The article was submitted 04.08.2025, first review received 14.08.2025, second review received 18.08.2025, accepted for publication 09.09.2025.

ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Оригинальная научная статья

УДК 625.143.4

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

DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2025-84-3-215-226>

Научная специальность: 2.9.2. Железнодорожный путь, изыскание и проектирование железных дорог



Полигонные испытания стыковых накладок шарнирного типа

О. А. Суслов, В. А. Трушкин✉, М. А. Гришина, К. В. Клементьев

Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ),
Москва, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Введение. Повреждения рельсов в виде трещин шейки в области стыков и болтовых отверстий преобладают на участках железных дорог с большой грузонапряженностью и суровыми климатическими условиями. Об этом свидетельствует статистика изъятия из эксплуатации острodefектных рельсов по Забайкальской железной дороге. Анализ научных публикаций показал, что с точки зрения повышения надежности преимущество имеет стык с шарнирной конструкцией рельсовых накладок, которая за счет видоизмененного опирания на пазуху рельса снижает напряжения в шейке. Целью работы является подтверждение гипотезы о возможности снижения напряжений в шейке рельса путем использования новой конструкции накладки. Для этого были проведены натурные сравнительные испытания стыка с шарнирной конструкцией и со стандартной клиновидной конструкцией накладки.

Материалы и методы. Для измерения напряженно-деформированного состояния шейки рельса в стыке применен метод тензометрии. Испытания накладок проводились при различных моментах затяжки стыковых болтов. В ходе испытаний сначала регистрировались монтажные напряжения вокруг болтового отверстия, после чего измерялись дополнительные динамические нагрузки, возникающие при прохождении поезда.

Результаты. Полученные результаты показали, что шарнирные накладки снижают монтажные растягивающие напряжения в шейке рельса на 30 % и увеличивают запас усталостной прочности рельсов на 24 % при увеличении момента затяжки стыковых болтов с 600 Нм до 1100 Нм, по сравнению с клиновидной конструкцией. Вертикальные нагрузки мало зависят от затяжки болтов, а напряжения в накладках остаются в безопасных пределах. Мониторинг работы стыка также подтверждает надежность шарнирной конструкции: значения момента затяжки сохраняются на 13 % лучше, при этом дефектов и повреждений накладок и рельсов не было выявлено.

Обсуждение и заключение. Рассмотрены и проанализированы преимущества шарнирной конструкции стыковой накладки. Показано, что она обеспечивает повышенную надежность рельсовых стыков, снижает напряжения в шейке рельса и имеет повышенный запас усталостной прочности. Установлено, что данная конструкция сохраняет более высокую стабильность затяжки болтов в процессе эксплуатации по сравнению с клиновидными накладками. Это позволяет повысить долговечность стыкового соединения, сократить частоту обслуживания и снизить эксплуатационные затраты. Решение особенно эффективно для участков с высокой грузонапряженностью и суровым климатом.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: рельсовые стыки, шарнирные накладки, стыковые дефекты, усталостная прочность рельсов, момент затяжки болтов

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Суслов О. А., Трушкин В. А., Гришина М. А., Клементьев К. В. Полигонные испытания стыковых накладок шарнирного типа // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2025. Т. 84, № 3. С. 215–226. DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2025-84-3-215-226>.

Original article
UDK 625.143.4
EDN: <https://elibrary.ru/ukphkd>
DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2025-84-3-215-226>
Scientific specialty: 2.9.2. Railway track, survey and design of railways



Proving ground tests of pin and link fishplates

Oleg A. Suslov, Vyacheslav A. Trushkin✉,
Marina A. Grishina, Kirill V. Klementyev

Railway Research Institute,
Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

Introduction. Rail damages represented by railhead cracks in the area of joints and bolt holes prevail on railway sections with heavy traffic density and harsh climatic conditions. This is proved by the statistics of withdrawal of severely defective rails on the Trans-Baikal Railway. The analysis of scientific publications shows that in terms of increasing reliability the joint has an advantage with pin and link design of fishplates, which reduces stresses in the rail neck due to the modified support on the rail gorge. The aim of the study is to confirm the hypothesis about the possibility of reducing stresses in the rail neck by using a new fishplate design. In order to confirm the effectiveness of the construction the authors conducted comparative operational tests with wedge-shaped fishplate construction.

Materials and methods. Strain gauge method was used to measure the stress-strain state of the rail neck at the joint. Fishplates were tested at various bolt tightening torques. During tests, the mounting stresses around the bolt hole were recorded first, and additional dynamic loads occurring during the passage of the train were measured after.

Results. The results show that the pin and link fishplates reduce the assembly tension stresses in the rail neck and increase the fatigue strength of the rails with an increase in the tightening torque of the butt bolts compared to the wedge-shaped design. Vertical loads have little effect on bolt tightening, and the stresses in the fishplates remain within safe limits. Joint monitoring also confirms the reliability of the pin and link design: bolt tightening torques decrease over time, but no defects or damage have been detected.

Discussion and conclusion. The advantages of the pin and link design of a fishplate are proposed and discussed. It is shown that it provides increased reliability of rail joints, reduces stresses in the rail neck and has an increased margin of fatigue strength. It was found that this construction retains a higher stability of bolt tightening during operation compared to wedge-shaped fishplates. This increases the durability of the butt joint, reduces the frequency of maintenance, and reduces operating costs. The solution is especially effective for areas with high traffic density and severe climate.

KEYWORDS: rail joints, pin and link fishplates, joint defects, rail fatigue strength, bolt tightening torque

FOR CITATION: Suslov O. A., Trushkin V. A., Grishina M. A., Klementyev K. V. Proving ground tests of pin and link fishplates. *Russian Railway Science Journal*. 2025;84(3):215–226. (In Russ.). DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2025-84-3-215-226>.

✉ trushkin.vyacheslav@vniizht.ru (V. A. Trushkin)

© Suslov O. A., Trushkin V. A., Grishina M. A.,
Klementyev K. V., 2025

Введение. Трещины, формирующиеся в шейке рельсов в области стыков от болтовых отверстий, которые, как известно, являются неизбежными концентраторами напряжений, соответствуют дефекту 53.1¹, трещины в шейке и в местах перехода к головке от ударов по шейке и других механических повреждений — дефекту 55.1. Рельсы с трещинами считаются остродефектными и подлежат замене без промедления, поскольку представляют прямую угрозу безопасности движения из-за возможного разрушения под поездом или схода колес с рельсов.

Количество дефектов сохраняется на неизменно высоком уровне по статистике изъятий остродефектных рельсов (далее — ОДР) на участках с большой грузонапряженностью и суровыми климатическими условиями. На рис. 1 приведены данные из журнала учета дефектных рельсов, лежащих в главных приемо-отправочных железнодорожных путях (форма ПУ-2а), по количеству изъятых ОДР по трещинам в шейке рельса с болтовыми отверстиями на Забайкальской железной дороге в период 2020–2023 гг. Замены по дефектам 53.1 и 55.1 преобладают, составляя 88–90% от общего количества изъятых ОДР.

Помимо основных концентраторов напряжений — отверстий в шейке рельса, необходимо отметить воздействие на рельс клиновидной конструкции накладок с применением высокопрочных болтов. Момент затяжки болтов 1100 Нм является целесообразным решением в условиях эксплуатации Восточного полигона [1], однако при использовании стандартной клиновой конструкции стыка вертикальные растягивающие напряжения в шейке рельса в совокупности с постоянной поездной нагрузкой могут приводить к усталостным разрывам по дефектам 53.1 и 55.1. В научной литературе представлены различные способы усиления конструкции стыка [1–10]. К ключевым из них следует отнести упрочнение болтовых отверстий, надлежащее снятие фасок и т.д. Однако некачественное сверление отверстий в условиях дистанций пути и отсутствие необходимых темпов сварки стыков приводит к постоянно высокому количеству стыковых дефектов. В работе [10] были исследованы напряжения в рельсах в зоне стыка, показано снижение напряжений, как и коэффициента асимметрии, по контуру болтового отверстия при соблюдении нормативной затяжки 600 Нм и при своевременном

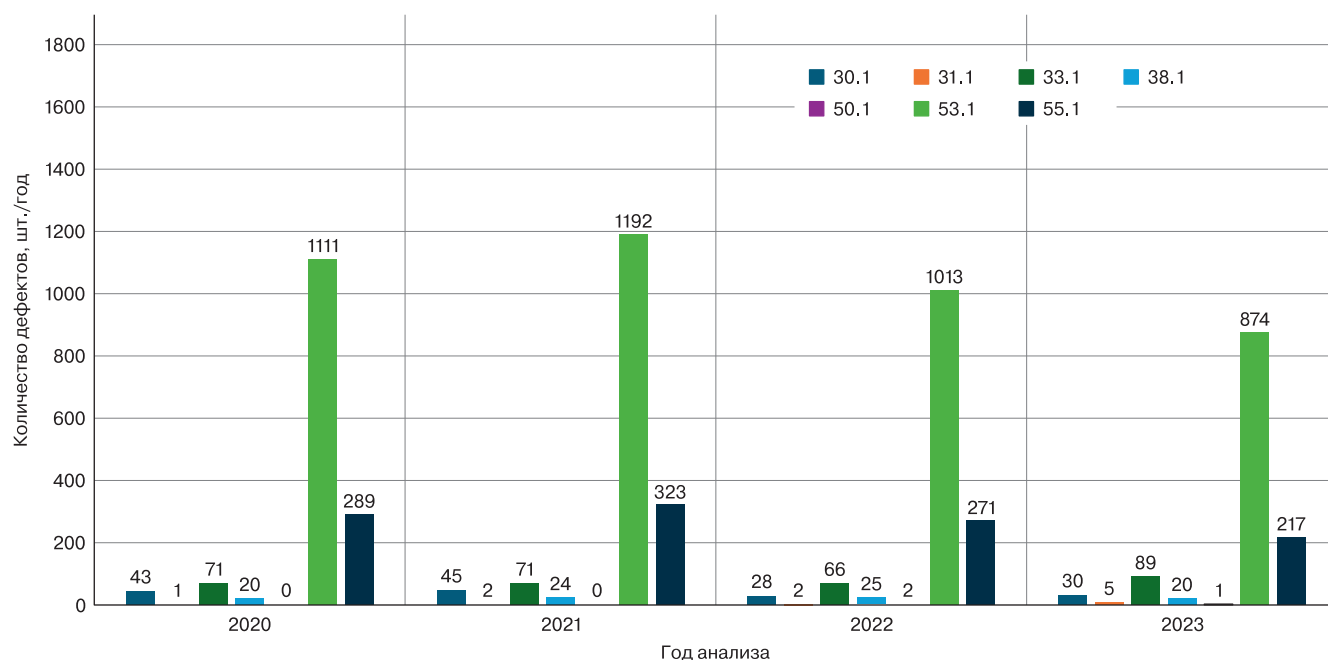


Рис. 1. Количество изъятых остродефектных рельсов на Забайкальской железной дороге*:
30.1, 31.1, 33.1, 38.1, 50.1, 53.1, 55.1 — номера дефектов, характеризующих трещины в шейке рельса
* Источник: составлено авторами по материалам исследования

Fig. 1. Number of critical faulty rails on the Trans-Baikal railway*:
30.1, 31.1, 33.1, 38.1, 50.1, 53.1, 55.1 — number of defects, which characterise cracks in the railhead
* Source: compiled by the authors according to the research

¹ Дефекты рельсов. Классификация, каталог и параметры дефектных и остродефектных рельсов. Распоряжение ОАО «РЖД» от 23 октября 2014 г. № 2499р (в ред. от 10 октября 2017 г.). Режим доступа: СПС «КонсультантПлюс» (дата обращения: 07.07.2025).

устранении отступлений от норм содержания в зоне стыков.

В работах В. С. Лысюка² и [1, 6] приведена конструкция стыка с накладками шарнирного типа, представленная на рис. 2.

Она устанавливается цилиндрической поверхностью (рис. 2, поз. 2) в соответствующую ей подголовную выкружку в пазухе рельса (поз. 4) и при затяжке болтов (поз. 3) поворачивается относительно шарнира до тех пор, пока нижняя часть накладки плотно не встанет к нижней выкружке шейки рельса (поз. 5). Таким видом опирания на подголовье рельса можно добиться количественного снижения напряжений в области шейки рельса. В источнике³ приведены показатели монтажного напряженного состояния шейки рельсов при использовании шарнирной конструкции стыков, измеренные тензометрическим методом, однако не были приведены условия, при которых проводились

данные испытания, как и не приводились значения напряжений динамического воздействия от подвижного состава. Таким образом, есть основания предполагать возможность снижения напряжений в шейке рельса на 20–30 % за счет видоизменения опирания новой конструкции накладки на пазуху рельса. Целью данной работы является подтверждение этой гипотезы в условиях обращения современного подвижного состава. Для этого были проведены натурные испытания шарнирной конструкции стыка в сравнении со стандартной.

Материалы и методы. С целью определения напряженно-деформированного состояния шейки рельса при использовании шарнирной конструкции стыковой накладки были проведены испытания в условиях Экспериментального кольца АО «ВНИИЖТ». Опытный железнодорожный рельсовый стык (рис. 3, поз. 1) с шарнирными накладками (поз. 3) был оборудован тензорезисторами (поз. 2) и стянут с помощью болтов (поз. 4). Участок располагался на втором кольцевом пути 6 км, пк 9 со следующими характеристиками:

- рельсы Р65;
- зазор в стыке 3 мм;
- железобетонные шпалы;
- промежуточное рельсовое скрепление APC-4;
- высокопрочные стыковые болты;
- щебеночный балласт;
- прямой план и профиль пути.

Испытания проводились при обращении поезда, сформированного из локомотива ВЛ80с и 61 грузового вагона с осевыми нагрузками 23,5 и 25 т/ось. Установленная скорость движения составила 70 км/ч.

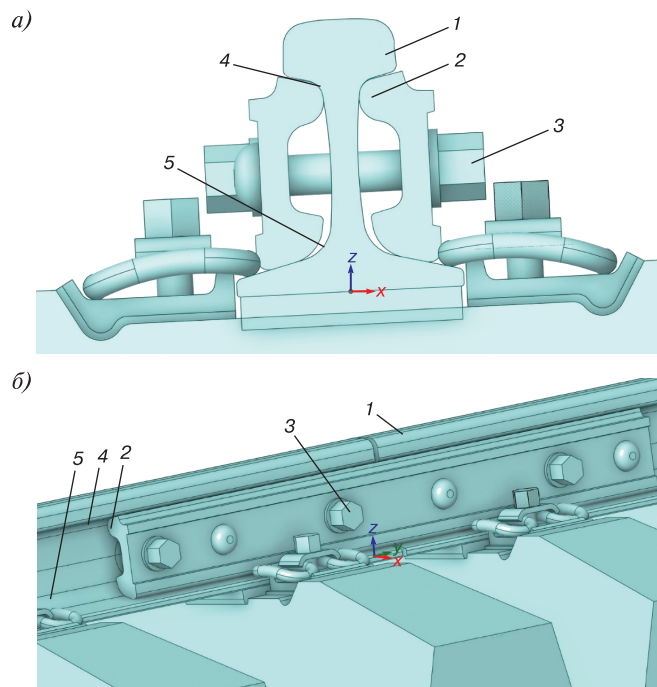


Рис. 2. Внешний вид стыка с накладками шарнирного типа*: а — вид с торца; б — вид сбоку; 1 — рельс; 2 — цилиндрическая поверхность новой накладки; 3 — болты; 4 — подголовная выкружка пазухи рельса; 5 — нижняя выкружка шейки пазухи рельса

* Источник: составлено авторами по материалам исследования

Fig. 2. External view of the pin and link fishplates*: а — end view; б — side view; 1 — rail; 2 — cylindrical surface of the new joint bar; 3 — bolts; 4 — head-mounted gorge of seat of fishplate; 5 — lower gorge of seat of fishplate railhead

* Source: compiled by the authors according to the research

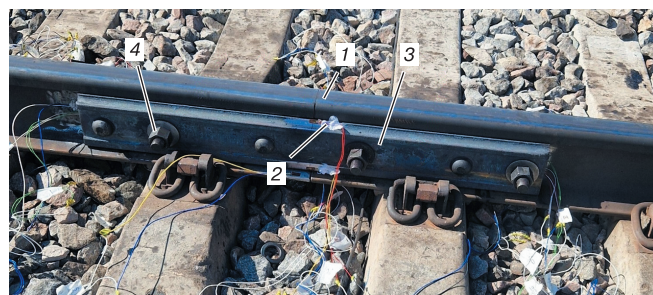


Рис. 3. Внешний вид опытного стыка*:

1 — рельсовый стык; 2 — тензорезистор; 3 — рельсовая накладка; 4 — болт

* Источник: фото авторов

Fig. 3. External view of the experimental joint*: 1 — rail joint; 2 — strain gauge; 3 — fishplate; 4 — bolt

* Source: authors' photo

² Лысюк В. С., Сазонов В. Н., Башкатова Л. В. Прочный и надежный железнодорожный путь: производств.-практич. изд. М.: Академкнига, 2003. 589 с.

³ Там же.

Для оценки влияния момента затяжки двух видов конструкций с помощью электронного динамометрического ключа типа NORGAU серии NTE (модель NTE15-150RR с пределом измерения 1200 Нм) устанавливались моменты затяжки 300, 600 и 1100 Нм.

Усталостные разрывы шейки рельса по дефекту 53.1 проявляются в сечениях под углом 45° ⁴, поэтому именно эти сечения и были выбраны для измерения напряженно-деформированного состояния под поездной нагрузкой. Для измерений использовались тензорезисторы базой 10 мм, подключенные к аналого-цифровому преобразователю фирмы L-CARD. Частота регистрации записей была установлена 1536 Гц. Внешний вид наклеенных датчиков в области первого болтового отверстия представлен на рис. 4.

При проведении испытаний тензорезисторы для оценки сечений по контуру болтового отверстия были наклеены симметрично с двух сторон рельса (рис. 4, поз. 1–4). Так же симметрично были наклеены тензо-

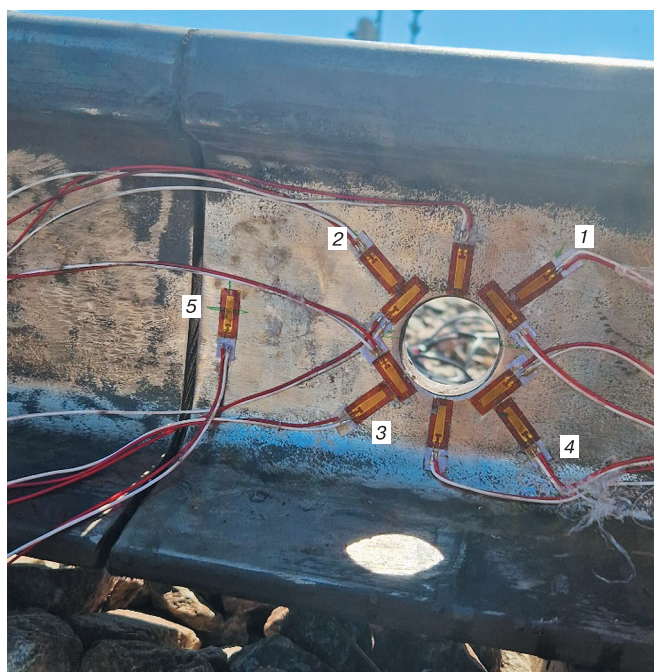


Рис. 4. Внешний вид установленных тензорезисторов у первого болтового отверстия*:

1 — сечение 1; 2 — сечение 2; 3 — сечение 3; 4 — сечение 4;
5 — тензорезистор оценки вертикальных сил

* Источник: фото авторов

Fig. 4. External view of the installed strain gauges at the first bolt hole*:

1 — cross-section 1; 2 — cross-section 2; 3 — cross-section 3;
4 — cross-section 4; 5 — vertical force estimation strain gauge

* Source: authors' photo

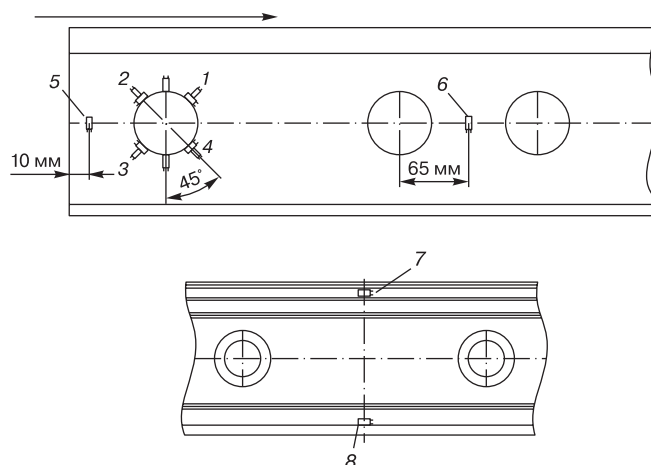


Рис. 5. Схема расположения тензорезисторов для рельса и накладки*:

1 — сечение 1; 2 — сечение 2; 3 — сечение 3; 4 — сечение 4;
5, 6 — тензорезисторы оценки вертикальных сил;
7 — тензорезистор оценки сжатой зоны накладки;
8 — тензорезистор оценки растянутой зоны накладки

* Источник: составлено авторами по материалам исследования

Fig. 5. Scheme of the strain gauge placement for rail and fishplate*:

1 — cross-section 1; 2 — cross-section 2; 3 — cross-section 3;
4 — cross-section 4; 5, 6 — vertical force estimation strain gauges;
7 — strain gauge for estimating fishplate compression zone;
8 — strain gauge for estimating fishplate tension zone

* Source: compiled by the authors according to the research

резисторы на расстоянии 10 мм от торца рельса (поз. 5) и между 2 и 3 болтовыми отверстиями по методике⁵ для оценки вертикальных сил в стыке. Для оценки изгибных напряжений в стыковых накладках в сечении по оси стыка резисторы наклеивались по кромкам с наружной стороны в сжатой и растянутой зонах. Схематическое изображение расположения измерительных сечений на рельсе и накладке приведено на рис. 5.

Для оценки воздействия на стыковой рельс поездной нагрузки сначала были измерены значения монтажных напряжений по контуру болтового отверстия, а затем получены динамические добавки от подвижного состава. Пример записи осциллограмм динамического воздействия от подвижного состава в датчиках по контуру болтового отверстия приведен на рис. 6.

Результаты. Приведенные записи (рис. 6) показывают, что при накатывании колеса на исследуемое сечение в шейке происходит снижение растягивающих монтажных напряжений (сжатие шейки а–) и некоторое их увеличение (растяжение шейки а+) при подходе колеса к сечению и удалению от него. Полученные

⁴ Дефекты рельсов. Классификация, каталог и параметры дефектных и острорелективных рельсов.

⁵ ГОСТ 34759–2021. Железнодорожный подвижной состав. Нормы допустимого воздействия на железнодорожный путь и методы испытаний: введен в действие приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 6 октября 2021 г. № 1068–ст. М.: Стандартинформ, 2021. 28 с.

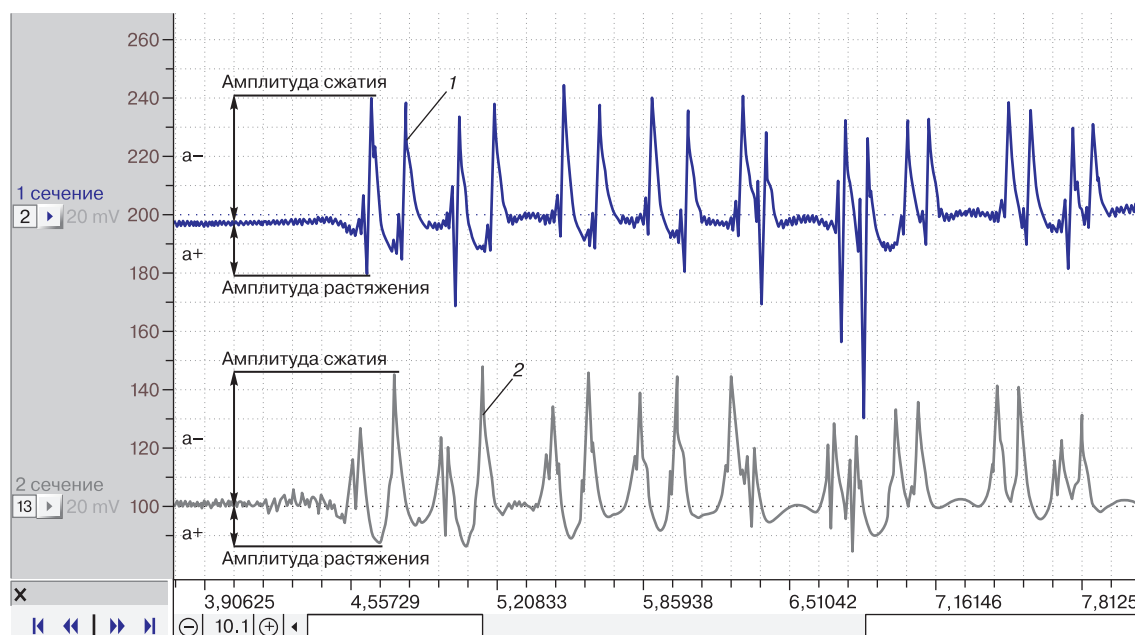


Рис. 6. Пример записи осциллограмм динамических воздействий*:

1 — в сечении 1; 2 — в сечении 2

* Источник: составлено авторами по материалам исследования

Fig. 6. Recording example of oscillograms of dynamic effects*:

1 — in cross-section 1; 2 — in cross-section 2

* Source: compiled by the authors according to the research

значения для каждого сечения не имели значимых отличий, поэтому были усреднены по всем сечениям. Значения монтажных напряжений и динамических изменений под поездной нагрузкой по болтовому отверстию в зависимости от затяжки стыковых болтов приведены в табл. 1.

Таблица 1

Значения изменения напряжений по болтовому отверстию
двух конструкций стыка под нагрузкой*

Table 1

Values of stress changes along the bolt hole of the two joint structures
under load*

Крутящий момент на гайках болтов, Мкр, Нм	Монтажные напряжения $\bar{\sigma}_M$, МПа	Динамическое растяжение шейки рельса $\bar{\sigma}_{M+a}$, МПа	Динамическое сжатие шейки рельса $\bar{\sigma}_{M-a}$, МПа
Клиновидные накладки	300	63,4	6,2
	600	124,3	10,3
	1100	214,4	15,7
Шарнирные накладки	300	47,4	3,7
	600	90,9	7,2
	1100	171,2	8,8

* Источник: составлено авторами по материалам исследования

* Source: compiled by the authors according to the research

Как видно из табл. 1, влияние поездной нагрузки на изменение монтажных растягивающих напряжений не столь велико, так как болтовое отверстие находится недалеко от нейтральной оси рельса. Наибольшие средние значения уменьшений напряжений по контуру болтового отверстия составили 33,4 МПа в шарнирных накладках при затяжке болтов 300 Нм. При этом с увеличением момента затяжки стыковых болтов воздействие на рельс линейно уменьшается. В свою очередь, наибольшие напряжения сжатия в клиновидных накладках составили 31,7 МПа. Воздействие сжатия на стыковой рельс у стандартной конструкции несколько меньше, что говорит о специфике работы расклинивающих накладок. Полученные значения сжатия шейки рельса для стандартной конструкции стыка удовлетворительно коррелируются с результатами ранее выполненных исследований, приведенных в [10].

Однако как значения растяжения металла, так и монтажное напряжение по контуру отверстия меньше для шарнирной конструкции накладок. Это позволяет сделать вывод о верности гипотезы о снижении общего напряженного состояния шейки рельсов в стыковой зоне.

Так как дефекты болтового отверстия имеют усталостную природу возникновения, было решено оценить работу двух конструкций с точки зрения выносливости металла. Как было показано в [11], значение

предела выносливости рельсовых проб с болтовыми отверстиями при симметричном цикле нагружения составляет $\sigma_{-1} = 370$ МПа.

Предел выносливости при произвольном коэффициенте асимметрии цикла σ_r вычисляется следующим способом⁶:

$$\sigma_r = \sigma_{-1} \sqrt{\frac{r}{1-r}}, \quad (1)$$

где r — коэффициент асимметрии цикла напряжений.

В свою очередь прочность шейки в области концов рельсов определяется величиной и знаком максимального и минимального значений напряжений от совместного воздействия монтажной и поездной нагрузок по следующим формулам:

$$\bar{\sigma}_{\max} = \bar{\sigma}_m + \bar{\sigma}_{+a}; \quad (2)$$

$$\bar{\sigma}_{\min} = \bar{\sigma}_m - \bar{\sigma}_{-a}. \quad (3)$$

Значение коэффициента асимметрии определяется как

$$r = \frac{\bar{\sigma}_{\min}}{\bar{\sigma}_{\max}}. \quad (4)$$

Значения максимальных напряжений цикла, действующих в шейке рельса, сравниваются с σ_r , по соотношению которых находится запас усталостной прочности:

$$K_y = \bar{\sigma}_r / \bar{\sigma}_{\max}.$$

Полученные расчетные значения коэффициента запаса усталостной прочности рельсов и допускаемого предела выносливости приведены в табл. 2.

Таблица 2

Коэффициенты запаса усталостной прочности рельсов и допускаемого предела выносливости*

Table 2

Reserve coefficients of fatigue strength of rails and the permissible endurance limit*

Крутящий момент на гайках болтов Мкр, Нм		Напряжения σ , МПа				
		$\bar{\sigma}_{\max}$	$\bar{\sigma}_{\min}$	Коэффициент асимметрии r	$\bar{\sigma}_r$	K_y
Клиновидные накладки	300	69,6	31,7	0,46	338,3855	4,86
	600	134,6	95,9	0,71	582,4458	4,33
	1100	230,1	188,6	0,82	788,7666	3,43
Шарнирные накладки	300	51,1	14,0	0,27	227,2892	4,45
	600	98,1	61,8	0,63	482,7726	4,92
	1100	180,0	145,9	0,81	765,3361	4,25

* Источник: составлено авторами по материалам исследования

* Source: compiled by the authors according to the research

Результаты расчета показывают, что значения коэффициента запаса по усталости K_y во всех случаях больше 2,0. Однако у шарнирных накладок запасы выше при работе в условиях затяжки стыковых болтов 600 Нм и 1100 Нм.

Силовое воздействие на путь в зоне стыка. В предыдущем разделе уже приведены замеры напряжений в зоне болтовых отверстий при нагрузке от подвижного состава и затяжки стыковых болтов. Также были измерены значения вертикальных сил от воздействия подвижного состава на стык. Тарировка измерительных каналов производилась на скорости движения поезда 5 км/ч, после чего записывались полноценные проезды для трех моментов затяжки болтов. В табл. 3 и 4 приведены значения полученных вертикальных сил в зависимости от момента затяжки для двух различных сечений рельса.

Таблица 3

Значения вертикальных сил в зависимости от момента затяжки на расстоянии 10 мм от торца принимающего рельса*

Table 3

Values of vertical forces depending on the tightening torque at a distance of 10 mm from the end of the receiving rail*

Крутящий момент на гайках болтов Мкр, Нм		Вертикальная сила, кН	
		Среднее	СКО
Клиновидные накладки	300	126,4	2,74
	600	123,1	2,34
	1100	121,2	2,18
Шарнирные накладки	300	128,7	3,89
	600	123,8	3,12
	1100	120,6	2,75

* Источник: составлено авторами по материалам исследования

* Source: compiled by the authors according to the research

Таблица 4

Значения вертикальных сил в зависимости от момента затяжки между 2 и 3 болтовыми отверстиями рельсового стыка*

Table 4

Values of vertical forces depending on the tightening torque between bolt holes 2 and 3 of the rail joint*

Крутящий момент на гайках болтов Мкр, Нм		Вертикальная сила, кН	
		Среднее	СКО
Клиновидные накладки	300	123,0	2,39
	600	122,6	2,12
	1100	121,5	2,32
Шарнирные накладки	300	126,7	3,56
	600	124,3	2,48
	1100	123,0	2,38

* Источник: составлено авторами по материалам исследования

* Source: compiled by the authors according to the research

⁶ Гоц А. Н. Расчеты на прочность деталей ДВС при напряжениях, переменных во времени: учеб. пособие. Владимир: ВлГУ, 2005. 117 с.

На основании полученных значений можно сказать, что в условиях маленького стыкового зазора (3 мм) значения вертикальных сил при различных затяжках не имеют больших различий. Однако важно отметить, что имеется некоторое увеличение сил в сечении ближе к торцу рельса по сравнению с сечением между 2 и 3 болтовыми отверстиями.

Измерение напряжений в стыковых накладках. Для оценки прочности накладок при применении высокопрочных болтов и новой конструкции был найден фактический уровень нормальных напряжений в сечении по оси стыка для двух конструкций. Осциллограмма напряжений в накладках в сжатой и растянутой зоне приведена на рис. 7.

Значения напряжений в сжатой и растянутой зонах с расчетными максимально вероятными значениями при нормальном законе распределения случайной величины для $\Phi = 0,994$ приведены на рис. 8 и 9 соответственно.

Из рисунков 8 и 9 видно, что напряжение в накладках невелико и не достигает пределов текучести материала накладок (сталь К54). Увеличение напряжений

наблюдается при росте величины момента затяжки стыковых болтов. Однако для безопасной работы накладок также важно учитывать температурное воздействие, так как должно быть выполнено условие прочности:

$$\sigma_t + \sigma_n \leq [\sigma_T], \quad (5)$$

где σ_t — температурные напряжения в накладках;

σ_n — напряжения в накладках от воздействия поездных вертикальных сил;

$[\sigma_T]$ — предел текучести стали стыковых накладок.

Исходя из наибольшей величины стыкового сопротивления шестиболтового рельсового стыка при моменте затяжки $M_{кр} = 1100$ Нм, $P_n = 800$ кН. Тогда максимально возможные температурные напряжения в стыковых накладках составят:

$$\sigma_t = \frac{P_n}{2F} = \frac{800 \cdot 10^3 \text{ Н}}{72,14 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2} = 110,8 \text{ МПа}, \quad (6)$$

где F — площадь поперечного сечения профиля шарнирной накладки (согласно разработанной конструкторской документации $F = 36,07 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$).

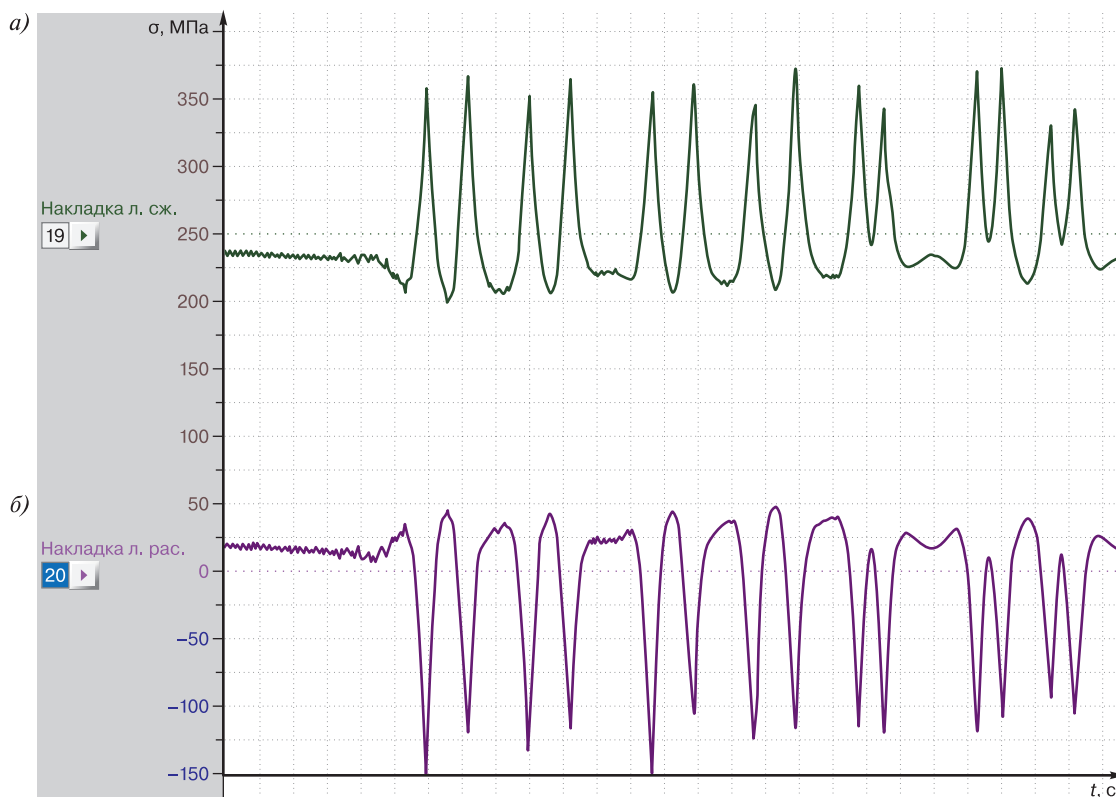


Рис. 7. Пример записи осциллограммы напряжений в накладках*:
а — в сжатой зоне; б — в растянутой зоне

* Источник: составлено авторами по материалам исследования

Fig. 7. Recording example of oscillograms of stresses in the fishplates*:
а — in the compressed zone; б — in the tension zone

* Source: compiled by the authors according to the research

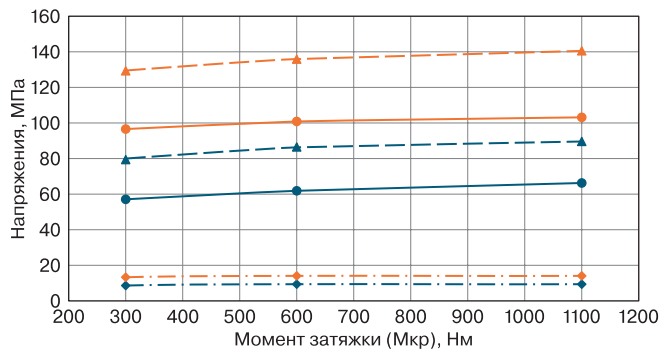


Рис. 8. Зависимость полученных напряжений от момента затяжки болтов в сжатой зоне*:

— клиновидные накладки; — клиновидные максимальные вероятности; — СКО клиновидные; — шарнирные накладки; — шарнирные максимальные вероятности; — СКО шарнирные

* Источник: составлено авторами по материалам исследования

Fig. 8. Dependence of the received stresses on the bolts tightening torque in the compressed zone*:

— wedge-shaped fishplates; — wedge-shaped maximum probabilities; — wedge-shaped standard deviations; — pin and link fishplates; — pin and link maximum probabilities; — pin and link standard deviations

* Source: compiled by the authors according to the research

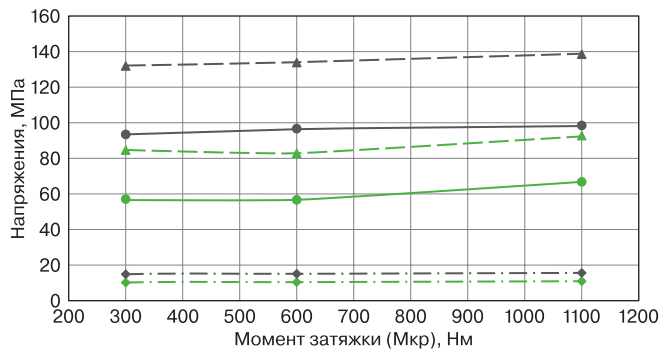


Рис. 9. Зависимость полученных напряжений от момента затяжки болтов в растянутой зоне*:

— клиновидные накладки; — клиновидные максимальные вероятности; — СКО клиновидные; — шарнирные накладки; — шарнирные максимальные вероятности; — СКО шарнирные

* Источник: составлено авторами по материалам исследования

Fig. 9. Dependence of the received stresses on the bolts tightening torque in the tension zone*:

— wedge-shaped fishplates; — wedge-shaped maximum probabilities; — wedge-shaped standard deviations; — pin and link fishplates; — pin and link maximum probabilities; — pin and link standard deviations

* Source: compiled by the authors according to the research

В соответствии с ГОСТ 33184–2014⁷ накладки для рельсовых стыков изготавливают из термоупрочненной стали с пределом текучести $[\sigma_T] = 530$ МПа.

Суммируя температурные напряжения в накладках с максимальными вероятными значениями изгибных напряжений, возникающих под поездной нагрузкой, получим:

$$\sigma_t + \sigma_n = 110,8 + 138,6 = 249,4 \text{ МПа.} \quad (7)$$

Иными словами, прочность шарнирных стыковых накладок надежно обеспечивается с двойным запасом относительно предела текучести и не лимитируется применением затяжки 1100 Нм.

Натурные наблюдения за работой конструкций при эксплуатации. Помимо тензометрических испытаний были проведены эксплуатационные наблюдения за работой рельсовых стыков. Были отобраны участки второго кольцевого пути с характеристиками, приведенными в табл. 5.

Мониторинг раскручивания гаек стыковых болтов проводился после пропуска 15, 30, 50, 70, 100 млн т брутто на опытных и контрольных участках пути. На каждом опытном участке были установлены моменты затяжки 600 Нм для каждого болта обоих видов конструкций. Измерения проводились по каждому болту отдельно с помощью электронного динамометрического ключа типа NORGAU серии NTE (модель NTE15-150RR с пределом измерений 1200 Нм). Обработка полученных значений усреднялась для каждого болта по отдельности. На рис. 10 приведена рассматриваемая схема номеров отверстий, по которым усреднялись данные.

На рис. 11 и 12 приведены графики изменения средних величин $M_{кр}$ в зависимости от пропущенного тоннажа. Также в табл. 6 приведены полученные уравнения аппроксимации для каждого болта.

Таблица 5

Характеристики участков*

Table 5

Sections characteristics*

Расположение	Вид стыков	План	Профиль	Скрепления
2 путь, 3 км, пк 1–2	Шарнирные стыки	Прямой участок, участок с $R = 550$ м	1,2‰, 0‰	АРС, ЖБР-65
2 путь, 3 км, пк 4–5	Клиновидные стыки	Прямой участок, участок с $R = 550$ м	2,2‰, 0,8‰	ЖБР-65, АРС

* Источник: составлено авторами по материалам исследования

* Source: compiled by the authors according to the research

⁷ ГОСТ 33184–2014. Накладки рельсовые двухголовые для железных дорог широкой колеи. Технические условия: введен в действие приказом Федерального агентства по техническому регулированию и метрологии от 17 февраля 2015 г. № 91–ст. М.: Стандартинформ, 2015. 16 с.

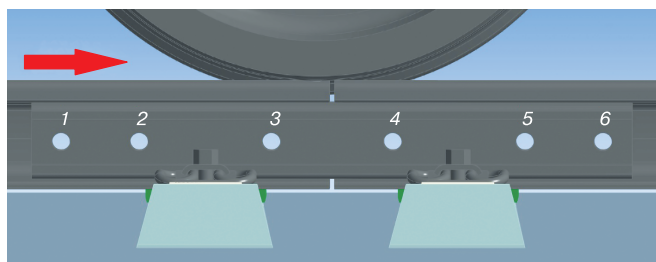


Рис. 10. Схема номеров отверстий*:

1, 2, 3 — отверстия у отдающего рельса; 4, 5, 6 — отверстия у принимающего рельса

* Источник: составлено авторами по материалам исследования

Fig. 10. Holes numbers scheme*:

1, 2, 3 — sending rail holes; 4, 5, 6 — receiving rail holes

* Source: compiled by the authors according to the research

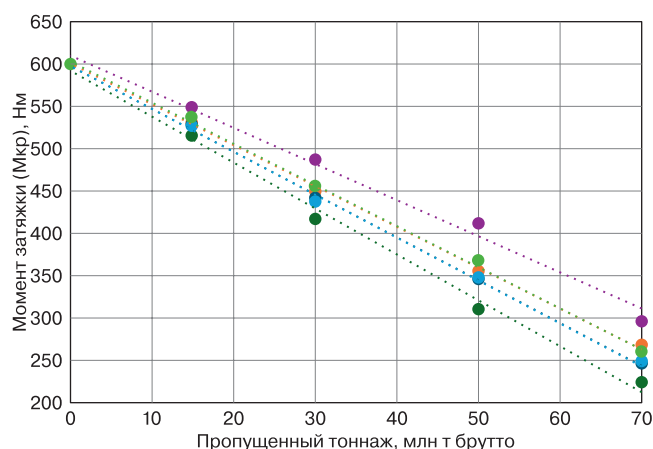


Рис. 11. Изменение моментов затяжки гаек болтов с клиновидной конструкцией стыка*:

● — болт 1; ● — болт 2; ● — болт 3;
● — болт 4; ● — болт 5; ● — болт 6;
..... — линейная (болт 1); — линейная (болт 2);
..... — линейная (болт 3); — линейная (болт 4);
..... — линейная (болт 5); — линейная (болт 6)

* Источник: составлено авторами по материалам исследования

Fig. 11. Change of bolt nuts tightening torques with wedge-shaped joint design*:

● — bolt 1; ● — bolt 2; ● — bolt 3;
● — bolt 4; ● — bolt 5; ● — bolt 6;
..... — linear (bolt 1); — linear (bolt 2);
..... — linear (bolt 3); — linear (bolt 4);
..... — linear (bolt 5); — linear (bolt 6)

* Source: compiled by the authors according to the research

Из представленных графиков видно, как линейно уменьшается величина $M_{кр}$ затянутых болтов. Полученные значения снижения моментов затяжки явно коррелируют со значениями, полученными в исследовании [1]. При этом отмечено, что падение затяжки неравномерно по длине накладки, а наиболее интенсивное падение затяжки наблюдается у торцевых болтов. Объясняется это ударно-вибрационным воздействием колес на торец рельса. Также после пропуска

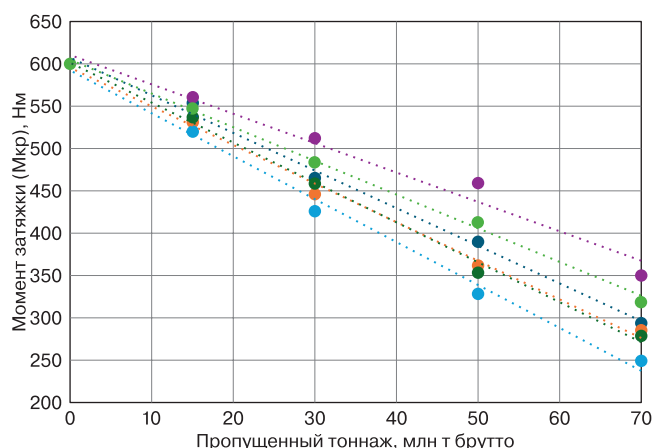


Рис. 12. Изменение моментов затяжки гаек болтов с шарнирной конструкцией стыка*:

● — болт 1; ● — болт 2; ● — болт 3;
● — болт 4; ● — болт 5; ● — болт 6;
..... — линейная (болт 1); — линейная (болт 2);
..... — линейная (болт 3); — линейная (болт 4);
..... — линейная (болт 5); — линейная (болт 6)

* Источник: составлено авторами по материалам исследования

Fig. 12. Change of bolt nuts tightening torques with hinged joint design*:

● — bolt 1; ● — bolt 2; ● — bolt 3;
● — bolt 4; ● — bolt 5; ● — bolt 6;
..... — linear (bolt 1); — linear (bolt 2);
..... — linear (bolt 3); — linear (bolt 4);
..... — linear (bolt 5); — linear (bolt 6)

* Source: compiled by the authors according to the research

Таблица 6

Уравнения аппроксимации снижения затяжки стыковых болтов*

Table 6

Approximation equations for reducing butt bolts tightening torque*

Номер болта	Уравнение аппроксимации
Клиновидные накладки	1 $y = -5,0758x + 599,17$
	2 $y = -4,8203x + 601,07$
	3 $y = -5,4324x + 593,6$
	4 $y = -5,0576x + 597,9$
	5 $y = -4,2806x + 610,66$
	6 $y = -4,8609x + 604,08$
Шарнирные накладки	1 $y = -4,4286x + 607,14$
	2 $y = -4,5588x + 595,69$
	3 $y = -4,7027x + 601,35$
	4 $y = -5,0805x + 592,86$
	5 $y = -3,4659x + 611,04$
	6 $y = -3,9738x + 604,3$

* Источник: составлено авторами по материалам исследования

* Source: compiled by the authors according to the research

70 млн т брутто измерения проводились после плановой осенней и весенней подтяжки болтов, поэтому не были включены в график.

Осмотр самих участков с двумя конструкциями за время наработки тоннажа не выявил дефектов или изломов рельсовых стыковых накладок и рельсов, что также подтверждает надежность работы стыковых накладок шарнирного типа и стыков, собранных с использованием таких накладок.

Обсуждение и заключение. Проведенные испытания и анализ полученных данных показывают, что применение шарнирной конструкции стыковой накладки обеспечивает высокий уровень надежности рельсовых стыков.

Значения монтажных напряжений в шейке рельса меньше на 30 % при использовании шарнирной конструкции стыка.

Воздействие подвижного состава при нормативных моментах затяжки стыковых болтов показывает практически идентичные результаты амплитудных напряжений сжатия по контуру болтового отверстия для двух конструкций. При этом амплитуды растяжения шейки меньше у шарнирной конструкции.

Расчетный коэффициент запаса по усталостной прочности по контуру болтового отверстия для новой конструкции выше при моменте затяжки 1100 Нм на 24 %, а при 600 Нм — на 14 %. Это подтверждает повышение живучести рельсов в отношении образования дефектов 53.1 и 55.1.

Силовое воздействие от вертикальных нагрузок на принимающий конец рельса не имеет заметных различий для моментов затяжки болтов даже при сравнении с нагрузками в сечениях между 2 и 3 болтовыми отверстиями.

Установлено, что прочность шарнирных накладок с моментом затяжки 1100 Нм надежно обеспечивается практически с двукратным запасом относительно предела текучести стали.

Проведенный анализ показателей затяжки болтов при эксплуатации демонстрирует преимущества использования стыковых накладок шарнирного типа. При достижении наработки в 70 млн т брутто данный тип соединения в среднем сохраняет на 13 % более высокие значения момента затяжки по сравнению с клиновидными накладками. Такое техническое решение обеспечивает:

- повышенную стабильность стыкового сопротивления в процессе эксплуатации;
- возможность снижения частоты плановых протяжек стыковых болтов.

Полученные данные свидетельствуют о значительном эксплуатационном потенциале шарнирных накладок, особенно на участках с высокой грузонапряженностью, где требования к надежности стыковых соединений особенно критичны.

Для оценки эффективности предложенной конструкции целесообразно продолжить исследования

работы в условиях действующих грузонапряженных линий со сложными климатическими условиями и различным планом и профилем пути. Это позволит оценить такие параметры, как:

- интенсивность накопления просадок рельсов в зонах стыков;
- сопротивление продольному сдвигу рельсов относительно накладок;
- устойчивость рельсовой нити в плане в зоне стыка при повышении температуры рельсов.

Кроме этого, для более полной оценки напряженно-деформированного состояния стыков необходимо провести исследования при различной величине зазора и различной скорости движения подвижного состава методом математического моделирования и/или методом натурных испытаний с тензометрическим измерением напряжений.

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.

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

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ / REFERENCES

1. Клинов С.И., Кондратьев А.А. Высокопрочные болты // Путь и путевое хозяйство. 1988. № 1. С. 33–35.
Klinov S.I., Kondratyev A.A. High strength bolts. *Railway Track and Facilities*. 1988;(1):33–35. (In Russ.).
2. Виногоров Н.П., Клементьев К.В. Как повысить надежность стыка: возможные варианты // Путь и путевое хозяйство. 2021. № 5. С. 21–24. EDN: <https://elibrary.ru/lkkoci>.
Vinogorov N.P., Klementyev K.V. Refinement rail joint: problem solution options. *Railway Track and Facilities*. 2021;(5):21–24. (In Russ.). EDN: <https://elibrary.ru/lkkoci>.
3. Шур Е.А. Повреждения рельсов. М.: Интекст, 2012. 192 с. EDN: <https://elibrary.ru/qnysej>.
Shur Ye.A. Rails damage. Moscow: Intext, 2012. 192 p. (In Russ.). EDN: <https://elibrary.ru/qnysej>.
4. Шур Е.А., Чурюмова И.А., Бейзеров М.С., Зайцев И.Ф. Влияние качества изготовления болтовых отверстий на надежность железнодорожных рельсов в зоне стыка // Повышение эффективности и надежности работы рельсов. Сер. «Труды ВНИИЖТ». М.: Транспорт, 1990. С. 80–89. EDN: <https://elibrary.ru/vgavhj>.
Shur Ye.A., Churyumova I.A., Beyzerov M.S., Zaytsev I.F. The influence of the quality of bolt holes on the reliability of railway rails in the joint zone. *Increasing the efficiency and reliability of rail operation. Works of VNIIZHT Series*. Moscow: Transport, 1990. P. 80–89. (In Russ.). EDN: <https://elibrary.ru/vgavhj>.
5. Певзнер В.О., Железнов М.М., Каплин В.Н., Третьяков В.В., Мысливец М.Н., Томиленко А.С. Повышение стабильности пути в зоне стыков за счет применения упругих подшпальных прокладок // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2016. Т. 75, № 3. С. 140–146. EDN: <https://elibrary.ru/wbkdqgr>.

Pevzner V. O., Zheleznov M. M., Kaplin V. N., Tretyakov V. V., Myslivets M. N., Tomilenko A. S. Increasing track stability in the zone of joints due to the use of elastic under sleeper pads. *Russian Railway Science Journal*. 2016;75(3):140–146. (In Russ.). EDN: <https://elibrary.ru/wbkdkr>.

6. Лысюк В. С. Управление надежностью бесстыкового пути интенсивными методами // Управление надежностью железнодорожного пути. М.: Транспорт, 1991. С. 24–41.

Lysyuk V. S. Intensive methods for managing the reliability of continuous welded rails. *Railroad Reliability Management*. Moscow: Transport, 1991. P. 24–41. (In Russ.).

7. Малявин Д. А., Клементьев К. В. Проблема роста количества мест временного восстановления рельсовых плетей // Путь и путевое хозяйство. 2024. № 8. С. 18–21. EDN: <https://elibrary.ru/kxlmml>.

Malyavin D. A., Klementyev K. V. The problem of growth in the number of places for temporary rehabilitation of rail tracks. *Railway Track and Facilities*. 2024;(8):18–21. (In Russ.). EDN: <https://elibrary.ru/kxlmml>.

8. Maximov J. T., Duncheva G. V. A new approach to enhancement of fatigue life of rail-end-bolt holes. *Engineering Failure Analysis*. 2013;29:167–179. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2012.12.001>.

9. Mayville R. A., Hilton P. D. Fracture mechanics analysis of a rail-end bolt hole crack. *Theoretical and Applied Fracture Mechanics*. 1984;1(1):51–60. [https://doi.org/10.1016/0167-8442\(84\)90020-X](https://doi.org/10.1016/0167-8442(84)90020-X).

10. Крысанов Л. Г., Клокова О. О. Напряжения в рельсах в зоне стыка // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 1986. № 1. С. 50–52.

Krysanov L. G., Kloкова O. O. Stresses in the rails at the joint area. *Russian Railway Science Journal*. 1986;(1):50–52. (In Russ.).

11. Борц А. И., Рейхарт В. А., Суслов О. Н., Дубинский С. И. Оценка ресурса рельсов с болтовыми отверстиями // Путь и путевое хозяйство. 2018. № 3. С. 24–32. EDN: <https://elibrary.ru/ytisuo>.

Borts A. I., Reykhart V. A., Suslov O. N., Dubinskiy S. I. Estimation of the service life of rails with bolt holes. *Railway Track and Facilities*. 2018;(3):24–32. (In Russ.). EDN: <https://elibrary.ru/ytisuo>.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Олег Александрович СУСЛОВ,

д-р техн. наук, главный научный сотрудник, научный центр «Инфраструктура», Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ, 129626, г. Москва, ул. 3-я Мытищинская, д. 10, стр. 1), Author ID: 445985, <https://orcid.org/0000-0001-5466-5479>

Вячеслав Анатольевич ТРУШКИН,

ведущий инженер, научный центр «Инфраструктура», Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ, 129626, г. Москва, ул. 3-я Мытищинская, д. 10, стр. 1), Author ID: 1292760, <https://orcid.org/0009-0000-3646-282X>

Марина Александровна ГРИШИНА,

ведущий инженер, научный центр «Инфраструктура», Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ, 129626, г. Москва, ул. 3-я Мытищинская, д. 10, стр. 1), Author ID: 1274954, <https://orcid.org/0009-0002-5962-7273>

Кирилл Владимирович КЛЕМЕНТЬЕВ,

канд. техн. наук, научный консультант, научный центр «Инфраструктура», Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ, 129626, г. Москва, ул. 3-я Мытищинская, д. 10, стр. 1), Author ID: 853263, <https://orcid.org/0009-0004-4556-2450>

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Oleg A. SUSLOV,

Dr. Sci. (Eng.), Chief Researcher, Infrastructure Science Centre, Railway Research Institute (129626, Moscow, bldg. 1, 10, 3rd Mytishchinskaya St.), Author ID: 445985, <https://orcid.org/0000-0001-5466-5479>

Vyacheslav A. TRUSHKIN,

Leading Engineer, Infrastructure Science Centre, Railway Research Institute (129626, Moscow, bldg. 1, 10, 3rd Mytishchinskaya St.), Author ID: 1292760, <https://orcid.org/0009-0000-3646-282X>

Marina A. GRISHINA,

Leading Engineer, Infrastructure Science Centre, Railway Research Institute (129626, Moscow, bldg. 1, 10, 3rd Mytishchinskaya St.), Author ID: 1274954, <https://orcid.org/0009-0002-5962-7273>

Kirill V. KLEMENTYEV,

Cand. Sci. (Eng.), Scientific Advisor, Infrastructure Science Centre, Railway Research Institute (129626, Moscow, bldg. 1, 10, 3rd Mytishchinskaya St.), Author ID: 853263, <https://orcid.org/0009-0004-4556-2450>

ВКЛАД АВТОРОВ

Олег Александрович СУСЛОВ. Обоснование направления исследования, формулировка цели и задач. Формирование выводов и предложений (20 %).

Вячеслав Анатольевич ТРУШКИН. Подготовка и проведение испытаний. Написание текста статьи. Анализ полученных данных (50 %).

Марина Александровна ГРИШИНА. Расчет зависимостей и обработка результатов испытаний (20 %).

Кирилл Владимирович КЛЕМЕНТЬЕВ. Обзор основных направлений исследования, сбор и структурирование методики проведения испытаний (10 %).

CONTRIBUTION OF THE AUTHORS

Oleg A. SUSLOV. Substantiation of the research direction, formulation of goals and objectives. Drawing conclusions and suggestions (20 %).

Vyacheslav A. TRUSHKIN. Tests preparation and handling. Article writing. Analysis of the obtained data (50 %).

Marina A. GRISHINA. Calculation of dependencies and test results processing (20 %).

Kirill V. KLEMENTYEV. Review of the main research directions, collection and structuring of test handling methods (10 %).

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

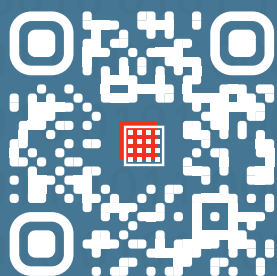
The authors have read and approved the final manuscript.

Статья поступила в редакцию 01.08.2025, рецензия от первого рецензента получена 04.08.2025, рецензия от второго рецензента получена 02.09.2025, принята к публикации 02.09.2025.

The article was submitted 01.08.2025, first review received 04.08.2025, second review received 02.09.2025, accepted for publication 02.09.2025.

АО «ВНИИЖТ»

Научно-исследовательский институт
железнодорожного транспорта



Узнать больше
о научных проектах
ВНИИЖТ можно
на нашем сайте



**Превращаем
науку в результат**

Подписывайтесь на ВНИИЖТ
в социальных сетях,
чтобы быть в курсе актуальных
новостей о жизни института

