



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

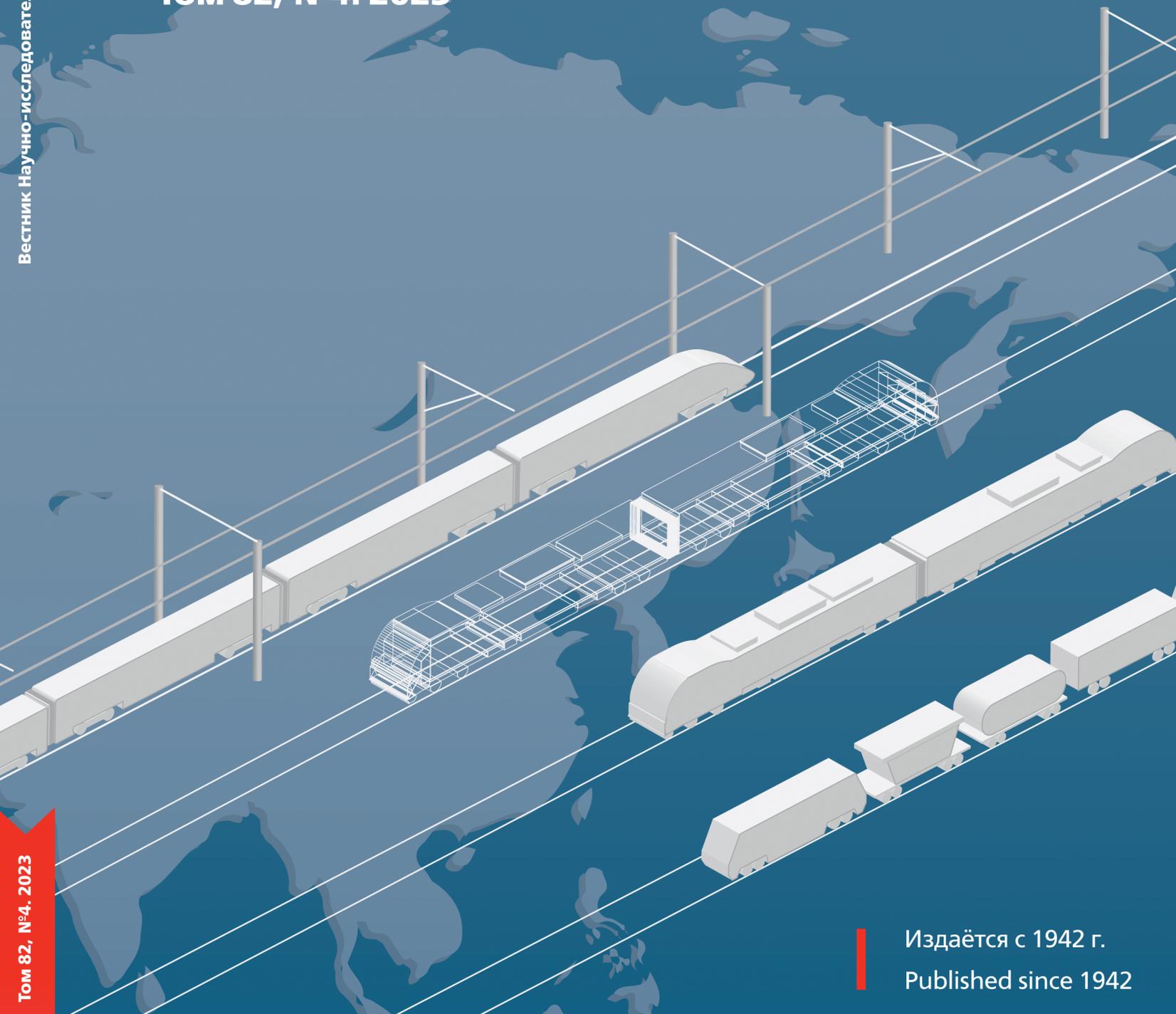


ВЕСТНИК НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОГО ИНСТИТУТА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

RUSSIAN RAILWAY SCIENCE JOURNAL

Том 82, №4. 2023

Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта



Том 82, №4. 2023

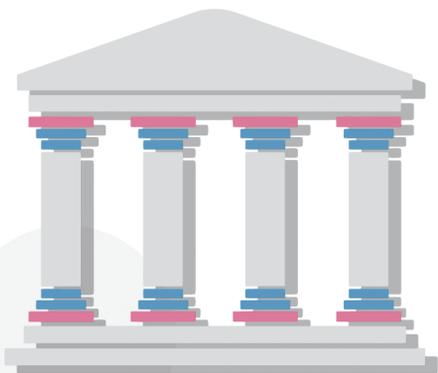
Издаётся с 1942 г.
Published since 1942

АСПИРАНТУРА ВНИИЖТ

АО «ВНИИЖТ» предоставляет широкие возможности повышения научной квалификации в аспирантуре

◆ Уникальная материально-техническая база для проведения научных исследований

◆ Кадровый научный потенциал института



более

100

лет научного опыта

17

научных центров

28

докторов наук



испытательный центр железнодорожной техники

51

отдел и лаборатория

108

кандидатов наук



скоростной испытательный полигон (г. Белореченск)



Экспериментальное кольцо (г. Щербинка)



СПЕЦИАЛЬНОСТИ ПОДГОТОВКИ



2.9.2

Железнодорожный путь, изыскание и проектирование железных дорог



2.9.3

Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация



2.9.4

Управление процессами перевозок



2.3.3

Автоматизация и управление технологическими процессами и производствами



2.6.1

Металловедение и термическая обработка металлов и сплавов



2.6.17

Материаловедение



5.2.3

Региональная и отраслевая экономика



129626, Москва,
3-я Мытищинская ул., д. 10, каб. 304



+7 (495) 602-82-30



www.vniizht.ru



Лицензия
на осуществление
образовательной
деятельности



ISSN 2223-9731 (Print)
ISSN 2713-2560 (Online)
DOI: 10.21780/2223-9731-2023-82-4

**ВЕСТНИК
НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОГО ИНСТИТУТА
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА
(ВЕСТНИК ВНИИЖТ)**

**RUSSIAN RAILWAY SCIENCE JOURNAL
(VESTNIK VNIIZHT)**

ТОМ 82, №4. 2023

Учредитель:
АО «Научно-исследовательский
институт железнодорожного транспорта»

Founder:
Railway Research Institute

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

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

Издатель:
Издательский дом «ИПП «КУНА»,
125167, Российская Федерация,
Москва, Ленинградский пр., д. 47, стр. 4
Тел. +7 (495) 795-02-97

Publisher:
JSC "IPP "KUNA",
47, bldg. 4, Leningradskiy Ave., Moscow, 125167,
Russian Federation. Tel.:+7 (495) 795 0297

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

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

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

© АО «ВНИИЖТ», 2023

Цель журнала «Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта» — 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:

Российском индексе научного цитирования (РИНЦ)



Международной справочно-библиографической системе EBSCO



Китайской платформе наукометрических данных Baidu



Китайской платформе наукометрических данных
China National Knowledge Infrastructure



Международной реферативной базе Ulrichsweb Global Serials Directory



Международной базе открытых публикаций Google Академия



Международной электронно-библиотечной системе The European Library



Электронном каталоге научно-технической литературы ВИНТИ РАН



Международной базе Dimensions



ЖУРНАЛ ЯВЛЯЕТСЯ ЧЛЕНОМ

Директории журналов открытого доступа (DOAJ)



Агентства 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

The aim of the Russian Railway Science Journal 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 Science Citation Index 

EBSCO Information Services 

Baidu 

China National Knowledge Infrastructure (CNKI) 

Ulrichsweb Global Serials Directory 

Google Scholar 

The European Library 

Russian Institute for Scientific and Technical Information (VINITI RAS) 

Dimensions 

THE JOURNAL IS A MEMBER OF

the Directory of Open Access Journals (DOAJ) 

the Digital Object Identifier Registration Agency (CrossRef) 

Journal materials are available under the Creative Commons Attribution 4.0 License



Главный редактор

Косарев Александр Борисович, д-р техн. наук, проф., первый заместитель генерального директора 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., заместитель председателя Комитета РСПП по международному сотрудничеству, 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>

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, ученый секретарь, 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, РУТ (МИИТ), 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>

Сювэй Ли, д-р наук, проф., Пекинский объединенный университет, Пекин, КНР

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

Фокс-Рабинович Герман Симонович, д-р техн. наук, Университет Макмастера, Гамильтон, Канада, <https://orcid.org/0000-0002-0258-587X>

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, 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, РГУПС, Ростов-на-Дону, Российская Федерация

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

Липидус 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, e-mail: anokhov.igor@vniizht.ru, **Сиротенко Игорь Васильевич**, научный редактор, e-mail: sirotenko.igor@vniizht.ru, **Смирнова Анна Александровна**, выпускающий редактор, e-mail: smirnova.anna@vniizht.ru, **Редина Анна Эдуардовна**, специалист, e-mail: redina.anna@vniizht.ru, **Барашков Владислав Владимирович**, специалист по графическому дизайну, e-mail: barashkov.vladislav@vniizht.ru

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

Подписано к печати 21.12.2023. Формат бумаги 60×90 1/8. Офсетная печать. Усл. печ. л. 14. Тираж 300 экз. Заказ 730. Цена свободная

Editor-in-Chief

Alexander B. Kosarev, Dr. Sci. (Eng.), Professor, First Deputy General Director 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 Center, Railway Research Institute, Moscow, Russian Federation, Author ID: 337912, <https://orcid.org/0009-0008-5190-409X>

EDITORIAL BOARD

Odile 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, Russian Union of Industrialists and Entrepreneurs, Chairman of Subcommittee for Transport and Logistics, Committee for International Cooperation, 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>

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.), Scientific Secretary, 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.), Professor, Vice Rector of the Russian Transport University, 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>

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

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

Herman S. Fox-Rabinovich, Dr. Sci. (Eng.), Chief Researcher of McMaster Engineering University, Hamilton, Ontario, Canada, <https://orcid.org/0000-0002-0258-587X>

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, Rostov State Transport 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, e-mail: anokhov.igor@vniizht.ru,

Igor V. Sirotenko, Scientific Editor, e-mail: sirotenko.igor@vniizht.ru, **Anna A. Smirnova**, Publishing Editor, e-mail: smirnova.anna@vniizht.ru,

Anna E. Redina, Specialist, e-mail: redina.anna@vniizht.ru, **Vladislav V. Barashkov**, Graphic Designer, e-mail: barashkov.vladislav@vniizht.ru

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

Signed to print on 21.12.2023. Format is 60x90 1/8. Offset printing. 14 printed sheets. 300 copies. Order No. 730. Free price

СОДЕРЖАНИЕ

ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Анализ кинематических и энергетических параметров сцепления колес электровоза с рельсами

А. А. Бакланов 285–296

Результаты исследований силового воздействия колес полувагонов с осевой нагрузкой 25 тс на рельсы в кривых участках пути

А. Ю. Луговский, О. К. Богданов 297–313

Численное моделирование трогания поезда при неполном отпуске тормозов

Е. А. Потахов 314–324

Разработка и стендовые испытания генераторно-приводной установки нового поколения для железнодорожных вагонов

П. Ю. Семенов, С. Л. Самошкин, А. Н. Макаров 325–334

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

С. В. Чунин, А. С. Гасюк, М. В. Тимаков, Д. М. Фазлиахметов,
Е. В. Муравлев, О. А. Лобачев 335–346

АВТОМАТИЗАЦИЯ И УПРАВЛЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ ПРОЦЕССАМИ НА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОМ ТРАНСПОРТЕ

Применение метода модального управления в асинхронном приводе

Ю. М. Кулинич, Д. А. Стародубцев 348–357

ТРАНСПОРТНОЕ МАТЕРИАЛОВЕДЕНИЕ

Особенности работы металла в зоне образования дефектов моноблочной крестовины

П. В. Трегубчак 359–368

ТРАНСПОРТНЫЕ И ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

Оценка пропускной способности однопутного участка БАМа с использованием теории массового обслуживания

М. Л. Жарков, А. Л. Казаков, А. В. Супруновский 370–384

Содержание журнала за 2023 год 385–386

CONTENTS

TECHNICAL MEANS OF RAILWAY TRANSPORT

Analysis of kinematic and energy parameters of electric locomotive wheel – rail adhesion

Alexander A. Baklanov 285–296

Results of exploring the force impact of 25 tf open-box cars on the rails of curved tracks

Alexey Yu. Lugovsky, Oleg K. Bogdanov 297–313

Numerical modelling of train pulling off with incomplete brake release

Egor A. Potakhov 314–324

Development and bench testing of a new generator-drive set for railway cars

Pavel Yu. Semenov, Sergey L. Samoshkin, Alexander N. Makarov 325–334

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

Sergey V. Chunin, Alexander S. Gasyuk, Maksim V. Timakov,
Damir M. Fazliakhmetov, Evgeniy V. Muravlev, Oleg A. Lobachev 335–346

AUTOMATION AND CONTROL OF TECHNOLOGICAL PROCESSES IN RAILWAY TRANSPORT

Application of the modal control method to an asynchronous drive

Yuriy M. Kulinich, Dmitriy A. Starodubtsev 348–357

TRANSPORT MATERIALS SCIENCE

Peculiarities of metal work in the defect formation zone of a monoblock crossing

Pavel V. Tregubchak 359–368

TRANSPORT AND TRANSPORT TECHNOLOGICAL SYSTEMS

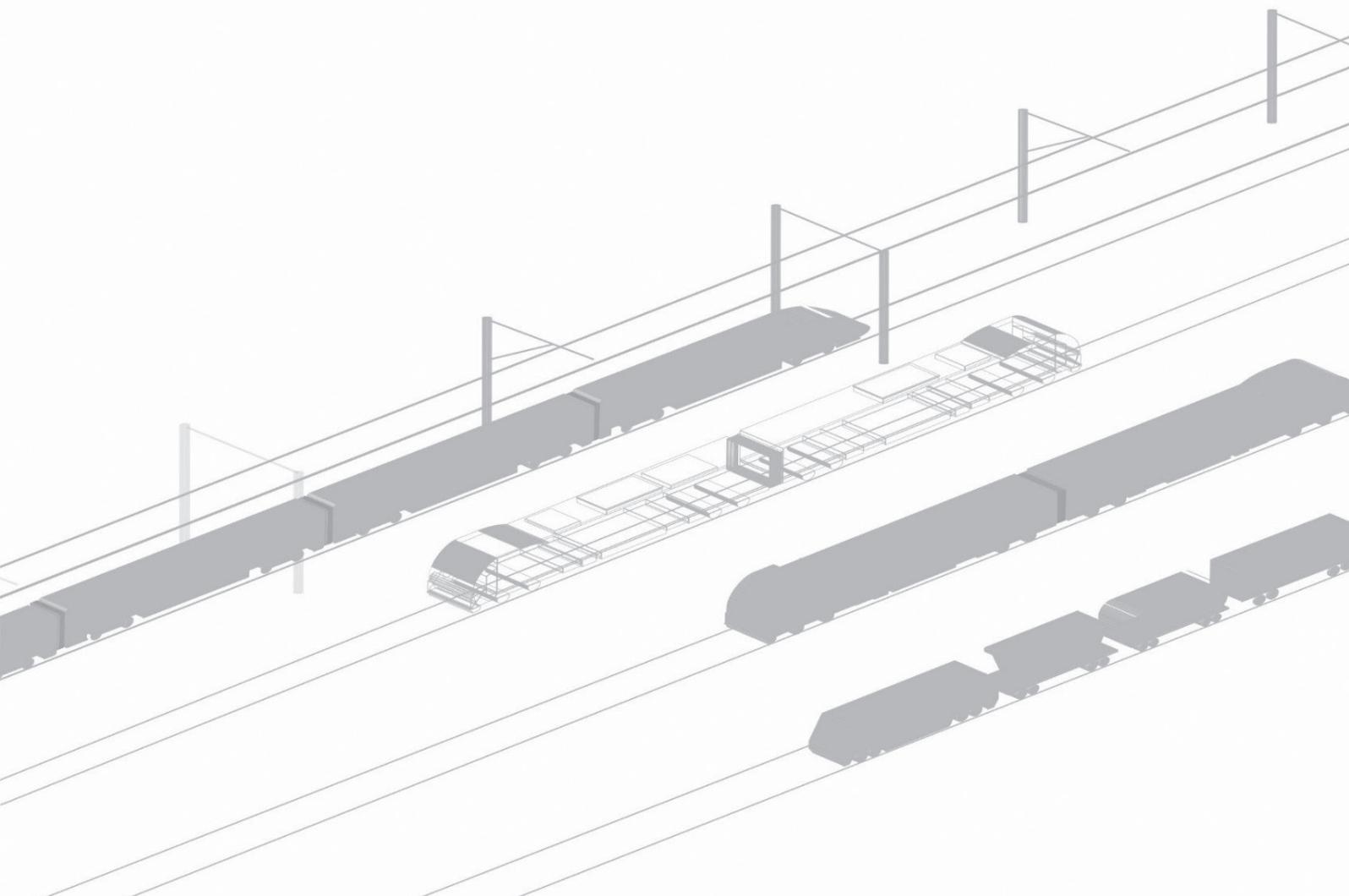
Estimation of line capacity of single-track section of Baikal-Amur Mainline using mass service theory

Maxim L. Zharkov, Alexander L. Kazakov, Anton V. Suprunovsky 370–384

Contents of the Journal for 2023 385–386

ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

TECHNICAL MEANS OF RAILWAY TRANSPORT





ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Оригинальная статья

УДК 629.423:629.4.016.2

DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-4-285-296>EDN: <https://elibrary.ru/yjekzw>

Анализ кинематических и энергетических параметров сцепления колес электровоза с рельсами

А. А. Бакланов✉

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

АННОТАЦИЯ

Введение. Сцепление колес электровоза с рельсами определяют различные параметры (кинематические и энергетические), от которых зависят масса и скорость движения поезда, расход энергии и т. п. В условиях вождения грузовых поездов повышенной массы и длины актуальность проблемы сцепления колес электровоза с рельсами значительно возрастает, особенно при использовании мощных тяговых электродвигателей, в том числе бесколлекторных. Для принятия обоснованных решений по увеличению массы и скорости движения поездов, сокращению энергозатрат на тягу и общему снижению эксплуатационных расходов необходимо иметь четкое представление об основных закономерностях процессов в зоне сцепления колес электровоза с рельсами и их параметрах.

Материалы и методы. В работе с использованием системного подхода, методов математического анализа и энергетического баланса рассмотрены основные закономерности процессов в зоне сцепления колес электровоза с рельсами, их кинематические и энергетические параметры. При рассмотрении данных процессов приняты некоторые допущения: диаметры колес электровоза одинаковые, давление всех колес на рельсы в любой момент времени и в каждой точке пути одинаковое, колебания колесных пар отсутствуют и т. п. Эти допущения не оказывают существенного влияния на конечные результаты, но значительно упрощают получение необходимых аналитических выражений.

Результаты. Получены числовые значения параметров сцепления колес электровоза с рельсами, которые согласуются с экспериментальными данными.

Обсуждение и заключение. Предложены принципы анализа и система логически обоснованных и взаимосвязанных кинематических и энергетических параметров сцепления колес электровоза с рельсами, выявлены основные закономерности изменения этих параметров. Результаты исследования могут быть использованы для научно обоснованного принятия решений по практическому применению параметров сцепления колес электровоза с рельсами.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: электровоз, режимы тяги и торможения, сцепление колес с рельсами, скольжение, потери энергии, КПД сцепления колес

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Бакланов А. А. Анализ кинематических и энергетических параметров сцепления колес электровоза с рельсами // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2023. Т. 82, № 4. С. 285–296. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-4-285-296>.

✉ aleksbakl@mail.ru (А. А. Бакланов)

© Бакланов А. А., 2023



TECHNICAL MEANS OF RAILWAY TRANSPORT

Original article

UDK 629.423:629.4.016.2

DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-4-285-296>

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



Analysis of kinematic and energy parameters of electric locomotive wheel – rail adhesion

Alexander A. Baklanov✉

Omsk State Transport University,
Omsk, Russian Federation

ABSTRACT

Introduction. Electric locomotive wheel – rail adhesion is determined by various parameters (kinematic and energetic) that affect the mass and speed of the train, energy consumption, etc. Goods trains of increased weight and length considerably increase the urgency of the problem of electric locomotive wheel – rail adhesion, especially when using powerful electric traction motors, including commutatorless ones. Making reasonable decisions to increase the mass and speed of trains, reduce energy consumption for traction and generally reduce operating costs requires a clear understanding of the basic regularities of the processes in electric locomotive wheel – rail adhesion zones and their parameters.

Materials and methods. The paper uses a system approach, methods of mathematical analysis and energy balance to consider the main regularities of processes in the electric locomotive wheel – rail adhesion zone, their kinematic and energy parameters. Consideration of these processes takes some assumptions: diameters of electric locomotive wheels and pressure of all wheels on rails at any moment of time and at each point of the track is the same, oscillations of wheel pairs are absent, etc. These assumptions do not significantly affect the final results but greatly simplify the derivation of the necessary analytical expressions.

Results. The researcher obtained numerical values of the electric locomotive wheel – rail adhesion parameters, which agree with the experimental data.

Discussion and conclusion. The author proposed the principles of analysis and a system of logically justified and inter-related kinematic and energy parameters of electric locomotive wheel – rail adhesion, identified the main regularities of changes in these parameters. The research results can be used to make science based decisions on the practical application of the electric locomotive wheel – rail adhesion.

KEYWORDS: electric locomotive, traction and braking modes, wheel – rail adhesion, sliding, slip, energy losses, wheel adhesion efficiency

FOR CITATION: Baklanov A. A. Analysis of kinematic and energy parameters of electric locomotive wheel – rail adhesion. *Russian Railway Science Journal*. 2023;82(4):285-296. (In Russ.). <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-4-285-296>.

✉ aleksbaki@mail.ru (A. A. Baklanov)

© Baklanov A. A., 2023

Введение. В режимах тяги и торможения электро-воза в точках сцепления колес с рельсами происходит образование касательных сил тяги и торможения. Здесь и далее имеется в виду любая разновидность торможения, в том числе электрическое торможение. В работе [1] показано, что реализация этих сил совершается не при чистом качении колеса (колесной пары) по рельсам, а связана с трением при проскальзывании колес относительно рельсов. Из-за этого возникают потери энергии, и происходит износ контактирующих поверхностей, который определяется работой силы трения скольжения.

Изучению проблем реализации сил тяги и торможения с учетом проскальзывания колес локомотива относительно рельсов на основе различных принципов и моделей посвящены многие работы. Так, в работе [2] рассмотрена методика оценки нагруженности электровоза по сцеплению и выбора рациональных тяговых средств для вождения поездов повышенной массы и длины с учетом основных показателей перевозочного процесса. В работах [1, 3, 4] исследованы тяговые свойства локомотивов, способы повышения их сцепных качеств, средства защиты от боксования и юза колесных пар. Работы [5–13] посвящены в основном углублению представлений о природе фрикционного взаимодействия колеса и рельса, оценке влияния на него различных факторов. В каждой из перечисленных работ в той или иной степени затронуты вопросы проскальзывания колес локомотива относительно рельсов и потерь энергии в сцеплении, однако рассмотрены они достаточно односторонне. Проскальзывание рассматривалось как сочетание скоростей качения и скольжения (верчения), оценивались скорость и путь скольжения. В то же время проскальзывание — процесс, связанный с энергозатратами, которые необходимо оценить. В данной статье вопросы проскальзывания исследованы подробнее с позиций кинематики и энергетического баланса сцепления, являющегося частью общего энергетического баланса движения поезда [14].

Цель настоящей работы — обоснование системы взаимосвязанных параметров сцепления колес электровоза с рельсами на основе анализа его кинематических и энергетических параметров, используемых при решении задач тяги поездов.

Для упрощения дальнейших рассуждений приняты следующие допущения: диаметры колес электровоза одинаковые; массы, приходящиеся на каждое колесо и колесную пару электровоза, одинаковые; вертикальные ускорения колесных пар отсутствуют, т. е. силы давления всех колес электровоза на рельсы в любой момент времени и в каждой точке пути одинаковые; колебания (виляние, крутильные и др.) колесных пар электровоза отсутствуют; поверхности катания колес

и рельсов чистые и сухие. С учетом этих допущений, а также существующей конструкции колесной пары, у которой колеса на оси не вращаются, поскольку посажены жестко, дальнейшее изложение в одинаковой степени относится либо к колесу, либо к колесной паре. Эти допущения при рассмотрении кинематических и энергетических параметров сцепления колес электровоза с рельсами позволяют учитывать только основные влияющие факторы, хотя фактически проскальзывание колес электровоза относительно рельсов и связанные с ним потери энергии обусловлены сложными физическими процессами, возникающими при взаимодействии колес и рельсов и зависящими от многих факторов. Принятые допущения не оказывают существенного влияния на конечные результаты, однако значительно упрощают получение необходимых аналитических выражений.

Кинематика сцепления колеса (колесной пары) с рельсами. Проскальзывание колеса (колесной пары) электровоза относительно рельсов в каждый момент времени характеризуется мгновенной скоростью скольжения $V_{ск}$ (рис. 1), определяемой в режимах тяги и торможения разностью мгновенных линейной скорости на поверхности катания бандажа колеса V_6 и скорости перемещения точки контакта колеса с рельсом V , равной скорости поступательного движения электровоза и описываемой формулой, приведенной в работах многих авторов, в том числе в [1–3]:

$$V_{ск} = V_6 - V. \quad (1)$$

Линейная скорость на поверхности катания бандажа колеса V_6 связана с его угловой скоростью ω_k и радиусом R_6 известным соотношением $V_6 = \omega_k R_6$, при этом за счет проскальзывания колеса (колесной пары) относительно рельсов она больше скорости поступательного движения V в режиме тяги и меньше ее в режиме торможения.

Поскольку при движении колеса (колесной пары) с проскальзыванием в режиме тяги электровоза линейная скорость на поверхности катания бандажа колеса больше скорости поступательного движения, т. е. $V_6 > V$, в соответствии с выражением (1) скорость $V_{ск}$ является положительной и направленной в точке контакта колеса с рельсом согласно со скоростью V_6 навстречу скорости V (рис. 1, а). При движении колеса (колесной пары) с проскальзыванием в режиме торможения электровоза линейная скорость на поверхности катания бандажа колеса меньше скорости поступательного движения, т. е. $V_6 < V$, поэтому скорость $V_{ск}$ в соответствии с выражением (1) является отрицательной и направленной в точке контакта колеса с рельсом согласно со скоростью V навстречу скорости V_6 (рис. 1, б).

Для оценки проскальзывания колеса (колесной пары) электровоза относительно рельсов введем параметр, называемый скольжением s , мгновенное значение которого с учетом выражения (1) характеризуется соотношением

$$s = \frac{V_{\text{ск}}}{V} = \frac{V_6 - V}{V} = \frac{V_6}{V} - 1. \quad (2)$$

Необходимо отметить, что в работе [1] отношение $V_{\text{ск}}/V$ названо интенсивностью крипа, в учебной литературе по теории электрической тяги эту величину называют относительной скоростью упругого смещения¹.

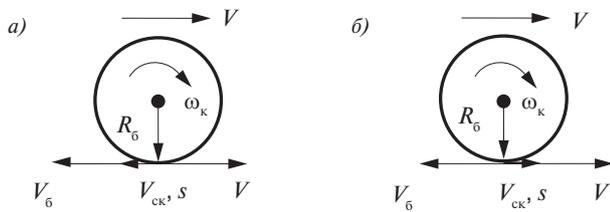


Рис. 1. Скорости колеса (колесной пары) при движении с проскальзыванием в режимах тяги (а) и торможения (б) электровоза

Fig. 1. Wheel (wheel pair) speeds during slip motion in traction (a) and braking (b) modes of an electric locomotive

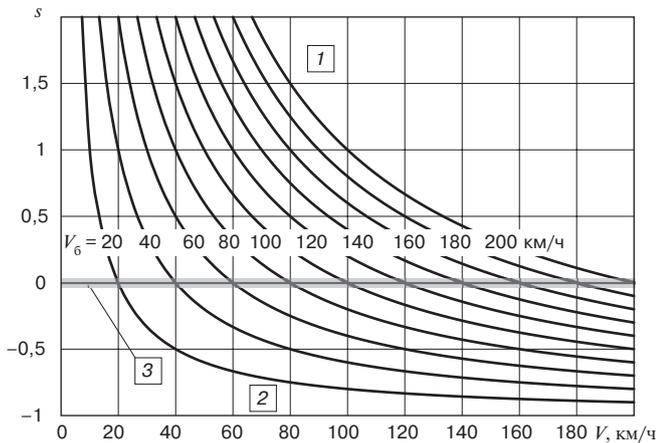


Рис. 2. Скольжение s колеса (колесной пары) электровоза относительно рельсов:
1 — тяга, зона боксования; 2 — торможение, зона юза;
3 — зона крипа

Fig. 2. Slip s of the electric locomotive wheel (wheel pair) against the rails:
1 — traction, skid zone; 2 — brake, slipping zone;
3 — creep zone

Таким образом, при проскальзывании колеса (колесной пары) относительно рельсов в режиме тяги имеем $V_6 > V, V_{\text{ск}} > 0, s > 0$, а в режиме торможения — $V_6 < V, V_{\text{ск}} < 0, s < 0$. Следовательно, скольжение s имеет такой же знак, как и скорость скольжения $V_{\text{ск}}$. Значительное проскальзывание колес (колесных пар) в режиме тяги электровоза при $s \gg 0$ называют боксованием, а в режиме торможения при $s \ll 0$ — юзом.

Рассчитанные по формуле (2) и приведенные на рис. 2 зависимости $s(V, V_6)$ показывают, что в режиме тяги с увеличением скорости поступательного движения электровоза V при неизменной линейной скорости V_6 скольжение s колеса (колесной пары) уменьшается, а при неизменной скорости V с увеличением скорости V_6 скольжение колеса (колесной пары) возрастает.

В режиме торможения с увеличением скорости V при неизменной скорости V_6 абсолютное значение скольжения колеса (колесной пары) возрастает, а при неизменной скорости V с увеличением скорости V_6 абсолютное значение скольжения колеса (колесной пары) уменьшается.

Следовательно, на рис. 2 выше оси абсцисс расположена зона боксования колеса (колесной пары) в режиме тяги электровоза, а ниже оси абсцисс — зона юза в режиме торможения. В зоне проскальзывания при $s = \pm(0,01 \dots 0,03)$, выделенной на рис. 2 серым цветом, имеет место так называемый крип, т. е. микропроскальзывание колеса, обусловленное предварительным смещением контактирующих материалов колеса и рельса в процессе реализации силы тяги (торможения) [1].

В режиме тяги при боксовании максимальные значения скоростей V_6 и $V_{\text{ск}}$, а также скольжения колеса (колесной пары) могут быть сколь угодно большими. Это обычно происходит при так называемом разномном боксовании. В режиме торможения при юзе минимальное значение скольжения колеса (колесной пары) составляет $s = -1$, при этом скорость $V_6 = 0$, и такой режим называют заклиниванием колеса (колесной пары). В режиме электрического торможения в некоторых случаях абсолютное значение скольжения может быть больше единицы, т. е. $s > |1|$, такой режим торможения применяется в области малых скоростей движения и реализуется при противовключении тягового электродвигателя².

Боксование и юз колесных пар электровоза считаются не аварийными, а ненормальными режимами, однако их последствия могут быть весьма серьезными,

¹ Розенфельд В. Е., Исаев И. П., Сидоров Н. Н. Теория электрической тяги: учеб. для вузов ж.-д. транспорта. М.: Транспорт, 1983. 328 с.; Осипов С. И., Осипов С. С., Феоктистов В. П. Теория электрической тяги: учеб. для вузов ж.-д. транспорта / под ред. С. И. Осипова. М.: Маршрут, 2006. 436 с.

² Осипов С. И., Осипов С. С., Феоктистов В. П. Указ. соч.

требующими ремонта или замены отдельных узлов. При разномном боксовании, когда скольжение колесных пар становится очень высоким, из-за больших инерционных сил может произойти разрушение деталей и узлов колесно-моторных блоков электровоза. При юзе на поверхности катания колес могут образовываться ползуны, из-за которых, как правило, требуется снижение скорости движения электровоза и последующая обточка бандажей колес в локомотивном депо. Боксование и юз колесных пар электровоза приводят к повышенному износу контактирующих поверхностей бандажей и рельсов и увеличению расхода энергии на тягу.

Обобщенные параметры скольжения колеса (колесной пары). С целью оценки потерь энергии в сцеплении колес электровоза с рельсами рассмотрим обобщенные параметры скольжения. При движении с проскальзыванием за время $T = T_{\text{ск}}$ длина пути L_6 , измеряемая на поверхности катания бандажа колеса, определяется количеством оборотов колеса (колесной пары) n_k и длиной окружности на поверхности катания бандажа, обусловленной его диаметром D_6 , т. е. $L_6 = n_k \pi D_6$. В поступательном движении вместе с электровозом колесо (колесная пара) за такое же время проходит путь длиной L , при этом из-за проскальзывания колес относительно рельсов в режиме тяги $L_6 > L$, а в режиме торможения $L_6 < L$. В целом эти длины путей определяются интегралами:

$$\begin{aligned} L_6 &= \int_0^T V_6 dt = V_{6r} T; \quad L = \int_0^T V dt = V_t T; \\ L_{\text{ск}} &= \int_0^T V_{\text{ск}} dt = V_{\text{ск}t} T. \end{aligned} \quad (3)$$

Следовательно, можно записать

$$L_6 = L + L_{\text{ск}} = (V_t + V_{\text{ск}t}) T, \quad (4)$$

откуда путь скольжения колеса (колесной пары)

$$L_{\text{ск}} = L_6 - L = (V_{6r} - V_t) T. \quad (5)$$

В выражениях (3) средние по времени скорости, соответственно линейная на ободах колес V_6 , поступательного движения V_t и проскальзывания колес относительно рельсов $V_{\text{ск}t}$, характеризуются соотношениями

$$\begin{aligned} V_6 &= \frac{L_6}{T} = \frac{1}{T} \int_0^T V_6 dt; \quad V_t = \frac{L}{T} = \frac{1}{T} \int_0^T V dt; \\ V_{\text{ск}t} &= \frac{L_{\text{ск}}}{T_{\text{ск}}} = \frac{1}{T_{\text{ск}}} \int_0^{T_{\text{ск}}} V_{\text{ск}} dt. \end{aligned} \quad (6)$$

Из выражений (3)–(5) следует, что средняя по времени скорость скольжения колеса (колесной пары) аналогична мгновенной скорости скольжения, характеризуемой выражением (1), и определяется разностью средних значений линейной скорости на ободах колес и скорости поступательного движения, т. е.

$$V_{\text{ск}r} = V_{6r} - V_t. \quad (7)$$

Исходя из соотношений (3)–(5) с учетом (2), получим выражение для средневзвешенного по пути скольжения колеса (колесной пары):

$$s_\ell = \frac{L_{\text{ск}}}{L} = \frac{L_6 - L}{L} = \frac{L_6}{L} - 1 \quad (8)$$

или

$$s_\ell = \frac{V_{\text{ск}t} T}{V_t T} = \frac{V_{\text{ск}t}}{V_t} = \frac{V_{6r} - V_t}{V_t} = \frac{V_{6r}}{V_t} - 1. \quad (9)$$

Следовательно, средневзвешенное по пути скольжение s_ℓ характеризует относительный путь скольжения и среднюю по времени скорость скольжения колеса (колесной пары) в отличие от мгновенного скольжения s , которое согласно выражению (2) характеризует только мгновенную скорость скольжения колеса (колесной пары).

Средневзвешенное по пути скольжение всех колесных пар электровоза при движении на участке длиной L зависит от суммарного пути скольжения $L_{\Sigma\text{ск}}$ всех колесных пар и характеризуется выражением

$$s_\ell = \frac{L_{\Sigma\text{ск}}}{L} = \frac{\sum_{j=1}^{z_{\text{кп}}} L_{\text{ск}j}}{L} = \sum_{j=1}^{z_{\text{кп}}} s_{\ell j} = z_{\text{кп}} s_{\ell 1}, \quad (10)$$

где $z_{\text{кп}}$ — количество колесных пар электровоза; $L_{\text{ск}j}$ — путь скольжения j -й колесной пары; $s_{\ell j}$ — скольжение j -й колесной пары; $s_{\ell 1}$ — средневзвешенное скольжение одной колесной пары электровоза.

Выражение (10) показывает, что средневзвешенное по пути скольжение представляет сумму скольжений отдельных колесных пар, характеризует относительный суммарный путь скольжения всех колесных пар электровоза и пропорционально количеству колесных пар.

Необходимо отметить, что средневзвешенное по пути скольжение, описываемое формулой (10), соответствует параметру $s_{\text{ср}}$, обозначающему средний относительный путь проскальзывания колесных пар электровоза в работе [2].

Средневзвешенные по пути суммарные скольжения всех колесных пар электровоза в режимах тяги $s_{\ell r}$ и торможения $s_{\ell p}$ на основании (10) характеризуются выражениями

$$s_{\text{ср}} = \sum_{j=1}^{s_{\text{кп}}} s_{\text{ср}j} = z_{\text{кп}} s_{\text{ср}1\text{т}}; s_{\text{ср}} = \sum_{j=1}^{s_{\text{кп}}} s_{\text{ср}j} = z_{\text{кп}} s_{\text{ср}1\text{п}}, \quad (11)$$

где $s_{\text{ср}j}, s_{\text{ср}j\text{п}}$ — средние по пути скольжения j -й колесной пары в режимах тяги и торможения соответственно; $s_{\text{ср}1\text{т}}, s_{\text{ср}1\text{п}}$ — средневзвешенные по пути скольжения одной колесной пары в режимах тяги и торможения соответственно.

В качестве примера в табл. 1 приведены параметры проскальзывания колесных пар электровоза 2ЭС10 в режимах тяги и рекуперативного торможения в одной из опытных поездок с тяжелым грузовым поездом массой 5926 т на участке с перевалистым профилем пути. Длины участков тяги $L_{\text{т}}$ и рекуперативного торможения $L_{\text{р}}$ отличаются незначительно, крутизна уклонов элементов профиля пути находится в диапазоне $i = 8...10\%$.

Анализ экспериментальных данных в табл. 1 показывает, что в режиме тяги электровоза на подъемах крутизной $8...10\%$ значение скольжения отдельных колесных пар находится в диапазоне $0,001...0,0154$ и в среднем составляет $s_{\text{ср}1\text{т}} = 0,0105$. В режиме рекуперативного торможения электровоза на спусках крутизой $-8...-10\%$ значение скольжения отдельных колесных пар электровоза находится в диапазоне $-0,0012...-0,0076$ и в среднем составляет $s_{\text{ср}1\text{п}} = -0,0040$. Суммарное значение скольжения всех колесных пар электровоза в режиме тяги составляет $s_{\text{ср}} = 0,0837$, в режиме рекуперативного торможения — $s_{\text{ср}} = -0,0318$.

Из этих данных видно, что при прочих равных условиях скольжение колесных пар в режиме тяги электровоза существенно больше, чем в режиме рекуперативного торможения. Значительное отличие скольжения отдельных колесных пар от других можно объяснить расхождением характеристик тяговых электродвигателей, условий сцепления колес с рельсами, параметров защиты от боксования и юза и др.

Образование сил тяги и торможения колеса (колесной пары). В точках контакта колес с рельсами благодаря их сцеплению в режиме тяги электровоза вращательное движение от тягового электродвигателя, передаваемое на колесную пару, преобразуется в поступательное движение, при этом вращающий (тяговый) момент колесной пары $M_{\text{т}}$ можно представить в виде пары сил $F_{\text{т}}$, действующих на плече, равном радиусу колеса по поверхности катания бандажа $R_{\text{б}}$ (рис. 3, а), причем одна сила $F_{\text{т}}$ приложена к оси колесной пары и направлена в сторону движения электровоза, а другая сила $F_{\text{т}}$ приложена в точке контакта с рельсами, направлена против движения и вызывает проскальзывание колес.

Аналогично в режиме торможения электровоза вращающий (тормозной) момент колесной пары $M_{\text{р}}$ также можно представить в виде пары сил $F_{\text{р}}$, действующих на плече $R_{\text{б}}$ (рис. 3, б), при этом одна сила $F_{\text{р}}$ приложена к оси колесной пары и направлена против движения электровоза, а другая сила $F_{\text{р}}$ приложена в точке контакта с рельсами, направлена в сторону движения и вызывает проскальзывание колес.

Таблица 1

Параметры проскальзывания колесных пар электровоза 2ЭС10 при движении с грузовым поездом массой 5926 т на участках с уклонами профиля пути крутизой $8...10\%$

Table 1

Parameters of slip of wheel pairs of electric locomotive 2ES10 when moving with a 5926 t freight train on sections with track profile gradients of $8...10\%$ steepness

Номер колесной пары	Участок тяги $L_{\text{т}} = 24\ 904,83$ м		Участок рекуперативного торможения $L_{\text{р}} = 22\ 002,25$ м	
	Путь скольжения колесной пары в режиме тяги $L_{\text{сктj}}$, м	Скольжение колесной пары в режиме тяги $s_{\text{ср}j}$	Путь скольжения колесной пары в режиме торможения $L_{\text{скрj}}$, м	Скольжение колесной пары в режиме торможения $s_{\text{ср}j}$
1	25,00	0,0010	-35,02	-0,0016
2	287,32	0,0115	-26,48	-0,0012
3	362,61	0,0146	-73,24	-0,0033
4	373,59	0,0150	-167,30	-0,0076
5	383,09	0,0154	-128,81	-0,0059
6	54,04	0,0022	-167,25	-0,0076
7	261,41	0,0105	-26,58	-0,0012
8	338,71	0,0136	-74,03	-0,0034
Среднее значение	260,72	0,0105	-87,34	-0,0040
Суммарное значение	2085,77	0,0837	-698,71	-0,0318

Вращающие моменты колесной пары в режимах тяги и торможения определяются соотношениями

$$M_T = F_T R_0; M_p = F_p R_0. \quad (12)$$

При проскальзывании колес относительно рельсов в точках их контакта, как известно, возникает сила трения скольжения, которая согласно закону Кулона—Амонтона характеризуется для колесной пары выражением

$$F_{тр} = G_{ло} \varphi = m_{ло} g \varphi, \quad (13)$$

где $G_{ло}$ — сила тяжести, действующая от колесной пары на рельсы, кН; $m_{ло}$ — масса, приходящаяся на колесную пару, т; g — ускорение свободного падения, м/с²; φ — средний для обоих колес коэффициент трения скольжения.

Сила трения $F_{тр}$, как известно, направлена навстречу скольжению s , поэтому в режиме тяги при $s > 0$ (рис. 1, а) она действует вперед по направлению движения электровоза (рис. 3, а), в режиме торможения при $s < 0$ (рис. 1, б) она действует назад против движения электровоза (рис. 3, б).

Таким образом, в точках контакта колес с рельсами взаимодействуют две противоположно направленные силы: в режиме тяги — F_T и $F_{тр}$ (рис. 3, а), в режиме торможения — F_p и $F_{тр}$ (рис. 3, б). Подробному изучению взаимодействия этих сил и вообще процессов в зоне сцепления колес электровоза с рельсами посвящены многие работы, в том числе [1–13].

Согласно третьему закону Ньютона в точках контакта колес с рельсами в каждый момент времени в режиме тяги сила F_T уравновешивается силой $F_{тр}$, т. е. $F_T = F_{тр}$. Аналогично в режиме торможения сила F_p также уравновешивается силой $F_{тр}$, т. е. $F_p = F_{тр}$.

Приложенные к оси колесной пары в режиме тяги сила F_T (рис. 3, а) и в режиме торможения сила F_p (рис. 3, б) передаются от оси через буксы и соединительные элементы на раму тележки, далее через соответствующие связи на раму кузова и через автосцепные устройства электровоза на состав вагонов. В целом силы тяги и торможения электровоза, передаваемые через автосцепные устройства на состав вагонов, определяются суммарными силами тяги и торможения всех колесных пар электровоза.

Такое представление образования сил тяги и торможения в точках сцепления колес электровоза с рельсами и передачи их на состав вагонов соответствует физической сущности протекающих процессов и подтверждается результатами многочисленных исследований.

Энергетика сцепления колеса (колесной пары) с рельсами. В работах [14, 15] показано, что сцепление колес с рельсами является одним из элементов

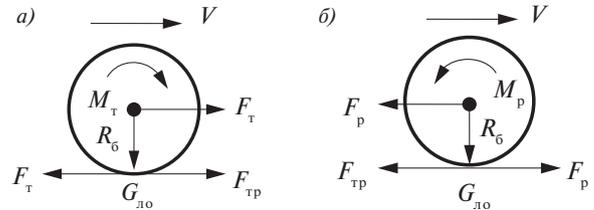


Рис. 3. Схемы реализации сил тяги (а) и торможения (б) колеса (колесной пары) электровоза

Fig. 3. Electric locomotive wheel (wheel pair) traction (а) and braking force (б) diagram

энергетической цепи электровоза, в котором происходит преобразование механической энергии одних параметров в механическую энергию других параметров. С использованием принципа энергетического баланса рассмотрим потери энергии в сцеплении колес электровоза с рельсами в режимах тяги и торможения, обусловленные проскальзыванием колес относительно рельсов, КПД сцепления и классификацию параметров проскальзывания.

При движении с проскальзыванием колесная пара электровоза совершает работу, при этом на основании выражений (3) можно сказать, что сила трения скольжения на пути длиной L_0 производит работу A_0 , на пути длиной L — работу A и на пути длиной $L_{ск}$ — работу $A_{ск}$:

$$A_0 = \int_0^{L_0} F_{тр} dl = F_{тр} L_0; A = \int_0^L F_{тр} dl = F_{тр} L; \quad (14)$$

$$A_{ск} = \int_0^{L_{ск}} F_{тр} dl = F_{тр} L_{ск}.$$

Здесь средняя по пути сила трения скольжения колесной пары характеризуется выражением

$$F_{тр} = \frac{1}{L_0} \int_0^{L_0} F_{тр} dl = \frac{1}{L} \int_0^L F_{тр} dl = \frac{1}{L_{ск}} \int_0^{L_{ск}} F_{тр} dl, \quad (15)$$

а с учетом выражения (13) ее можно представить в виде

$$F_{тр} = \frac{1}{L_{ск}} \int_0^{L_{ск}} m_{ло} g \varphi dl = \frac{m_{ло} g}{L_{ск}} \int_0^{L_{ск}} \varphi dl = m_{ло} g \varphi_{\ell}, \quad (16)$$

где φ_{ℓ} — средневзвешенный по пути коэффициент трения скольжения колес по рельсам.

Из соотношений (14) следует, что энергетический баланс сцепления колесной пары с рельсами характеризуется уравнениями

$$A_0 = A + A_{ск}; A = A_0 - A_{ск}; A_{ск} = A_0 - A. \quad (17)$$

Анализ уравнений (14)–(17) с учетом (3) показывает, что работа силы трения представляет полную

работу A_6 на пути длиной L_6 , полезную работу A колесной пары на пути длиной L и работу (потери энергии) $A_{\text{ск}}$ на пути длиной $L_{\text{ск}}$, затрачиваемую на проскальзывание колесной пары относительно рельсов. На основании выражений (17) находим КПД сцепления колесной пары (колесных пар) электровоза в режиме тяги $\eta_{\text{снт}}$ и в режиме торможения $\eta_{\text{суп}}$, характеризующие соотношениями

$$\left. \begin{aligned} \eta_{\text{снт}} &= \frac{A}{A_6} = \frac{A}{A + A_{\text{ск}}} = \frac{1}{1 + \frac{A_{\text{ск}}}{A}} = \frac{1}{1 + \frac{F_{\text{тр}l} L_{\text{ск}}}{F_{\text{тр}l} L}} = \\ &= \frac{1}{1 + \frac{L_{\text{ск}}}{L}} = \frac{1}{1 + s_{\text{тр}}}; \\ \eta_{\text{суп}} &= \frac{A_6}{A} = \frac{A + A_{\text{ск}}}{A} = 1 + \frac{A_{\text{ск}}}{A} = 1 + \frac{F_{\text{тр}l} L_{\text{ск}}}{F_{\text{тр}l} L} = \\ &= 1 + \frac{L_{\text{ск}}}{L} = 1 + s_{\text{ср}}, \end{aligned} \right\} (18)$$

где $s_{\text{тр}}$, $s_{\text{ср}}$ — средневзвешенные значения скольжения колесной пары (колесных пар) электровоза в режимах тяги и торможения.

Необходимо отметить, что соотношения (18) справедливы также для всех колесных пар электровоза в целом, в этом случае следует использовать средневзвешенные по пути суммарные скольжения всех колесных пар электровоза в режимах тяги и торможения, определяемые по выражениям (11).

С использованием формул (18) рассчитаны и построены (рис. 4) зависимости $\eta_{\text{снт}}(s_{\text{тр}})$ и $\eta_{\text{суп}}(s_{\text{ср}})$,

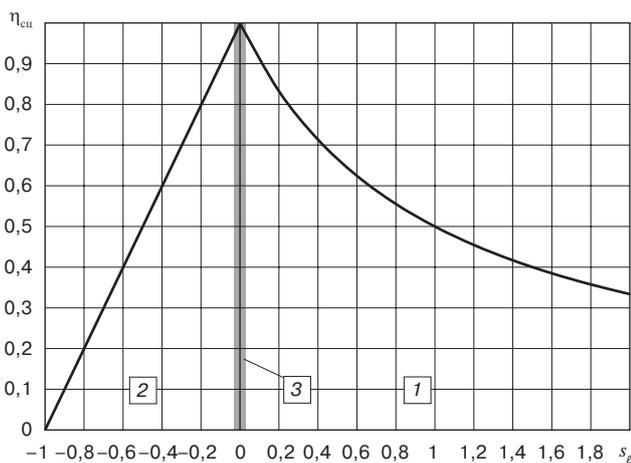


Рис. 4. КПД сцепления колес (колесных пар) $\eta_{\text{снт}}$ электровоза в режимах тяги и торможения:

1 — тяга, зона боксования; 2 — торможение, зона юза; 3 — зона крива

Fig. 4. Adhesion efficiency of electric locomotive wheels (wheel pairs) $\eta_{\text{снт}}$ in traction and braking modes:

1 — traction, skid zone; 2 — brake, slipping zone; 3 — creep zone

которые показывают, что при возрастании скольжения $s_{\text{ср}}$ колес (колесных пар) электровоза КПД сцепления в режиме тяги уменьшается по кривой экспоненциального вида, а в режиме торможения — по прямой линии. При увеличении скольжения в режиме тяги КПД сцепления колес (колесных пар) наиболее существенно снижается в области небольшого скольжения, а в режиме торможения — во всем диапазоне скольжения, при этом потери энергии в зоне сцепления колес с рельсами возрастают.

Поскольку значения скольжения колес электровоза могут меняться в широком диапазоне, целесообразно установить их градации. С учетом изложенного выше, а также зависимостей КПД сцепления колес электровоза с рельсами (рис. 4) в табл. 2 представлены наиболее целесообразные градации видов и параметров проскальзывания колесных пар электровоза в режимах тяги и торможения.

При движении электровоза в режиме тяги без боксования колесных пар в зоне крива КПД сцепления составляет примерно 0,98 (рис. 4). Слабое боксование происходит при скольжении $s_{\text{ср}} = 0,03...0,1$ и КПД сцепления $\eta_{\text{снт}} = 0,97...0,91$. Среднему боксованию соответствуют $s_{\text{ср}} = 0,1...0,2$ и $\eta_{\text{снт}} = 0,91...0,83$, а сильному боксованию — $s_{\text{ср}} = 0,2...1,0$ и $\eta_{\text{снт}} = 0,83...0,5$. Боксование можно считать разносным, когда скорость скольжения колесной пары равна или больше скорости поступательного движения, а $s_{\text{ср}} > 1$ и $\eta_{\text{снт}} < 0,5$, при этом половина или больше энергии на выходе (ободах колес) затрачивается на избыточное проскальзывание колес, а половина энергии или менее — на поступательное движение.

Разносное боксование опасно тем, что под действием больших инерционных сил могут возникать механические разрушения узлов и деталей двигательно-колесного блока (разрушение коллектора и обмотки якоря ТЭД, излом зубьев зубчатой передачи, проворот бандажей колесной пары и т. п.).

При трогании поезда, т. е. при неподвижном электровозе, может возникнуть полное боксование, в этом случае имеем $s_{\text{ср}} = \infty$ и $\eta_{\text{снт}} = 0$, следовательно, вся энергия на выходе колесной пары расходуется на избыточное проскальзывание ее относительно рельсов, контактирующие поверхности бандажей колес и рельсов интенсивно изнашиваются, и может произойти пропиливание головок рельсов.

При движении электровоза в режиме торможения без юза колесных пар в зоне крива КПД сцепления составляет примерно 0,98 (рис. 4). Слабый юз происходит при скольжении $s_{\text{ср}} = -0,03...-0,1$ и КПД сцепления $\eta_{\text{суп}} = 0,97...0,9$. Среднему юзу соответствуют $s_{\text{ср}} = -0,1...-0,2$ и $\eta_{\text{суп}} = 0,9...0,8$, а сильному юзу — $s_{\text{ср}} = -0,2...-0,97$ и $\eta_{\text{суп}} = 0,8...0,03$. При заклинивании колесной пары она не вращается, а скользит по

Таблица 2

Виды и параметры проскальзывания колесных пар электровоза

Table 2

Types and parameters of electric locomotive wheel pairs slip

Режим движения	Виды проскальзывания	Средняя скорость поступательного движения V_t	Средняя скорость линейная на ободах колес V_{br}	Средняя скорость скольжения колеса $V_{скл}$	Скольжение колесных пар s_{cl}	КПД сцепления $\eta_{сц}$
Тяга	Крип	> 0	$(1,0...1,03)V_t$	$(0...0,03)V_t$	$0...0,03$	$1,0...0,97$
	Слабое боксование	> 0	$(1,03...1,1)V_t$	$(0,03...0,1)V_t$	$0,03...0,1$	$0,97...0,91$
	Среднее боксование	> 0	$(1,1...1,2)V_t$	$(0,1...0,2)V_t$	$0,1...0,2$	$0,91...0,83$
	Сильное боксование	> 0	$(1,2...2,0)V_t$	$(0,2...1,0)V_t$	$0,2...1,0$	$0,83...0,5$
	Разносное боксование	> 0	$> 2V_t$	$> V_t$	> 1	$< 0,5$
	Полное боксование	0	> 0	> 0	∞	0
Торможение	Крип	> 0	$(1,0...0,97)V_t$	$-(0...0,03)V_t$	$0...-0,03$	$1,0...0,97$
	Слабый юз	> 0	$(0,97...0,9)V_t$	$-(0,03...0,1)V_t$	$-0,03...-0,1$	$0,97...0,9$
	Средний юз	> 0	$(0,9...0,8)V_t$	$-(0,1...0,2)V_t$	$-0,1...-0,2$	$0,9...0,8$
	Сильный юз	> 0	$(0,8...0,03)V_t$	$-(0,2...0,97)V_t$	$-0,2...-0,97$	$0,8...0,03$
	Полный юз	> 0	0	$-V_t$	-1	0

рельсам, возникает полный юз, при этом $s_{cp} = -1$ и $\eta_{сцр} = 0$. В этом случае вся избыточная механическая энергия, подводимая к колесной паре, затрачивается на износ колес и рельсов, причем первые интенсивно изнашиваются, и на поверхностях катания бандажей колес образуются ползуны, а также могут возникать другие повреждения узлов и деталей двигательно-колесного блока.

По результатам теоретических исследований, а также многочисленных экспериментальных исследований, проведенных с участием ОмИИТа (Омский институт инженеров железнодорожного транспорта), АО «ВНИИЖТ» разработана классификация показателей проскальзывания колес электровозов в режиме тяги для лимитирующих подъемов и участков Красноярской и Восточно-Сибирской железных дорог, в которой предусмотрены следующие режимы нагрузки колесных пар электровозов по сцеплению с рельсами: экономный, рациональный, интенсивный, недопустимый [2]. Граничные значения проскальзывания s_{cr} колесных пар электровоза для указанных режимов приведены в табл. 3.

Сопоставление данных в табл. 2 и 3 показывает, что экономный и рациональный режимы нагрузки сцепления реализуются при крипе, слабом и среднем боксовании (юзе) колесных пар электровоза. Интенсивный и недопустимый режимы нагрузки сцепления возникают при сильном и разносном боксовании (юзе) колесных пар электровоза.

Экспериментальные значения в табл. 1 показывают, что в рассматриваемой опытной поездке

Таблица 3

Режимы нагруженности сцепления и граничные значения проскальзывания колесных пар электровоза в режиме тяги по данным АО «ВНИИЖТ» [2]

Table 3

Modes of adhesion loading and boundary values of electric locomotive wheel pairs slip in traction mode according to Railway Research Institute data [2]

Режим нагруженности сцепления	Граничные значения проскальзывания s_{cr} колесных пар	
	для участка в целом	для подъемов
Экономный	до 0,15	до 0,175
Рациональный	от 0,15 до 0,175	от 0,175 до 0,2
Интенсивный	от 0,175 до 0,225	от 0,2 до 0,25
Недопустимый	более 0,225	более 0,25

скольжение отдельных колесных пар электровоза 2ЭС10 в режимах тяги и рекуперативного торможения находилось в зоне крипа (табл. 2), а в целом суммарное скольжение всех колесных пар — соответственно в зоне слабого боксования и юза. По классификации АО «ВНИИЖТ» (табл. 3) в этой поездке был реализован экономный режим нагрузки сцепления колесных пар электровоза с рельсами.

Градации видов и параметров проскальзывания колесных пар электровоза в табл. 2 дополняют и расширяют установленные АО «ВНИИЖТ» [2] режимы нагрузки колесных пар электровозов по сцеплению в табл. 3. Из этого дополнения следует, что

при вождении поездов наиболее целесообразными являются экономный и рациональный режимы нагруженности сцепления. В этом случае в зависимости от условий сцепления колес с рельсами может происходить слабое и среднее боксование (юз) колесных пар электровозов. Разумеется, при вождении поездов повышенной массы на участках с уклонами большой крутизны может происходить сильное боксование (юз) колесных пар электровозов с реализацией интенсивного и даже недопустимого режима нагруженности сцепления. В таких случаях возрастает износ бандажей колес электровозов и рельсов. Особенно значительный износ возникает в условиях подачи песка в зону сцепления колес с рельсами [2].

Для определения величины и степени влияния потерь энергии в сцеплении колес электровоза с рельсами на общий расход энергии оценим удельные затраты (потери) энергии на проскальзывание колес относительно рельсов на единицу транспортной работы по перемещению поезда, которые согласно выражениям (14)–(16) можно определить по формуле

$$a_{\text{ск}} = \frac{A_{\text{ск}}}{mL} = \frac{m_{\text{л}} g \varphi_{\ell} L_{\text{ск}}}{mL} = \gamma_{\text{мл}} g \varphi_{\ell} s_{\ell}, \quad (19)$$

где $m = m_{\text{л}} + m_{\text{с}}$ — масса поезда, т, состоящая из массы электровоза $m_{\text{л}}$ и массы состава вагонов $m_{\text{с}}$; $\gamma_{\text{мл}} = m_{\text{л}} / m$ — доля массы электровоза в массе поезда.

По формуле (19) рассчитаны и на рис. 5, 6 построены кривые удельных затрат (потерь) энергии $a_{\text{ск}}$ на проскальзывание колес электровоза относительно рельсов в зависимости от массы состава вагонов $m_{\text{с}}$ и средневзвешенного скольжения колесных пар s_{ℓ} при разных видах боксования (юза). В расчетах приняты масса электровоза $m_{\text{л}} = 200$ т, средневзвешенный по

пути коэффициент трения скольжения колес по рельсам $\varphi_{\ell} = 0,27$.

Необходимо отметить, что затраты (потери) энергии на проскальзывание колес электровоза относительно рельсов, рассчитанные по формуле (19) и приведенные на рис. 5, 6, относятся и к боксованию в режиме тяги, и к юзу в режиме торможения, так как знак скольжения здесь не имеет значения, поскольку при проскальзывании колес по рельсам в зоне их трения происходит диссипация энергии.

Анализ полученных зависимостей показывает, что удельные затраты (потери) энергии на проскальзывание колес электровоза относительно рельсов снижаются при увеличении массы состава и неизменном скольжении колесных пар и возрастают при неизменной массе состава и увеличении скольжения колесных пар. При массе состава более 3000...4000 т удельные затраты (потери) энергии уменьшаются незначительно, особенно при малых скольжениях колесных пар, и находятся на уровне 2...4 Вт·ч/т·км при крипе и слабом боксовании (юзе) и 20...40 Вт·ч/т·км при среднем и сильном боксовании (юзе). Сравнение этих значений с удельным расходом электроэнергии тяжелых грузовых поездов на подъемах крутизной 8...10‰, который достигает 30...40 Вт·ч/т·км и более, показывает, что затраты (потери) энергии на проскальзывание колес электровоза относительно рельсов могут составлять существенную долю в общем расходе электроэнергии на тягу, особенно при среднем и сильном боксовании (юзе).

Следовательно, энергооптимальные режимы вождения грузовых поездов, особенно повышенной массы, должны предусматривать реализацию сил тяги (торможения) в диапазонах крипа и слабого боксования (юза) колесных пар электровоза. Подтверждением

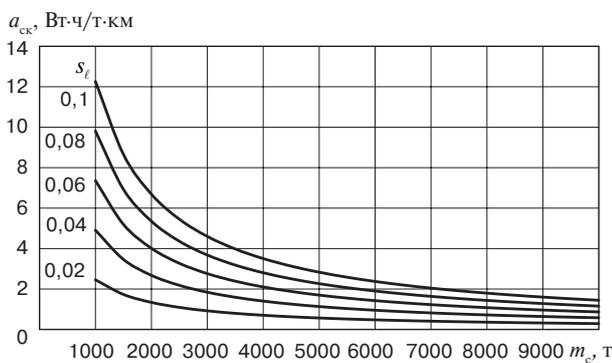


Рис. 5. Удельные затраты (потери) энергии $a_{\text{ск}}$ на проскальзывание колес электровоза относительно рельсов при крипе и слабом боксовании (юзе): $m_{\text{с}}$ — масса состава вагонов

Fig. 5. Specific energy consumption (loss) $a_{\text{ск}}$ for slip of electric locomotive wheels relative to rails at creep and weak wheelspin (skid): $m_{\text{с}}$ — set of cars weight

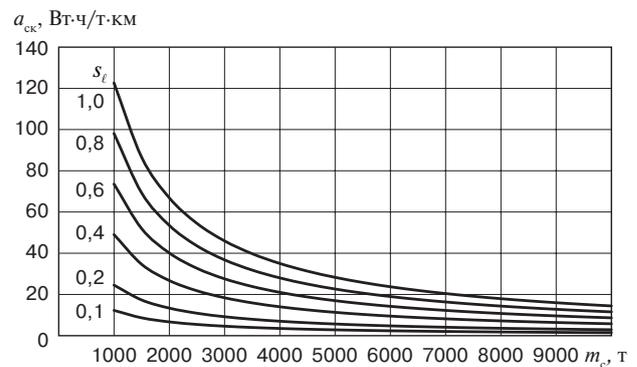


Рис. 6. Удельные затраты (потери) энергии $a_{\text{ск}}$ на проскальзывание колес электровоза относительно рельсов при среднем и сильном боксовании (юзе)

Fig. 6. Specific energy consumption (loss) $a_{\text{ск}}$ for slip of electric locomotive wheels relative to rails at average and strong wheelspin (skid)

этого служат результаты рассмотренной выше опытной поездки с электровозом 2ЭС10 и тяжелым составом грузовых вагонов массой 5926 т (табл. 1), в которой суммарное скольжение всех колесных пар при движении на уклонах крутизной 8...10% находилось в зоне слабого боксования и юза, поэтому удельные затраты (потери) энергии на проскальзывание колесных пар в режиме тяги при $s_{cr} = 0,0837$ и в режиме рекуперативного торможения при $s_{cr} = -0,0318$ (табл. 1) не превысили соответственно 2 Вт·ч/т·км и 0,7 Вт·ч/т·км (рис. 5), при этом КПД сцепления колесных пар электровоза, рассчитанный по формулам (18), составил в режиме тяги $\eta_{сст} = 0,923$ и в режиме рекуперативного торможения $\eta_{сст} = 0,968$.

Для реализации энергооптимальных режимов вождения грузовых поездов повышенной массы, в том числе нормативной массы 7100 т, на затяжных подъемах большой крутизны необходимо с помощью автоматизированной системы защиты от боксования и юза контролировать скольжение колесных пар электровоза и допускать его не более 0,1 (табл. 2), при этом КПД сцепления будет не менее 0,9 (рис. 4), а удельные затраты (потери) энергии на проскальзывание колесных пар — не более 2 Вт·ч/т·км (рис. 5). Таким требованиям должны соответствовать применяемые на современных электровозах, в том числе с асинхронными тяговыми электродвигателями, системы контроля скольжения колесных пар, анализ работы которых приведен в [16].

Обсуждение и заключение. Система взаимосвязанных параметров, рассмотренная в настоящей статье, достаточно полно характеризует кинематику и энергетику сцепления колес электровоза с рельсами. Наиболее важным параметром, введенным и рассмотренным впервые, является скольжение колес электровоза относительно рельсов, которое позволяет оценивать показатели и кинематики, и энергетики сцепления.

Результаты исследования могут быть использованы для научно обоснованного принятия решений по практическому применению параметров сцепления колес электровоза с рельсами, в том числе при установлении норм массы и рациональных режимов вождения поездов, оценке энергозатрат электровозов и решении других задач тяги поездов.

Исследования в области сцепления колес электровоза с рельсами целесообразно продолжить в направлении использования полученных параметров при решении задач тяги поездов, в том числе для прогнозирования боксования и юза колесных пар электровоза.

Рассмотренные принципы анализа параметров сцепления колес электровоза с рельсами, в том числе образования сил тяги и торможения, позволили получить логически обоснованную систему взаимосвязанных кинематических и энергетических параметров,

характеризующих сцепление колес с рельсами в режимах тяги и торможения электровоза, при этом наиболее важным относительным параметром является скольжение.

Полученные числовые значения параметров сцепления колес электровоза с рельсами согласуются с экспериментальными данными и свидетельствуют об их адекватности. Энергооптимальные режимы вождения грузовых поездов, особенно повышенной массы 7100 т, на затяжных подъемах большой крутизны должны предусматривать реализацию сил тяги и торможения в области слабого боксования (юза) со скольжением колесных пар электровозов относительно рельсов не более 0,1; КПД сцепления не менее 0,9 и удельными затратами (потерями) энергии на проскальзывание колесных пар не более 2 Вт·ч/т·км. Для этого электровозы, в том числе с асинхронными тяговыми электродвигателями, должны иметь автоматизированные системы контроля скольжения колесных пар, позволяющие выполнять такие требования.

Рекомендуемые параметры сцепления колес электровоза при вождении грузовых поездов, особенно повышенной массы, подтверждают данные АО «ВНИИЖТ» и указывают, что наиболее энергооптимальными являются экономный и рациональный режимы нагруженности сцепления.

Благодарности: автор выражает благодарность рецензентам за полезные замечания и советы, способствовавшие улучшению статьи. Особую благодарность автор выражает Л. А. Мугинштейну за подаренную книгу [2], а также ценные советы, полученные во время рабочих встреч, в том числе в опытных поездках, которые способствовали продолжению исследования и написанию этой статьи.

Acknowledgments: the author would like to thank the reviewers for their helpful comments and advice that contributed to the improvement of the article. The author is particularly grateful to Lev A. Muginstein for the gifted book [2], as well as valuable advice received in working meetings, including experiential rides that contributed to the continuation of research and writing of this 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. Минов Д. К. Повышение тяговых свойств электровозов и тепловозов с электрической передачей. М.: Транспорт, 1965. 267 с.

[Minov D. K. *Improving the traction properties of electric locomotives and diesel locomotives with electric transmission*. Moscow: Transport Publ.; 1965. 267 p. (In Russ.)].

2. Лисицын А. Л., Мугинштейн Л. А. Нестационарные режимы тяги. М.: Интекст, 2003. 343 с. [Lisitsyn A. L., Muginshtein L. A. *Unsteady traction modes*. Moscow: Intext Publ.; 2003. 343 p. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/qnqudb>.

3. Меншутин Н. Н. Исследование скольжения колесной пары электровоза при реализации силы тяги в эксплуатационных условиях // Труды ЦНИИ МПС. 1960. Вып. 188. С. 113–132 [Menshutin N. N. Study of the sliding of an electric locomotive wheel pair when implementing traction force under operating conditions. *Trudy TSNII MPS*. 1960;(188):113-132. (In Russ.)].

4. Лисунов В. Н. Использование сил взаимодействия движущего колеса с рельсом в режимах тяги и электрического торможения. Омск: Омский гос. ун-т путей сообщения, 2003. 160 с. [Lisunov V. N. *The use of forces of interaction of the driving wheel with the rail in the modes of traction and electric braking mode*. Omsk: Omskiy gos. un-t putey soobshcheniya; 2003. 160 p. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/rueqzh>.

5. Коган А. Я. Динамика пути и его взаимодействие с подвижным составом. М.: ИПП «Куна», 2023. 280 с. [Kogan A. Ja. *Railway track dynamics and its interaction with rolling stock*. Moscow: IPP “Kuna” Publ.; 2023. 280 p. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/mdkaov>.

6. Исаев И. П., Лужнов Ю. М. Проблемы сцепления колес локомотива с рельсами. М.: Машиностроение, 1985. 238 с. [Isaev I. P., Luzhnov Yu. M. *Problems of adhesion of locomotive wheels with rails*. Moscow: Mashinostroyeniye Publ.; 1985. 238 p. (In Russ.)].

7. Модель взаимодействия колеса и рельса с учетом дискретного строения металлов контактирующих тел / Г. П. Бурчак [и др.] // Вестник машиностроения. 2019. № 2. С. 21–28 [Burchak G. P., Vasil'ev A. P., Lyarushkin N. N., Savos'kin A. N. A model of a wheel–rail interaction, taking into account the discrete structure of metals in contacting bodies. *Vestnik mashinostroyeniya*. 2019;(2):21-28. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/zaiavv>.

8. Лужнов Ю. М. Сцепление колес с рельсами (природа и закономерности). М.: Интекст, 2003. 144 с. [Luzhnov Yu. M. *Coupling of wheels with rails (nature and patterns)*. Moscow: Intext Publ.; 2003. 144 p. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/smtutb>.

9. Марков Д. П. Трибология и ее применение на железнодорожном транспорте. М.: Интекст, 2007. 408 с. [Markov D. P. *Tribology and its application in railway transport*. Moscow: Intext Publ.; 2007. 408 p. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/qnuvvt>.

10. Самме Г. В. Фрикционное взаимодействие колесных пар локомотива с рельсами. Теория и практика сцепления локомотива. М.: Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте, 2014. 104 с. [Samme G. V. *Frictional interaction of locomotive wheel pairs with rails. Theory and practice of locomotive adhesion*. Moscow: Training and Methodological Center for Education in Railway Transport; 2014. 104 p. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/vetocf>.

11. Трение, износ, смазка (трибология и триботехника) / А. В. Чичинадзе [и др.]. М.: Машиностроение, 2003. 576 с. [Chichinadze A. V., Berliner E. M., Braun E. D., Bushe N. A., Buyanovskiy I. A., Gekker F. R., et al. *Friction, wear, lubrication (tribology and tribotechnics)*. Moscow: Mashinostroyeniye Publ.; 2003. 576 p. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/fqsxnk>.

12. Logston C. F. Jr., Itami G. S. Locomotive friction-creep studies. *Journal of Engineering for Industry*. 1980;102(3):275-281. <https://doi.org/10.1115/1.3183865>.

13. Polach O. Creep forces in simulations of traction vehicle running on adhesion limit. *Wear*. 2005;258(7-8):992-1000. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2004.03.046>.

14. Бакланов А. А. Энергетический баланс движения для решения задач снижения расхода электроэнергии на тягу поездов // Транспорт: наука, техника, управление. 2005. № 6. С. 32–35 [Baklanov A. A. Energy balance of motion for reducing energy consumption for train traction of trains. *Transport: science, equipment, management*. 2005;(6):32-35. (In Russ.)].

15. Бакланов А. А. Анализ энергетической схемы и КПД электровоза // Мир транспорта. 2011. Т. 9, № 3(36). С. 20–25 [Baklanov A. A. Analysis of energy circuit and efficiency of an electric locomotive. *World of Transport and Transportation*. 2011;9(3):20-25. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/nxmxoj>.

16. Савоськин А. Н., Шилин Н. Д. Анализ управления скольжением колесных пар грузового электровоза с асинхронными тяговыми двигателями // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2022. Т. 81, № 3. С. 230–239 [Savos'kin A. N., Shilin N. D. Analysis of wheel pairs slip control of electric freight locomotive with asynchronous traction motors. *Russian Railway Science Journal*. 2022;81(3):230-239. (In Russ.)]. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2022-81-3-230-239>.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Александр Алексеевич БАКЛАНОВ,

канд. техн. наук, доцент, кафедра подвижного состава электрических железных дорог, Омский государственный университет путей сообщения (ОмГУПС, 644046, г. Омск, пр. Маркса, д. 35), Author ID: 267488, <https://orcid.org/0000-0002-0742-7344>

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Alexander A. BAKLANOV,

Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor, Department of the Rolling Stock of Electric Railway, Omsk State Transport University (644046, Omsk, 35, Marx Ave.), Author ID: 267488, <https://orcid.org/0000-0002-0742-7344>

Автор прочитал и одобрил окончательный вариант рукописи.

The author has read and approved the final manuscript.

Статья поступила в редакцию 25.07.2023, рецензия от первого рецензента получена 04.08.2023, рецензия от второго рецензента получена 08.08.2023, рецензия от третьего рецензента получена 21.09.2023, принята к публикации 10.10.2023.

The article was submitted 25.07.2023, first review received 04.08.2023, second review received 08.08.2023, third review received 21.09.2023, accepted for publication 10.10.2023.

ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Оригинальная статья

УДК 629.4.015:625.03(045)

DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-4-297-313>

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



Результаты исследований силового воздействия колес полувагонов с осевой нагрузкой 25 тс на рельсы в кривых участках пути

А. Ю. Луговский¹, О. К. Богданов²✉

¹Фирма ТВЕМА,

Москва, Российская Федерация

²Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт

подвижного состава (ВНИКТИ),

Коломна, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Введение. Внедрение подвижного состава с повышенными осевыми нагрузками делает вопрос оценки силового воздействия колес на железнодорожный путь более острым и актуальным. В специальной литературе описывается достаточно много методов измерений боковых сил и бокового износа с различной степенью точности. Однако вопрос о том, как правильно расположить измерительные устройства по длине круговой части кривой, на каком расстоянии друг от друга, с какой частотой производить измерения силовых параметров в течение срока эксплуатации данных рельсовых нитей, остается открытым. В статье рассмотрены вопросы воздействия колес полувагонов с осевой нагрузкой 25 тс на нагруженность и изнашивание рельсовых нитей в кривых разного радиуса.

Материалы и методы. Для анализа и детализации суммарных нагрузок от каждого колеса вагонов на рельсовые нити на втором главном пути Слюдянской дистанции пути Восточно-Сибирской дирекции инфраструктуры (на спуске) были выбраны две кривые ($R298$ и $R565$ м) с почти одинаковыми уклонами и сопоставимыми параметрами эксплуатации. Были выполнены испытания по измерению нагрузки на рельсы на двух опытных участках пути, а также проведены измерительные проезды диагностического комплекса инфраструктуры «Спринтер-Интеграл» (АО «Фирма ТВЕМА») по опытным кривым.

Результаты. Обработке и анализу подлежали данные, полученные для полувагонов с осевой нагрузкой 25 тс (245, 3 кН). Установлено, что из всех колес, прошедших по участку в кривой $R298$ м, 58 % действуют на внутренний рельс с направлением наружу рельсовой колеи и 42 % — внутрь. На внутренний рельс действует средняя боковая сила 37,9 кН, направленная наружу, и 30,9 кН, направленная внутрь. Аналогичные данные были получены и для кривой $R565$ м. Сопоставление эпюр бокового износа и боковых сил, полученных для обеих кривых, показало синхронность их изменений.

Обсуждение и заключение. Для более полного анализа результатов воздействия колес на рельсы необходимо оценивать воздействие боковых сил, что особенно важно для кривых участков пути.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: наружный и внутренний рельсы, радиус кривой, боковые и вертикальные силы, набегающее колесо, износ, эпюра

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Луговский А. Ю., Богданов О. К. Результаты исследований силового воздействия колес полувагонов с осевой нагрузкой 25 тс на рельсы в кривых участках пути // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2023. Т. 82, № 4. С. 297–313. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-4-297-313>.

✉ bogdanov-ok@vnikti.com (О. К. Богданов)

© Луговский А. Ю., Богданов О. К., 2023



TECHNICAL MEANS OF RAILWAY TRANSPORT

Original article

UDK 629.4.015:625.03(045)

DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-4-297-313>

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



Results of exploring the force impact of 25 tf open-box cars on the rails of curved tracks

Alexey Yu. Lugovsky¹, Oleg K. Bogdanov²✉

¹Firma TVEMA,

Moscow, Russian Federation

²Scientific-Research and Design-Technology Institute of Rolling Stock,

Kolomna, Russian Federation

ABSTRACT

Introduction. Onboarding rolling stock that exerts increased axial loads makes assessing wheels force impact on railway tracks more acute and relevant. Specialist literature describes many techniques for measuring lateral forces and lateral wear with varying degrees of accuracy. However, the questions of the correct position of measuring devices along the circular segments of a curve, spacing and frequency of measuring force parameters during the service life of the track rails are still open. The article discusses the impact of 25 tf open-box cars on the load and wear of the trackways in curves that have different radii.

Materials and methods. In order to analyse and detail the total load exerted by each car wheel on track rails on the second main track of the Slyudyanskaya Division, East Siberian Infrastructure Directorate (descending segment), the authors selected two ($R298$ and $R565$ m) curved segments with almost identical slopes and comparable operating parameters. Tests were carried out to measure the load exerted on the rails along two trial segments of the track and also measurement trips of Sprinter-Integral, an infrastructure diagnostic complex (by Firma TVEMA JSC), were made along the trial curve.

Results. The researchers processed and analysed the data obtained for open-box cars with an axial load of 25 tf (245.3 kN). It has been established that of all the wheels that passed along the $R298$ m curve, 58% impacted the inner rail in an outward direction from the rail track with 42% having an inward impact. The inner rail is exposed to an average lateral force of 37.9 kN directed outward and 30.9 kN directed inward. Similar data is obtained for the $R565$ m curve. A comparison of the diagrams of lateral wear and lateral forces obtained for both curves showed that changes in them occurred synchronically.

Discussion and conclusion. In order to comprehensively analyse wheels impact, it is necessary to assess the impact from lateral forces which is especially important for curved track.

KEYWORDS: outer and inner rail, curve radius, lateral and vertical forces, moving wheel, wear, diagram

FOR CITATION: Lugovsky A. Yu., Bogdanov O. K. Results of exploring the force impact of 25 tf open-box cars on the rails of curved tracks. *Russian Railway Science Journal*. 2023;82(4):297-313. (In Russ.). <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-4-297-313>.

✉ bogdanov-ok@vnikti.com (O. K. Bogdanov)

© Lugovsky A. Yu., Bogdanov O. K., 2023

Введение. Проблемам взаимодействия пути и подвижного состава посвящены многие работы отечественных и зарубежных ученых, конструкторов и специалистов. Поскольку продольная составляющая силы взаимодействия не оказывает существенно влияния на устойчивость колеса на рельсе, при проведении динамических испытаний определяют одновременно (в одном сечении пути) величины горизонтальных поперечных и вертикальных составляющих сил взаимодействия [1–3]. Горизонтальные поперечные составляющие имеют случайную величину, так как определяются множеством факторов. Однако, поскольку эти силы обуславливают напряженное состояние как элементов конструкции пути, так и ходовых частей подвижного состава, их определение с известной степенью точности можно осуществлять, проводя соответствующие измерения напряжений как в пути, так и в элементах ходовых частей подвижного состава [4].

Проведение таких исследований во многом основано на оценке боковых сил. Непосредственное измерение боковых сил техническими средствами, смонтированными на подвижном составе (например, тензометрические колесные пары или колесные блоки), сопряжено с высокой технической сложностью, что затрудняет их практическое применение для оперативных целей. Косвенная оценка боковых сил более целесообразна по деформации рельса, включая поперечный или продольный изгиб шейки рельса и растяжение-сжатие головки и кромок подошвы рельса [5]. Методы оценки сил, действующих на путь при прохождении подвижного состава, подробно рассмотрены в работах [6–12].

Целью данной работы является качественная и количественная оценка силового воздействия колес полувагонов с осевой нагрузкой 25 тс на рельсовые нити в кривых разного радиуса.

Методика проведения исследования. Специалистами АО «ВНИКТИ» были проведены исследования по установлению силового воздействия эксплуатируемого подвижного состава на рельсы в условиях горно-перевального участка Слюдянской дистанции пути Восточно-Сибирской дирекции инфраструктуры [13]. Для анализа и детализации суммарных нагрузок на рельсовые нити от каждого колеса вагонов на 2-м главном пути на спуске выбраны две кривые: малого и среднего радиуса с почти одинаковыми уклонами и схожими эксплуатационными параметрами.

Общий вид пути, на котором расположены опытные кривые с прилегающими к ним участками длиной не менее километра, представлен на рис. 1.

В момент прохождения колесами первых вагонов грузового состава испытательных сечений измерительного участка на первой опытной кривой ($R298$ м) колеса последних вагонов находятся на кривом участке пути ($R745$ м). Когда колеса последних вагонов состава проходят испытательные сечения, колеса первых вагонов находятся на кривой $R565$ м. В работе [14] отмечается, что на распределение боковых сил в длинном поезде влияет конфигурация подходного участка к опытной кривой и выходного участка за кривой, причем в сторону увеличения боковых сил.

Характеристика кривых, на которых проведены замеры силового воздействия на дату закладки измерительного участка (19–21 мая 2021 г.), представлена в табл. 1. Отступления пути в пределах измерительного участка на обеих опытных кривых отсутствовали.

На дату начала исследований информация о том, где по длине кривой закладывать измерительные участки, в каком количестве и на каком расстоянии друг от друга располагать испытательные сечения с датчиками, практически отсутствовала [5, 8, 12, 14]. Из нормативной документации имелся только ГОСТ Р 55050–2012¹.

Исходя из опыта проведения подобных работ Испытательным центром АО «ВНИКТИ», измерительные участки были заложены в середине круговой части опытных кривых [13].

Измерение вертикальных и боковых сил в пути выполнялось путем прямого тензометрирования по методу Г. Шлюмпфа с использованием датчиков, наклеенных на шейку. Для измерения вертикальных сил тензорезисторы наклеивались вертикально на уровне нейтральной оси рельса, а для измерения боковых сил — на шейку рельса у головки и подошвы симметрично с двух сторон шейки [7, 12].

Боковые и вертикальные силы от колеса на рельс регистрировались по мостовой схеме в соответствии с ГОСТ Р 55050–2012², который действовал в тот момент. Тензодатчики были наклеены в первых трех сечениях на наружном и внутреннем рельсах по угольнику, в следующих трех — только на наружном рельсе. Расстояние между датчиками (испытательными сечениями) составляло 1850 мм. Общая длина измерительного участка — 9,4 м.

¹ ГОСТ Р 55050–2012. Железнодорожный подвижной состав. Нормы допустимого воздействия на железнодорожный путь и методы испытаний: дата введения 2013-07-01. М.: Стандартинформ, 2019. 23 с.

² Там же.



Рис. 1. Месторасположение опытных кривых с подходными и выходными участками пути:
1 — опытная кривая R565 м; 2 — опытная кривая R298 м; К — протяженность кривой

Fig. 1. Location of the trial curves together with the approach and exit segments of the track:
1 — R565 m trial curve; 2 — R298 m trial curve; K — curve length

Таблица 1

Характеристика кривых перегона Ангасолка — Слюдянка-2, 2-й главный путь

Table 1

Curve parameters of the Angasolka–Slyudyanka-2 section, 2nd main track

Показатель	Кривая 1		Кривая 2	
Местоположение кривой, км, ПК	5300 км ПК6 – 5301 км ПК2		5301 км ПК6 – 9	
Радиус R кривой (направление кривой), м	298 (правая*)		565 (правая*)	
Протяженность кривой/круговой части, м	506/326		333/213	
Возвышение наружного рельса, мм	105 (106,3**)		35 (35,2**)	
Продольный профиль пути, ‰: уклоны/средневзвешенный уклон круговой части кривой	Спуск 15,3–17,3/16,4		Спуск 15,5–17,7/17,4	
Ширина колеи с учетом износа, мм	1534,5 ± 1,4 (1534,4**)		1536,1 ± 1,5 (1531,2**)	
Скорости движения поездов в кривой, пасс./гр., км/ч:				
– установленные приказом	70/60		70/60	
– фактические (замеренные)	46/60		35/56	
Рельс:				
– местоположение	Наружный	Внутренний	Наружный	Внутренний
– тип	P65	P65	P65	P65
– производитель	АО «ЕВРАЗ ЗСМК»	АО «ЕВРАЗ ЗСМК»	АО «ЕВРАЗ ЗСМК»	АО «ЕВРАЗ ЗСМК»
– категория	ДТ350	ДТ370ИК	ДТ350	ДТ350
Пропущенный тоннаж на дату исследований, млн т брутто	42,5	158,6	159,0	159,0
Путь	Бесстыковой	Бесстыковой	Бесстыковой	Бесстыковой
Шпалы, тип	Железобетонные 1-го срока службы			
Эюра шпал, шт./км пути	2000	2000	2000	2000
Тип промежуточного рельсового скрепления	ЖБР-65ПШМ	ЖБР-65ПШМ	ЖБР-65ПШМ	ЖБР-65ПШМ

* По ходу движения и по увеличению километража.

** Во 2-м испытательном сечении измерительного участка.

* Facing the engine as mileage increases.

** In the 2nd trial section of the target segment.

Схема расстановки оборудования измерительного участка [13] и общий вид установки датчиков во 2-м испытательном сечении представлены на рис. 2.

Тарировка тензометрических схем для измерения вертикальных сил $F_{\text{верт}}$ осуществлялась с помощью вертикальной нагрузки на рельс от колес локомотивов. Боковые силы $F_{\text{бок}}$ измерялись при нагружении от специального силового тарировочного устройства (рис. 3) посредством приложения в средней части боковой грани головки рельса нагрузки от 0 до 50 кН в горизонтальной плоскости железнодорожного пути, направленной перпендикулярно к оси пути.

Поскольку тарировка тензосхемы для измерения боковых сил с помощью поперечной распорной нагрузки до 50 кН без вертикального пригруза может привести к возникновению остаточных деформаций рельсошпальной решетки (РШР) в измерительных сечениях, на тарировочном устройстве с двух сторон установлены «балочки», фиксирующие величину бокового отжатия (рис. 3).

На рис. 4 представлены записи изменения бокового отжатия при циклическом нагружении в разных испытательных сечениях. Из графиков видно, что величина боковых отжатий после циклических нагружений не превышает 0,1 мм. Этот факт подтверждает практическое отсутствие остаточных деформаций РШР.

Суточный пакет поездов на участке состоит из 79–85 грузовых, 6 пассажирских и 2 моторвагонных. Из общего числа подвижного состава, проходящего по участку, для анализа были выбраны грузовые поезда, составленные полностью из полувагонов. Движение грузовых составов обеспечивали локомотивы-тягачи ЗЭС5К, расположенные в голове поезда, и локомотивы-толкачи — в хвосте. Составы с полувагонами, силовое воздействие от колес которых было замерено, двигались на спуске в режиме рекуперативного торможения и проходили испытательные сечения с разной скоростью и разным непогашенным ускорением (табл. 2).

Результаты исследований силового воздействия колес подвижного состава на рельсы. Анализ результатов проведенных исследований для корректности сравнения был выполнен по данным, полученным датчиками во 2-м испытательном сечении, и только для полувагонов с расчетной осевой нагрузкой 25 тс (245,3 кН).

Число проходящих полувагонов подвижного состава по испытательным участкам пути обеспечивало доверительную вероятность 0,994 [10].

На рис. 5 представлены фрагменты типичных осциллограмм боковых сил от колес полувагонов, действующих на наружный и внутренний рельсы в кривой R298 м (рис. 5, а) и кривой R565 м (рис. 5, б), на примере шести полувагонов — замеры 1 (63) и 2 (65) соответственно (табл. 2).

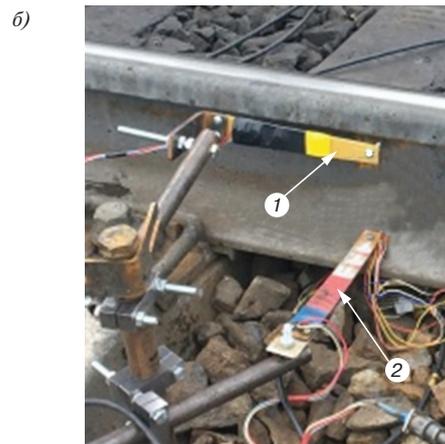
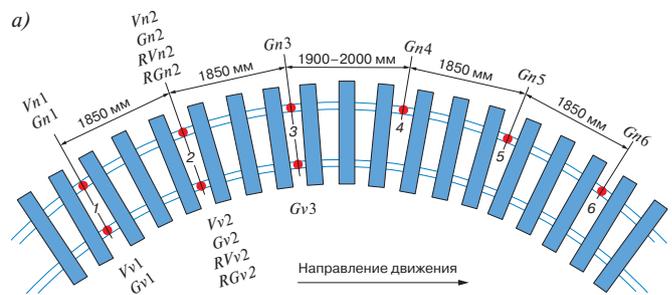


Рис. 2. Общий вид измерительного участка и его элементов: а — схема расстановки измерительного оборудования по участку: V_n и G_n — вертикальные и боковые силы на наружном рельсе; V_v и G_v — вертикальные и боковые силы на внутреннем рельсе; RV_n и RV_v — вертикальный прогиб наружного и внутреннего рельсов; RG_n и RG_v — боковое отжатие головки наружного и внутреннего рельсов; 1...6 — номера сечений; ● — место установки датчиков; б — общий вид установки датчиков во 2-м испытательном сечении на наружном рельсе: 1 — измерительная балочка бокового отжатия рельса; 2 — датчик вертикального прогиба рельса

Fig. 2. General view of the target segment and its elements: а — diagram showing the placement of measuring equipment along the segment: V_n and G_n — vertical and lateral forces exerted on the outer rail; V_v and G_v — vertical and lateral forces exerted on the inner rail; RV_n and RV_v — vertical deflections of the outer and inner rails; RG_n and RG_v — lateral displacements of the head of the outer and inner rail; 1...6 — section numbers; ● — sensor location; б — general layout of sensors installed in the 2nd trial section on the outer rail: 1 — measurement beam of lateral displacement; 2 — rail vertical deflection sensor



Рис. 3. Общий вид тарировочного устройства тензодатчиков для измерения боковых сил: 1, 3 — измерительные балочки; 2 — силовое тарировочное устройство

Fig. 3. General view of strain gauge calibration instrument for measuring lateral forces: 1, 3 — measurement beams; 2 — power calibration instrument

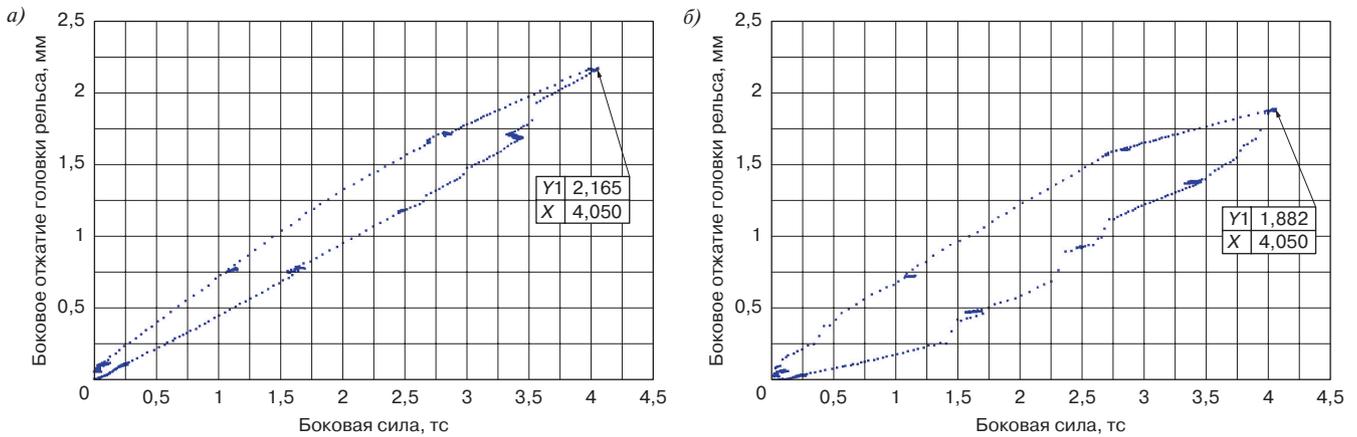


Рис. 4. Примеры записи бокового отжатия по мере циклического нагружения во 2-м испытательном сечении:
 а — в кривой R298 м; б — в кривой R565 м

Fig. 4. Examples of recording lateral displacement driven by incremental cyclic load in the 2nd trial section:
 a — for the R298 m curve; б — for the R565 m curve

Таблица 2

Скорость движения и величина непогашенного ускорения поездов при прохождении испытательного сечения № 2

Table 2

Train movement speed and unbalanced acceleration when passing trial section 2

Номер замера	Количество полувагонов в грузовом составе	Скорость движения V, км/ч		Непогашенное ускорение A _{шт} , м/с ²	
		первого вагона	последнего вагона	первого вагона	последнего вагона
Кривая R298 м					
1	63	56,7	59,9	0,19	0,29
2	67	54,2	45,6	0,12	-0,10
Кривая R565 м					
1	63	48,3	52,7	0,09	0,15
2	65	34,6	46,0	-0,07	0,06
3	74	54,7	56,1	0,17	0,20

На наружном рельсе обеих кривых четко выделяются боковые силы от набегающих колес каждой тележки (1-я и 3-я оси) и незначительные по величине силы от ненабегающих колес (2-я и 4-я оси). Например, в кривой R298 м значения составляют 62 и 3,3 кН (рис. 5, а, поз. 1, 2), в кривой R565 м — 45,8 и 2,2 кН (рис. 5, б, поз. 1, 2).

На внутреннем рельсе обращают на себя внимание боковые силы от колес 2-й и 4-й осей тележек, которые направлены внутрь колеи и по величине близки к боковым силам от набегающих колес. Например, 42,9 и -38,4 кН в кривой R298 м (рис. 5, а, поз. 3, 4); 36,9 и -27,4 кН в кривой R565 м (рис. 5, б, поз. 3, 4).

На рис. 6 показаны совмещенные гистограммы боковых сил $F_{бок}$ от колес полувагонов, действующих на наружный (рис. 6, а) и на внутренний (рис. 6, б) рельсы в кривых R298 и R565 м.

Условимся считать боковую силу, направленную наружу рельсовой колеи, положительной, направленную внутрь колеи — отрицательной.

Гистограммы боковых сил на обоих рельсах отчетливо показывают две зоны (две моды), образованные от воздействия колес 1-й, 3-й осей и колес 2-й, 4-й осей. На наружном рельсе боковая сила от незначительной части колес 2-й и 4-й осей имеет отрицательное значение, на внутреннем — практически все боковые силы от колес 2-й и 4-й осей отрицательные.

По измерительным участкам в кривых R298 и R565 м прошли 520 и 808 колесных пар полувагонов соответственно. Замеренные боковые и вертикальные силы от них по направленности своего воздействия распределяются следующим образом (табл. 3).

Анализ данных (табл. 3) показал, что почти равное количество колес с боковым усилием, направленным как наружу рельсовой колеи, так и внутрь, воздействует на внутренний рельс:

- в кривой R298 м — 58,3% колес с $\bar{F}_{бок} = 39,3$ кН, и 41,7% колес с $\bar{F}_{бок} = -30,8$ кН;
- в кривой R565 м — 44,4% колес с $\bar{F}_{бок} = 20,0$ кН и 55,6% колес с $\bar{F}_{бок} = -15,8$ кН.

Боковые силы, действующие на внутренний рельс в кривой R298 м, почти в два раза больше, чем в кривой R565 м, независимо от их направленности.

Боковые силы, действующие на рельсы, при расчетах, например, на контактно-усталостную прочность необходимо дифференцировать по направлению действующих сил.

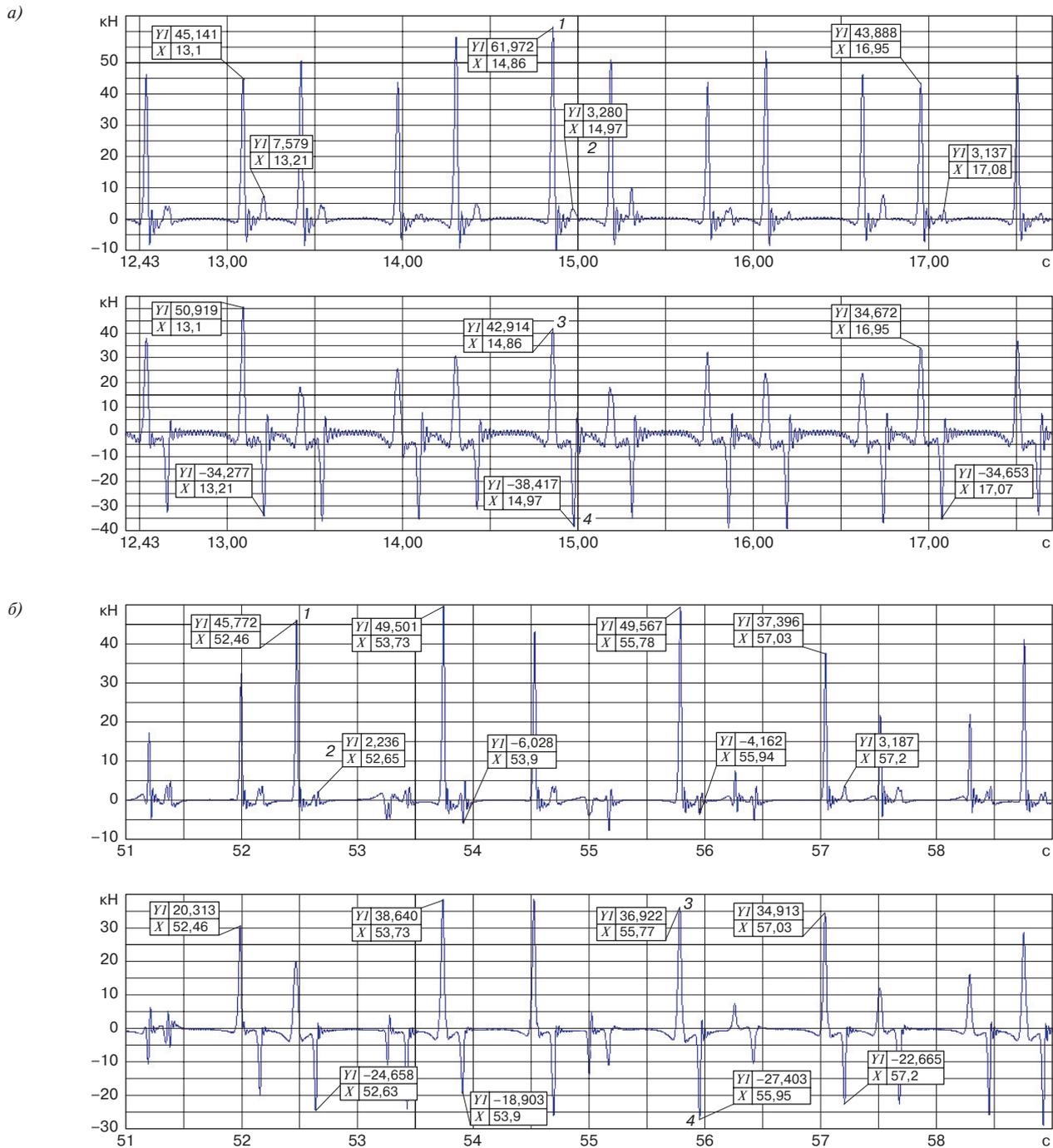


Рис. 5. Фрагмент осциллограмм боковых сил от колес на примере шести полувагонов в кривой R298 м (а) и R565 м (б). Верхняя осциллограмма — силы на наружном рельсе, нижняя — на внутреннем рельсе

Fig. 5. Fragment of oscillograph patterns representative of lateral forces exerted by wheels exemplified by six open-box cars for the R298 m curve (a) and for the R565 m curve (b). The upper oscillograph pattern — forces exerted on the outer rail, the lower one — forces exerted on the inner rail

Средние значения вертикальных сил $\bar{F}_{\text{верт}}$ и соответствующих им боковых $\bar{F}_{\text{бок}}$, воздействующих на наружный и внутренний рельсы по осям тележек полувагонов, представлены в табл. 4.

Анализ результатов, представленных в табл. 4, показывает, что в кривой меньшего радиуса (298 м):

- все набегающие колеса (1-я и 3-я оси) воздействуют на наружный и внутренний рельсы с боковым

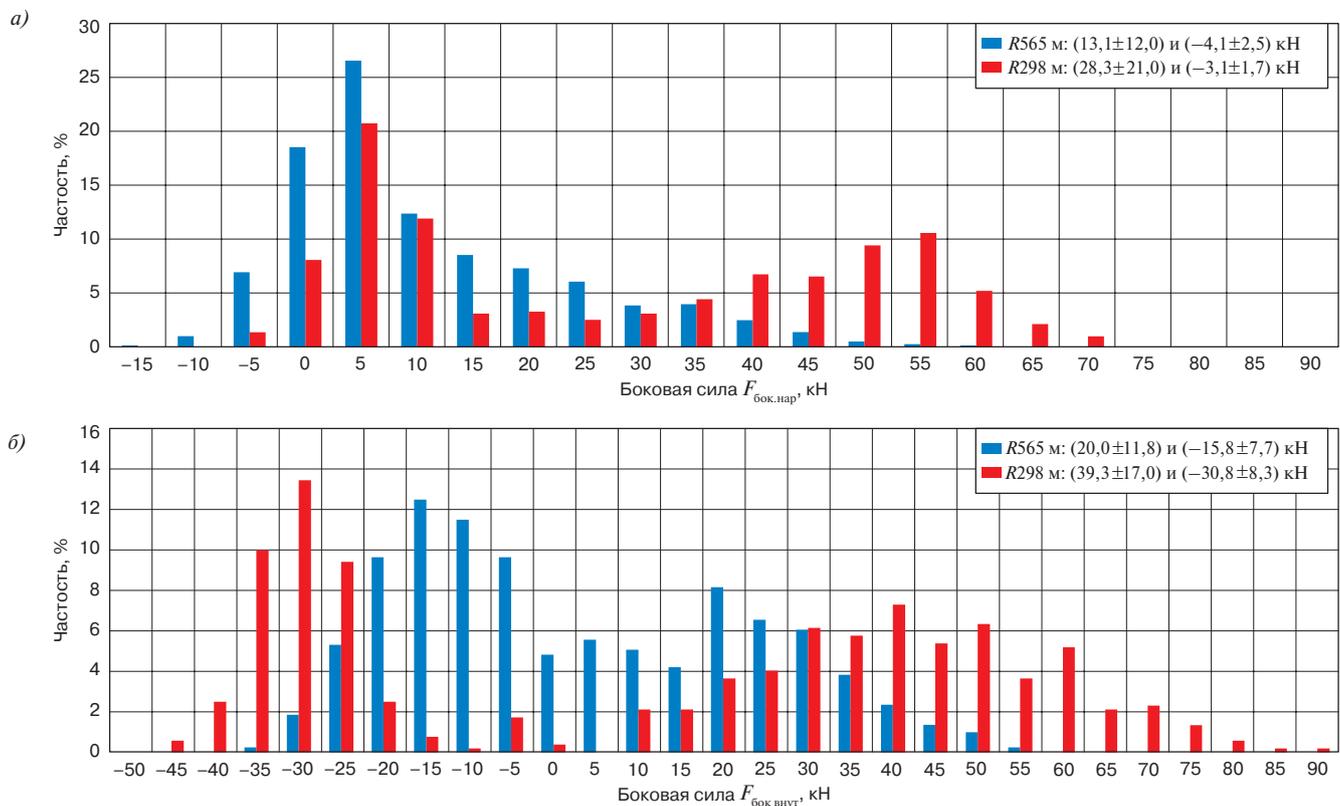


Рис. 6. Гистограммы боковых сил $F_{бок}$, действующих на наружный (а) и внутренний (б) рельсы от колес полувагонов в кривых $R565$ и $R298$ м
 Fig. 6. Histograms showing lateral forces $F_{бок}$ exerted on the outer (a) and inner (б) rails by the wheels of open-box cars in the $R565$ and $R298$ m curves

Таблица 3

Распределение боковых сил по направленности своего воздействия

Table 3

Distribution of lateral forces by direction

Направление бокового усилия	Кривая $R298$ м, наружный рельс			Кривая $R298$ м, внутренний рельс			Кривая $R565$ м, наружный рельс			Кривая $R565$ м, внутренний рельс		
	Колес проследовало, ед.	Доля от общего количества, %	Боковая сила, кН	Колес проследовало, ед.	Доля от общего количества, %	Боковая сила, кН	Колес проследовало, ед.	Доля от общего количества, %	Боковая сила, кН	Колес проследовало, ед.	Доля от общего количества, %	Боковая сила, кН
Наружу колеи, положительное	475	91,3	28,3	303	58,3	39,3	593	73,4	13,1	359	44,4	20,0
Внутри колеи, отрицательное	45	8,7	-3,1	217	41,7	-30,8	215	26,6	-4,1	449	55,6	-15,8
Сумма	520	100		520	100		808	100		808	100	

усилием, направленным только наружу рельсовой колеи; колеса 2-й и 4-й осей воздействуют со знакопеременным боковым усилием;

- в среднем 83 и 17 % ненабегающих колес (2-я и 4-я оси соответственно) действуют на наружный и внутренний рельсы с боковой силой, направленной наружу рельсовой колеи; внутрь рельсовой колеи — 19 и 81 % соответственно.

В кривой большого радиуса (565 м):

- колеса всех осей воздействуют на оба рельса со знакопеременным боковым усилием;

- в среднем до 87 % набегающих колес действуют на наружный рельс с боковой силой, направленной наружу (1-я ось), и 13 % — внутрь рельсовой колеи (3-я ось); на внутренний рельс — 83 и 17 % соответственно;

• в среднем 60 и 40 % ненабегающих колес (2-я и 4-я оси) действуют на наружный рельс с боковой силой, направленной наружу и внутрь рельсовой колеи, соответственно. На внутренний рельс — 6 и 94 % соответственно.

Анализ полученных результатов показывает, что расчет вертикальных сил путем их усреднения от всех колес полувагона, проходящих по рельсовой нити, вполне обоснован, так как все силы имеют одну направленность. Вертикальные силы $\bar{F}_{\text{верт}}$, действующие от всех четырех колес (1–4 осей) всех полувагонов на наружный рельс в кривой R298 м, составили $(113,1 \pm 14,2)$ кН; на внутренний рельс — $(126,9 \pm 20,1)$ кН. В кривой R565 м они составляют $(121,2 \pm 15,1)$ кН и $(100,9 \pm 13,8)$ кН соответственно.

При этом боковые силы можно рассчитать только одной направленности и отдельно по осям (см. табл. 4).

Согласно гистограмме для кривой R298 м (рис. 6) среднее значение всех боковых сил, действующих на наружный рельс и направленных наружу рельсовой колеи, составляет $\bar{F}_{\text{бок}} = (28,3 \pm 21,0)$ кН. Боковые силы от набегающих колес составляют в среднем 45,2 кН, от ненабегающих колес — 7,3 кН (табл. 4). Среднее значение всех боковых сил, действующих на внутренний рельс и направленных наружу рельсовой колеи, составляет $\bar{F}_{\text{бок}} = (39,3 \pm 17,0)$ кН. Боковые силы от набегающих колес составляют в среднем 41,5 кН, от ненабегающих колес — 27,2 кН (табл. 4).

Колеса всех 1-х и 3-х осей вагонов состава в кривой R298 м контактируют гребнем с боковой поверхностью головки наружного рельса, отжимают рельс и вызывают возникновение боковых сил (в среднем 45,2 кН), направленных наружу рельсовой колеи [2, 7]; 73,3 % из следом идущих за ними колес 2-х осей, скользя ободом на поверхности катания головки рельса, создают боковые силы (в среднем 7,5 кН), также направленные наружу. Боковые силы (в среднем 3,4 кН) от обода остальных 26,7 % колес 2-х осей действуют в обратном направлении — внутрь колеи. Подобным образом действуют на наружный рельс 10,7 % колес 4-х осей с боковыми силами в среднем 2,8 кН.

Аналогично действуют боковые силы на рельсы и в кривой R565 м. Боковые силы 87 % колес 1-х, 3-х осей действуют на наружный рельс с усилием 19,4 кН, направленным наружу, и 13,6 % с усилием 4,9 кН — внутрь. В среднем 60,4 % колес 2-х, 4-х осей действуют на наружный рельс с усилием 3,8 кН, направленным наружу, и 39,6 % с усилием 3,8 кН — внутрь.

Эффект «сжатия» поверхности головки наружного рельса колесами вероятнее всего приводит к образованию на верхней части боковой рабочей поверхности головки рельса дефекта в виде «чешуек» (рис. 7, а).

На внутреннем рельсе картина воздействия боковых сил иная.

Таблица 4

Вертикальные и соответствующие им боковые силы различной направленности, действующие в кривых на рельсы:

Table 4

Vertical and corresponding lateral forces of various directions impacting rails in curves:

а) наружный рельс

a) outer rail

Кривая R298 м
R298 m curve

№ оси вагона	$\bar{F}_{\text{верт}}$	$\bar{F}_{\text{бок}}$	Количество колес, %	$\bar{F}_{\text{верт}}$	$\bar{F}_{\text{бок}}$	Количество колес, %
		Положительная			Отрицательная	
1	111,1	48,1	100	—	—	0
2	117,8	7,5	73,3	120,2	-3,4	26,7
3	109,1	42,3	100	—	—	0
4	114,8	7,0	89,3	114,5	-2,8	10,7

Кривая R565 м
R565 m curve

№ оси вагона	$\bar{F}_{\text{верт}}$	$\bar{F}_{\text{бок}}$	Количество колес, %	$\bar{F}_{\text{верт}}$	$\bar{F}_{\text{бок}}$	Количество колес, %
		Положительная			Отрицательная	
1	115,2	17,5	86,3	107,1	-5,2	16,3
2	124,6	3,9	62,9	119,1	-4,1	37,1
3	120,3	21,3	89,1	110,0	-4,5	10,9
4	124,8	3,7	57,9	116,2	-3,5	42,1

б) внутренний рельс

b) inner rail

Кривая R298 м
R298 m curve

№ оси вагона	$\bar{F}_{\text{верт}}$	$\bar{F}_{\text{бок}}$	Количество колес, %	$\bar{F}_{\text{верт}}$	$\bar{F}_{\text{бок}}$	Количество колес, %
		Положительная			Отрицательная	
1	129,4	43,3	100	—	—	0
2	126,8	28,6	21,4	122,0	-24,9	78,6
3	126,3	39,7	100	—	—	0
4	125,2	24,9	13	121,5	-33,3	87

Кривая R565 м
R565 m curve

№ оси вагона	$\bar{F}_{\text{верт}}$	$\bar{F}_{\text{бок}}$	Количество колес, %	$\bar{F}_{\text{верт}}$	$\bar{F}_{\text{бок}}$	Количество колес, %
		Положительная			Отрицательная	
1	104,6	22,6	80,7	105,0	-11,0	19,3
2	94,4	4,8	7,9	98,1	-16,2	92,1
3	100,0	19,8	84,7	98,2	-11,1	15,3
4	104,5	5,2	4,5	96,1	-17,1	95,5

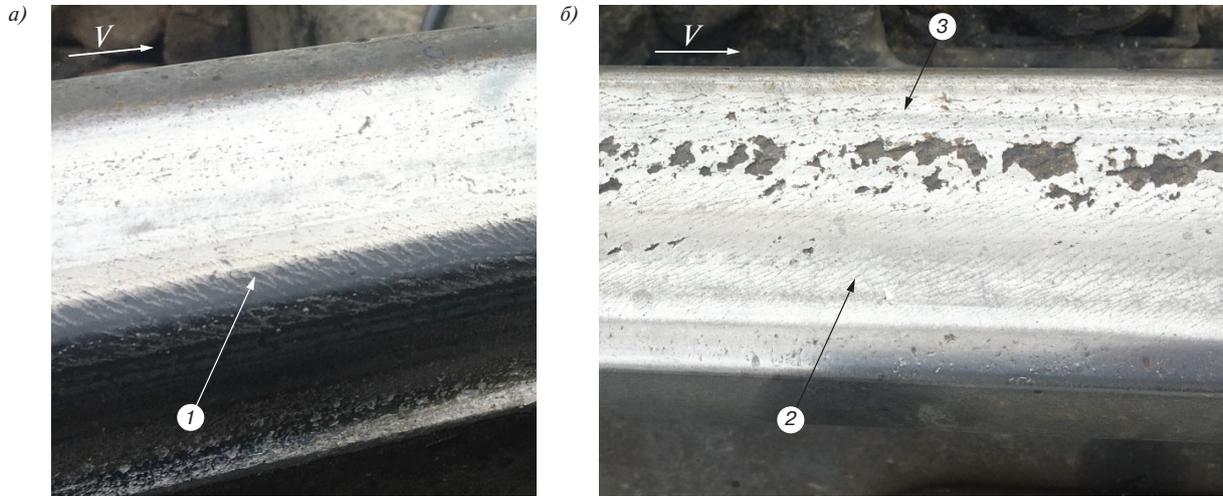


Рис. 7. Общий вид головки наружного (а) и внутреннего (б) рельсов в кривой R298 м:
 а — боковая рабочая поверхность головки наружного рельса в виде «чешуек» после пропуска 42,5 млн т груза брутто;
 б — дорожки качения на внутреннем рельсе с контактно-усталостными дефектами после пропуска 158,6 млн т груза брутто:
 1 — «чешуйки»; 2 — дорожка качения 1-го и 3-го колеса; 3 — дорожка качения 2-го и 4-го колеса

Fig. 7. General view of the head of the outer (a) and inner (b) rails in the R298 m curve:
 а — “scaly” lateral working surface of the outer railhead after experiencing exposure to 42.5 mln tons of freight (gross);
 б — race grooves on the inner rail with contact-fatigue defects after experiencing exposure to 158.6 mln tons of freight (gross):
 1 — “scales”; 2 — running track of the 1st and 3rd wheels; 3 — race grooves of the 2nd and 4th wheels

В кривой R298 м 58,6 % колес от общего числа прокатываемых по внутреннему рельсу, скользя по поверхности катания, воздействуют на него с боковым усилием $\bar{F}_{бок} = 39,4$ кН, направленным наружу рельсовой колеи, а остальные 41,4 % колес — внутрь, с усилием $\bar{F}_{бок} = 29,3$ кН.

В кривой R565 м 82,7 % колес 1-х и 3-х осей вагонов состава, скользя по поверхности катания головки внутреннего рельса, действуют на него с боковым усилием $\bar{F}_{бок} = 21,2$ кН, направленным наружу рельсовой колеи; 17,3 % колес действуют с боковым усилием $\bar{F}_{бок} = 11,1$ кН, направленным внутрь рельсовой колеи.

Ненабегающие колеса, также скользя по поверхности катания головки внутреннего рельса, действуют на него с боковым усилием $\bar{F}_{бок} = 5,0$ кН (6,2 %), направленным наружу рельсовой колеи; 98,3 % колес действуют с боковым усилием $\bar{F}_{бок} = 16,7$ кН, направленным внутрь рельсовой колеи.

Дорожка качения колес 1-й и 3-й осей в обеих кривых расположена ближе к внутренней (рабочей) грани рельса, а дорожка качения большинства колес 2-й и 4-й осей — к внешней (нерабочей) грани внутреннего рельса (рис. 7, б). Иными словами, на головку внутреннего рельса, например, в кривой R298 м, по ближней к рабочей боковой грани дорожке воздействует боковая нагрузка от обода колеса 1-й оси, достигающая величины до 85,7 кН, направленная наружу рельсовой колеи. В это же сечение (по дальней

дорожке качения) подходит обод колеса 2-й оси, и на рельс воздействует боковая нагрузка величиной до 45 кН, но направленная в противоположную сторону. Аналогичный процесс, почти с такими же значениями максимальных боковых сил (67 и 47 кН), повторяется при прохождении колес 3-й и 4-й осей. На дорожках качения начинает формироваться упрочненный слой с более высокой твердостью (эпюра распределения твердости поперек дорожки качения имеет М-образный вид), и, по всей видимости, изменяется структура поверхностного слоя. Упрочненные поверхностные слои на дорожках качения направлены навстречу друг к другу, а зона между дорожками качения подвергается «сжатию». В результате такого воздействия боковых нагрузок в зоне между дорожками качения 1-й, 3-й и 2-й, 4-й осей происходит отслаивание («выдавливание») металла, что способствует возникновению в середине рельса контактно-усталостных дефектов. Высказанное выше предположение о зарождении контактно-усталостных дефектов в середине головки рельса отличается от общепринятого [15] и нуждается в инструментальном подтверждении.

Отношение боковой нагрузки к вертикальной. Отношение сил $\bar{F}_{бок} / \bar{F}_{верт}$, действующих на внутренний и наружный рельсы по осям тележек, представлено в табл. 5.

Приведенные в таблице результаты расчетов показывают следующее:

Таблица 5

Отношение $\bar{F}_{бок} / \bar{F}_{верт}$ по осям тележки и относительно рельсовой колеи

Table 5

$\bar{F}_{бок} / \bar{F}_{верт}$ ratio along bogie axles and relative to rail gauge

Кривая R298 м, $F_{бок}$ наружу колеи				Кривая R298 м, $F_{бок}$ внутрь колеи				Кривая R565 м, $F_{бок}$ наружу колеи				Кривая R565 м, $F_{бок}$ внутрь колеи			
1-я ось	2-я ось	3-я ось	4-я ось	1-я ось	2-я ось	3-я ось	4-я ось	1-я ось	2-я ось	3-я ось	4-я ось	1-я ось	2-я ось	3-я ось	4-я ось
На наружном рельсе															
0,43	0,06	0,37	0,06	—	-0,03	—	-0,02	0,15	0,03	0,18	0,03	-0,05	-0,03	-0,04	-0,03
На внутреннем рельсе															
0,34	0,23	0,31	0,22	—	-0,26	—	-0,29	0,22	0,05	0,20	0,05	-0,11	-0,17	-0,11	-0,18

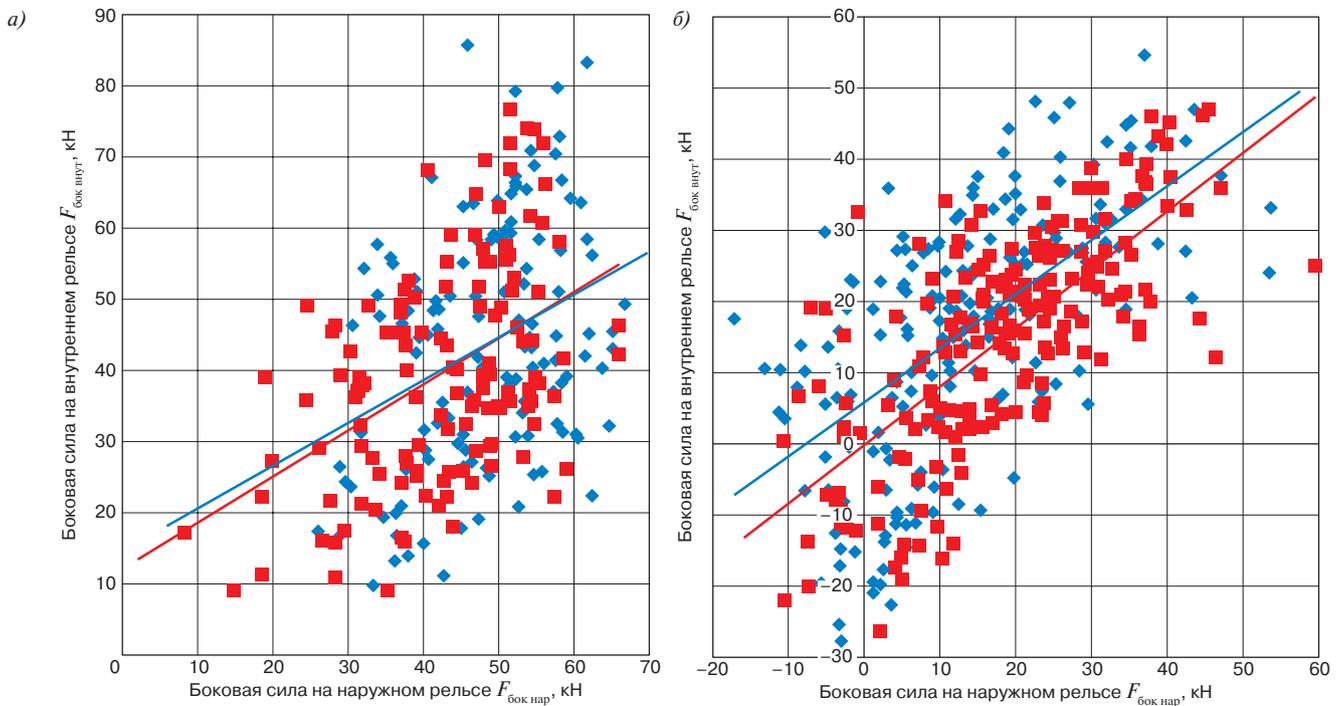


Рис. 8. Взаимосвязь боковых сил $F_{бок\ внут} = f(F_{бок\ нар})$, воздействующих синхронно на наружный и внутренний рельсы от колес 1-й, 3-й осей в кривых R298 м (а) и R565 м (б):
 ◆ — 1-я ось; ■ — 3-я ось

Fig. 8. Relationship between lateral forces $F_{бок\ внут} = f(F_{бок\ нар})$ exerted synchronically to the outer and inner rails by the wheels of the 1st and 3rd axles in the R298 m (a) and R565 m (b) curves:
 ◆ — 1st axle; ■ — 3rd axle

- при положительной $\bar{F}_{бок}$ отношение сил $\bar{F}_{бок} / \bar{F}_{верт}$ от колес 1-й, 3-й и 2-й, 4-й осей на наружном рельсе составляет 0,4 и 0,06 для кривой R298 м и 0,17; 0,03 для кривой R565 м, на внутреннем рельсе — 0,32; 0,22 и 0,21; 0,05 соответственно;

- при отрицательной $\bar{F}_{бок}$ отношение сил $\bar{F}_{бок} / \bar{F}_{верт}$ от колес 1-й, 3-й и 2-й, 4-й осей на наружном рельсе составляет 0,03; 0,02 и 0,05; 0,03, на внутреннем рельсе — 0,26; 0,29 и 0,11; 0,18 соответственно.

При движении колесной пары по рельсам боковые силы, создаваемые колесами, расположенными на одной оси, не только взаимосвязаны, но и взаимозависимы [2, 7].

На рис. 8 представлена взаимозависимость боковых сил, воздействующих от колес 1-й и 3-й осей синхронно на наружную и внутреннюю рельсовые нити в виде $F_{бок\ внут} = f(F_{бок\ нар})$ в кривых R298 м (рис. 8, а) и R565 м (рис. 8, б).

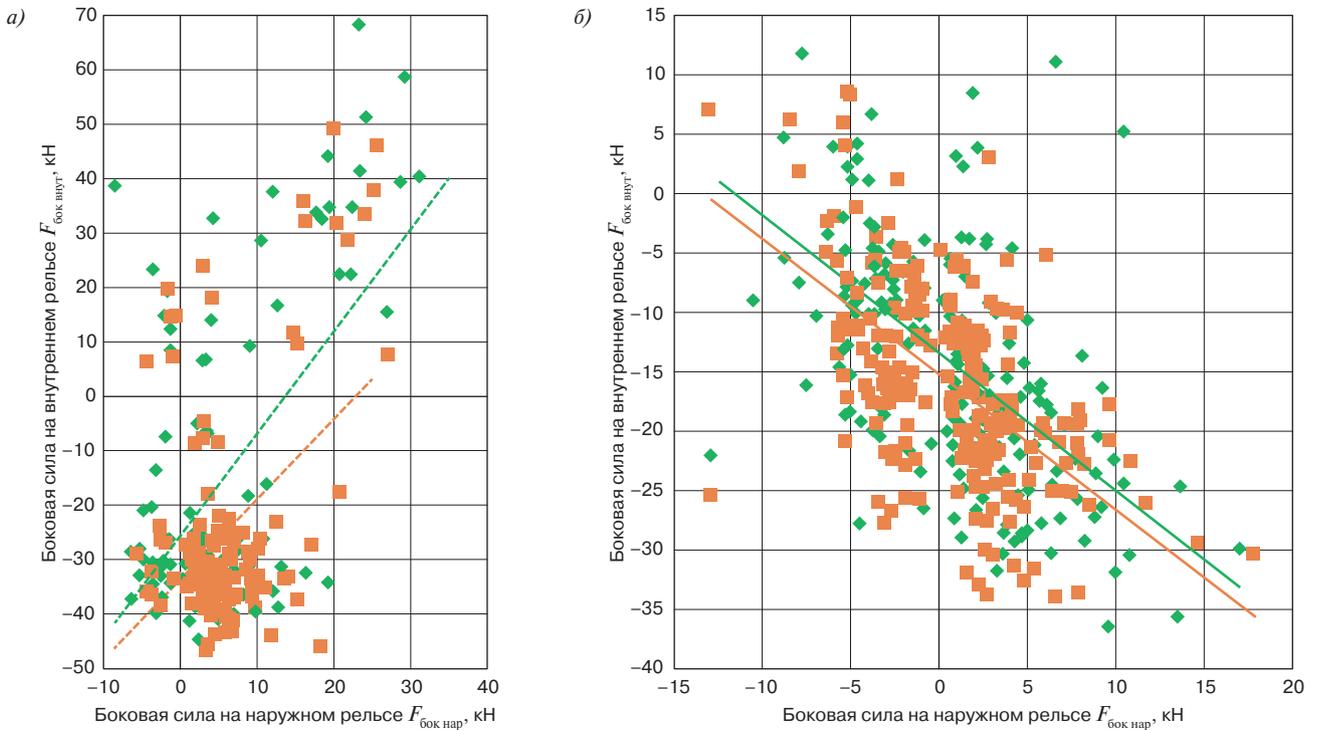


Рис. 9. Взаимосвязь боковых сил $F_{бок\ внут} = f(F_{бок\ нар})$, воздействующих синхронно на внутренний рельс от колес 2-й, 4-й осей в кривых R298 м (а) и R565 м (б):
 ◆ — 2-я ось; ■ — 4-я ось

Fig. 9. Relationship between lateral forces $F_{бок\ внут} = f(F_{бок\ нар})$ exerted synchronically on the internal rail from the wheels of the 2nd and 4th axles in the R298 m (a) and R565 m (b) curves:
 ◆ — 2nd axle; ■ — 4th axle

Таблица 6

Отношение $\bar{F}_{бок\ внут} / \bar{F}_{бок\ нар}$ по осям

Table 6

$\bar{F}_{бок\ внут} / \bar{F}_{бок\ нар}$ ratio by axles

Кривая R298 м				Кривая R565 м			
1-я ось	2-я ось	3-я ось	4-я ось	1-я ось	2-я ось	3-я ось	4-я ось
0,91	-4,30	0,94	-5,91	1,16	-15,23	0,82	-26,50

В обеих кривых с увеличением боковой силы на наружном рельсе $F_{бок\ нар}$ от набегающих колес 1-й и 3-й осей прямо пропорционально увеличивается и боковая сила от колес этих же колесных пар на внутренний рельс $F_{бок\ внут}$. Это подтверждает, что «значение боковой силы на наружном рельсе тем больше, чем больше сила трения по головке внутреннего рельса» [2].

В кривой R298 м набегающие колеса от 1-й и 3-й осей не создавали отрицательных боковых сил. Интенсивность увеличения $F_{бок\ внут}$ по мере увеличения $F_{бок\ нар}$ в кривой R298 м, согласно наклону линии тренда, для обеих осей одинакова.

В кривой R565 м незначительная часть набегающих колес от обеих осей воздействовала на наружный и

внутренний рельсы с боковым усилием, направленным внутрь рельсовой колеи. Боковые силы, действующие на внутренний рельс от колес 1-й оси, превышают боковые силы от колес 3-й оси: при $F_{бок\ нар} = 20$ кН → на 30%, при $F_{бок\ нар} = 40$ кН → на 11%.

Интенсивность увеличения $F_{бок\ внут}$ по мере увеличения $F_{бок\ нар}$ в кривых R298 и R565 м, согласно углу наклона линии тренда $F_{бок\ внут} = f(F_{бок\ нар})$, для набегающих колес обеих осей практически одинакова.

На рис. 9 представлена взаимозависимость боковых сил $F_{бок}$, воздействующих от колес 2-й, 4-й осей одновременно на наружную и внутреннюю рельсовые нити в виде зависимости $F_{бок\ внут} = f(F_{бок\ нар})$ в кривых R298 м (рис. 9, а) и R565 м (рис. 9, б).

В кривой R565 м (рис. 9, б) с увеличением боковой силы $F_{бок\ нар}$ от колес 2-й и 4-й осей прямо пропорционально увеличивается и боковая сила $F_{бок\ внут}$. По мере увеличения боковых сил $F_{бок\ нар}$ от колес 2-й и 4-й осей по абсолютному значению в зоне отрицательных значений боковые силы $F_{бок\ внут}$ уменьшаются. В зоне положительных значений боковых сил на наружном рельсе силы $F_{бок\ внут}$ и $F_{бок\ нар}$ увеличиваются прямо пропорционально.

Боковые силы, действующие на внутренний рельс от колес 4-й оси, превышают боковые силы

от колес 2-й оси: при $F_{\text{бок нар}} = -5 \text{ кН}$ → на 26 %, при $F_{\text{бок нар}} = 10 \text{ кН}$ → на 6,8 %.

В табл. 6 приведены средние значения отношений боковой силы на внутреннем рельсе к боковой силе на наружном рельсе $\bar{F}_{\text{бок внут}} / \bar{F}_{\text{бок нар}}$ от колес каждой оси в разных кривых.

Анализ данных табл. 6 показывает, что боковая сила, действующая:

- от набегающих колес (1-я и 3-я оси) на внутренний рельс, практически равна боковой нагрузке на наружный рельс (меньше на 8,9 и 6,2 % соответственно);

- от ненабегающих колес (2-я и 4-я оси) на внутренний рельс, превышает боковую силу на наружный рельс в 4,3 и 5,9 раза соответственно.

Силовые факторы и состояние рельсового пути — взаимовлияющая система. Силы, воздействующие на путь, изменяют его, а путь, изменяясь, в свою очередь изменяет силы, действующие на него.

Результаты исследований бокового износа наружного рельса. Вопросам образования бокового износа рельсов в кривых посвящен ряд работ. В [1] в общем виде (без указания конкретных значений) указано, что в кривых малого радиуса интенсивность бокового износа различна по длине наружного рельса и увеличивается в зонах неровностей рельсов и пути в плане [11]. В исследованиях, проведенных [5, 12] на 100-метровых участках в кривых радиусом 496 и 405 м, где замеры производились через 5 м, этот эффект не отмечен. Эффект увеличения бокового износа к концу круговой части кривой по ходу движения составов четко отмечен в работах [5, 16].

Авторами были проанализированы данные измерительных проездов диагностического комплекса инфраструктуры (ДКИ) «Спринтер-Интеграл» (АО «Фирма ТВЕМА») по опытным кривым, выполненным в период между датами, максимально близкими к датам проведения измерений и к датам изъятия наружных рельсов. На рис. 10 приведены эпюры бокового износа на наружном рельсе, построенные вдоль круговой части кривых $R298$ и $R565$ м соответственно, с обозначением местоположения измерительных участков в даты проезда ДКИ «Спринтер-Интеграл»: на рис. 10, *a* — наиболее близкая к дате измерения боковых сил, на рис. 10, *b* — наиболее близкая к дате снятия рельсов по дефекту кода 44.

После пропуска 49,9 млн т груза брутто на круговой части кривой $R298$ м (рис. 10, *a*) сформировался боковой износ с выраженным постепенным увеличением к концу кривой по ходу движения поездов. Износ в середине кривой изменялся в диапазоне от 5,9 до 8,1 мм. Боковой износ в начале и конце круговой кривой в среднем по линии тренда составил 6,3 и 7,6 мм (увеличение на 20,6 %). По мере нарастания пропущенного тоннажа до 115,9 млн т груза брутто

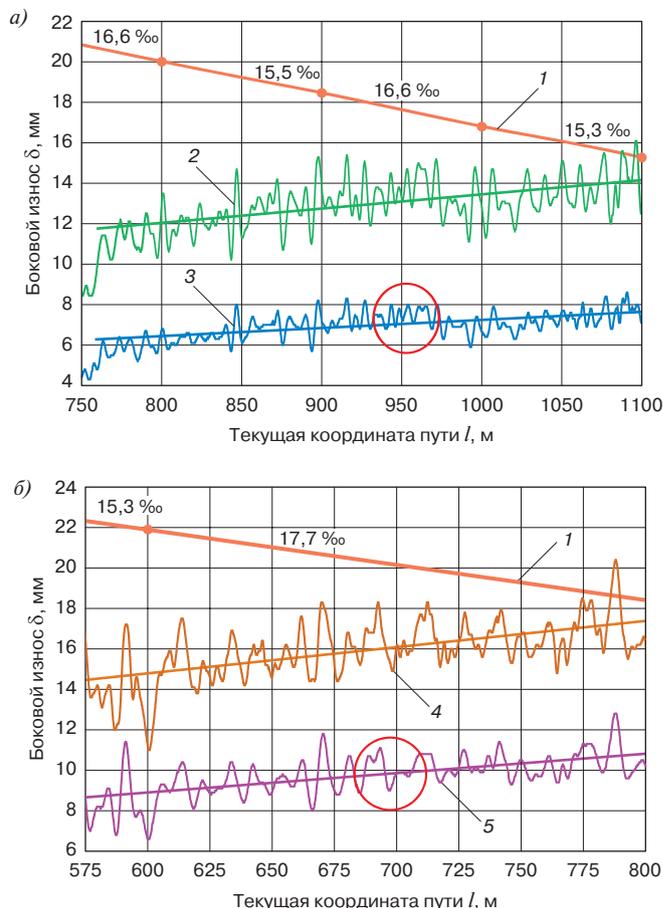


Рис. 10. Эпюры бокового износа наружного рельса δ в круговой части кривой $R298$ м (*a*) и кривой $R565$ м (*b*) с обозначением местоположения измерительных участков в крайние даты проезда ДКИ «Спринтер-Интеграл»:

1 — продольный уклон пути; 2 — при пропуске 115,9 млн т брутто; 3 — при пропуске 49,9 млн т брутто; 4 — при пропуске 342,5 млн т брутто; 5 — при пропуске 166,0 млн т брутто

Fig. 10. Diagrams showing lateral wear of the outer rail δ in the circular part of the $R298$ m (*a*) and $R565$ m (*b*) curves and location of the target segments on the outermost dates of the trips made by infrastructure diagnostic complex “Sprinter-Integral”:

1 — longitudinal slope of the track; 2 — after exposure to 115.9 mln tons of freight (gross); 3 — after exposure 49.9 mln tons of freight (gross); 4 — after exposure to 342.5 mln tons of freight (gross); 5 — after exposure to 166.0 mln tons of freight (gross)

(при 126,7 млн т груза брутто была произведена смена рельсов) боковой износ в начале круговой кривой составил в среднем по линии тренда 11,7 мм, а в конце кривой — 14,2 мм (увеличение на 21,4 %). При этом износ в середине кривой изменялся в диапазоне от 11,5 до 15,2 мм.

Аналогично, для круговой части кривой $R565$ м (рис. 10, *b*) после пропуска 166,0 млн т груза брутто сформировался боковой износ, который также увеличивался к концу кривой по ходу движения поездов. При этом износ в середине кривой изменялся в диапазоне от 8,0 до 11,8 мм. В среднем боковой износ в

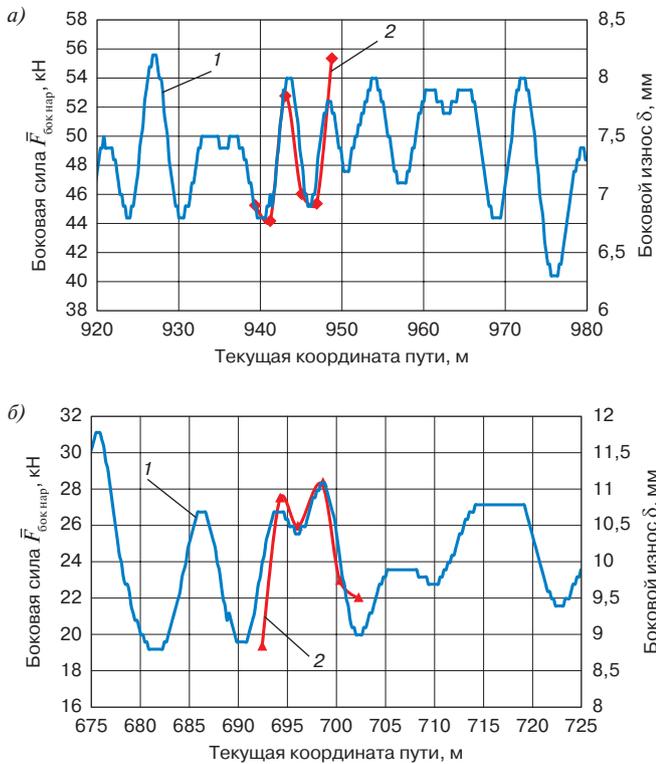


Рис. 11. Фрагмент эпюры бокового износа наружного рельса δ , совмещенный с эпюрой распределения боковых сил $\bar{F}_{\text{бок нар}}$ вдоль измерительного участка в кривых $R298$ м (а) и $R565$ м (б): 1 — эпюра бокового износа; 2 — эпюра боковых сил от набегающих колес

Fig. 11. Fragment of a diagram showing lateral wear of outer rail δ overlapped with a diagram showing distribution of lateral forces $\bar{F}_{\text{бок нар}}$ along the target segment in the $R298$ м (а) and $R565$ м (б) curves: 1 — lateral wear diagram; 2 — diagram showing lateral forces exerted by moving wheels

начале и конце круговой кривой по линии тренда составил 8,6 и 10,9 мм (увеличение на 26,1%). По мере нарастания пропущенного тоннажа до 342,5 млн т груза брутто (при 343,8 млн т груза брутто была произведена смена рельсов) боковой износ в начале круговой кривой составил в среднем по линии тренда 14,4 мм, а в конце кривой — 17,3 мм (увеличение на 20,1%). При этом величина бокового износа изменялась в середине кривой от 14,6 до 18,2 мм.

Возможной причиной повышения интенсивности бокового износа в конце кривой, по мнению И. А. Пухова (ведущего конструктора Дорожного конструкторско-технологического бюро Дальневосточной железной дороги), является фактор нагрева колес.

Эпюры бокового износа, рихтовки и ширины рельсовой колеи вдоль круговой части кривой имеют вид колебательного процесса. Этот процесс в указанных эпюрах протекает почти синхронно друг с другом. Синхронно развивается процесс изменения бокового

износа, рихтовки и шаблона и по мере увеличения пропущенного тоннажа. Боковой износ с увеличением накатки увеличивается и имеет тенденцию к более интенсивному росту к концу круговой части кривой по ходу движения поездов (до 24%), чем в ее начале. Рихтовка и ширина рельсовой колеи тоже увеличиваются вдоль круговой кривой. Однако это увеличение происходит почти равномерно по всей длине. Например, в кривой $R565$ м по мере увеличения пропущенного тоннажа с 232 до 342,5 млн т груза брутто рихтовка увеличивается незначительно — в среднем на 0,5 мм. Увеличение ширины рельсовой колеи за тот же период достигало 5 мм.

Спектральный анализ эпюр бокового износа в кривых $R298$ и $R565$ м после накатки груза брутто показал, что доминирующими частотами колебаний бокового износа по длине кривой (длина волны) являлись 13,7; 11,3 и 9,7 м. Таким образом, чтобы охватить диапазон колебания бокового износа, длина измерительного участка должна быть не менее 13,7 м.

Для определения тенденции изменения боковых сил по длине кривой по данным тензодатчиков всех испытательных сечений были построены эпюры боковых сил (средние значения от колес 1-й и 3-й осей) в пределах измерительного участка на обеих кривых. На рис. 11 представлены фрагменты эпюр бокового износа наружного рельса в кривых $R298$ и $R565$ м, построенные по данным проездов ДКИ «Спринтер-Интеграл» по опытным кривым, выполненным в даты максимально близкие к дате проведения измерений боковых сил. Эпюры бокового износа наружного рельса δ совмещены с эпюрами боковых сил $\bar{F}_{\text{бок нар}}$ от набегающих колес вдоль измерительного участка в кривой $R298$ м (а) и в кривой $R565$ м (б).

На эпюрах представлены средние значения боковых сил $\bar{F}_{\text{бок нар}}$, полученные в каждом испытательном сечении, от колес только полувагонов с нагрузкой 245,3 кН/ось. Боковой износ наружного рельса определен при прохождении колес всего подвижного состава, проходящего по измерительному участку.

Боковые силы в кривой $R298$ м (рис. 11, а) были получены на рельсах, имеющих накатку 42,5 млн т груза брутто, а эпюра бокового износа построена на рельсах после накатки 49,9 млн т груза брутто. В кривой $R565$ м (рис. 11, б) — силы на рельсах после 159,0 млн т груза брутто, а износ — после 166 млн т груза брутто. Даже при несовпадении пропущенного тоннажа при замерах боковых сил и бокового износа очевидно, что эпюра боковых сил по длине измерительного участка изменяется синхронно эпюре изменения бокового износа. Можно ожидать, что среднее распределение боковой нагрузки от набегающих колес всех вагонов, проходящей по участку подвижного

состава, включая локомотивы, будет более точно совпадать с эпюрой бокового износа.

Обсуждение и заключение. В новом ГОСТе указывается, что «в каждой круговой кривой в пределах участка пути длиной 25 м располагают не менее восьми испытательных сечений» и «располагать испытательные сечения в зонах наибольших отклонений состояния пути по рихтовке либо в зонах, где по результатам единичного проезда опытного ПС с наибольшей допускаемой для данного участка скоростью зарегистрированы наибольшие показания рамной силы»³. Если в прежнем ГОСТе⁴ место расположения измерительного участка в кривой вообще не упоминалось, то в новом есть неопределенность в том, где именно должен быть обустроен измерительный участок пути по длине кривой. Следует ожидать, что по величине силовое воздействие в разных местах кривой и при разной накатке (а также в разное время года) будет различаться.

Таким образом, сравнивать боковые и вертикальные силы, полученные даже при одинаковом радиусе и продольном профиле, можно только при полном совпадении местоположения тензодатчиков по длине кривой и при равной величине бокового износа. Во всех иных случаях сравнение будет заведомо некорректным.

Анализ результатов измерений боковых и вертикальных сил, проведенных для полувагонов с осевой нагрузкой в 245,3 кН, и изучение формирования бокового износа наружного рельса в кривых радиусом 298 м (длиной 506 м на спуске со средневзвешенным уклоном в круговой ее части 16,4‰ после пропуска 42,5 млн т груза брутто) и 565 м (длиной 333 м на спуске со средневзвешенным уклоном в круговой ее части 17,4‰ после пропуска 159,0 млн т груза брутто) в условиях Слюдянской дистанции пути, позволяет сделать следующие выводы.

1. Для анализа силового воздействия колес подвижного состава на рельсы необходимо учитывать и оценивать боковые силы, дифференцируя их по модулю и по направленности (внутрь и наружу рельсовой колеи).

2. Гистограммы боковых сил на обоих рельсах в обеих кривых двухмодальные, образованные от воздействия колес 1-й, 3-й осей и колес 2-й, 4-й осей.

3. Эффект «сжатия» поверхности головки наружного рельса боковыми силами от колес 1-й, 3-й осей и 2-й, 4-й осей, имеющих противоположную направленность, приводит к образованию дефекта на верхней части боковой рабочей поверхности головки рельса в виде «чешуек».

4. Боковая нагрузка воздействует на внутренний рельс по двум дорожкам качения. Ближняя к рабочей грани рельса дорожка формируется силами, направленными наружу рельсовой колеи; дальняя — силами, направленными внутрь. Это приводит к тому, что поверхность головки рельса в зоне между дорожками качения подвергается «сжатию», что, в свою очередь, способствует возникновению в середине поверхности качения рельса контактно-усталостных дефектов.

5. С увеличением боковой силы на наружном рельсе прямо пропорционально возрастает боковая сила от колес той же самой колесной пары на внутренний рельс.

6. Характер изменения боковых сил по длине кривой в пределах измерительного участка синхронен эпюре изменения бокового износа.

7. Для корректного сравнения силовых факторов с данными, полученными другими авторами, необходимо, чтобы помимо равенства радиусов кривых и продольного профиля совпадали местоположение датчиков по длине кривой и величина бокового износа.

8. Местоположение испытательных сечений с датчиками необходимо согласовывать с эпюрой бокового износа кривой.

9. Необходимо дополнить ГОСТ 34759—2021 уточнением, где, сколько и на каком расстоянии друг от друга необходимо располагать измерительные участки и испытательные сечения с тензодатчиками, а также при какой величине бокового износа и сколько раз надо производить измерения силовых параметров.

Благодарности: авторы выражают благодарность ведущему конструктору Дорожного конструкторско-технологического бюро Дальневосточной железной дороги И. А. Пухову за предоставленную версию о причинах повышения интенсивности бокового износа в конце кривой; ведущему инженеру Научно-исследовательского и конструкторско-технологического института подвижного состава (ВНИКТИ) М. Г. Акашеву за предоставленные исходные материалы по замерам боковых и вертикальных сил; рецензентам за полезные замечания, способствовавшие улучшению статьи.

Acknowledgments: the authors would like to express their gratitude to I. A. Pukhov, a Leading Designer of the Railway Design and Engineering Center of the Far Eastern Railway, for sharing his view on the causes behind the greater intensity of lateral wear at the end of a curve; M. G. Akashev, a Leading Engineer of the Scientific-Research and Design-Technology Institute of Rolling Stock (VNIKTI), for sharing source materials on measuring lateral and vertical forces; to the reviewers for their constructive comments, improving the quality of the article.

³ ГОСТ 34759—2021. Железнодорожный подвижной состав. Нормы допустимого воздействия на железнодорожный путь и методы испытаний: дата введения 2022-02-01 с правом досрочного применения. М.: Российский институт стандартизации, 2021. С. 8.

⁴ ГОСТ Р 55050—2012.

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. Вериго М. Ф., Коган А. Я. Взаимодействие пути и подвижного состава. М.: Транспорт, 1986. 560 с. [Verigo M. F., Kogan A. Ya. *Interaction of track and rolling stock*. Moscow: Transport; 1986. 560 p. (In Russ.)].

2. Ромен Ю. С. Взаимодействие пути и экипажа в рельсовой колее. М.: РАС, 2019. 160 с. [Romen Yu. S. *Interaction of the path and the crew in the rail track*. Moscow: RAS; 2019. 160 p. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/dprfoa>.

3. Ромен Ю. С. Факторы, обуславливающие процессы взаимодействия в системе колесо—рельс при движении поезда в кривых // Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2015. Т. 74, № 1. С. 17–26 [Romen Yu. S. Factors Responsible for Wheel—Rail Interaction in Curves. *Russian Railway Science Journal*. 2015;74(1):17–26. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/tolhqr>.

4. Ромен Ю. С., Суслев О. А., Баляева А. А. Определение сил взаимодействия в системе колесо—рельс на основании измерения напряжений в шейке рельса // Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2017. Т. 76, № 6. С. 354–361 [Romen Yu. S., Suslov O. A., Balyaeva A. A. Determining the force of interaction in a wheel—rail system based on measuring stresses in rails neck. *Russian Railway Science Journal*. 2017;76(6):354–361. (In Russ.)]. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2017-76-6-354-361>.

5. Бржезовский А. М. Предложения по разработке референтной методики измерения боковых сил // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2022. Т. 81, № 2. С. 101–113 [Brzhezovskiy A. M. Proposals for development of a reference method for measuring lateral forces. *Russian Railway Science Journal*. 2022;81(2):101–113. (In Russ.)]. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2022-81-2-101-113>.

6. Коган А. Я. Оценка интенсивности бокового и вертикального износов рельсов под проходящими поездами // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2017. Т. 76, № 3. С. 138–145 [Kogan A. Ya. Evaluation of the intensity of lateral and vertical wear of rails under passing trains. *Russian Railway Science Journal*. 2017;76(3):138–145. (In Russ.)]. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2017-76-3-138-145>.

7. Карпушенко Н. И., Величко Е. С., Антерейкин Е. С. Анализ процессов нарастания износа рельсов и их ресурса в кривых участках пути // Наука и транспорт. 2012. № 3. С. 48–51 [Karpushchenko N. I., Velichko E. S., Antereykin E. S. Analysing processes contributing to greater wear of rails and reduction of their service life in curved segments of the track. *Nauka i transport*. 2012;(3):48–51. (In Russ.)].

8. Исследование бокового износа рельсов в кривых на перевальном участке / Н. И. Карпушенко [и др.] // Путь и путевое хозяйство. 2018. № 9. С. 35–40 [Karpushchenko N. I., Antereykin E. S., Zamelova D. Yu., Trukhanov P. S. Research work of rail wear in curved track in the pike. *Railway Track and Facilities*. 2018;(9):35–40. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/xydwzv>.

9. Карпушенко Н. И., Река Е. М. Интенсивность бокового износа рельсов в кривых в зависимости от эксплуатационных условий // Вестник Сибирского государственного университета путей

сообщения. 2022. № 2 (61). С. 57–66 [Karpushchenko N. I., Reka E. M. Intensity of rail lateral wear in curves depending on operating conditions. *The Siberian Transport University Bulletin*. 2022;(2):57–66. (In Russ.)]. https://doi.org/10.52170/1815-9265_2022_61_57.

10. Бороненко Ю. П., Рахимов Р. В. Экспериментальное определение боковых нагрузок от взаимодействия колеса с рельсом // Транспорт Российской Федерации. 2019. № 6(85). С. 50–53 [Boronenko Yu. P., Rakhimov R. V. Experimental determination of side loading from wheel—rail interaction. *Transport of the Russian Federation*. 2019;(6):50–53. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/nlzoqr>.

11. Певзнер В. О., Белоцветова О. Ю., Потапов А. В. Результаты наблюдений по оценке влияния эксплуатационных факторов на боковой износ рельсов // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2016. Т. 75, № 4. С. 242–247 [Pevzner V. O., Belotsvetova O. Yu., Potapov A. V. Results of observations to evaluate the impact of operational factors on the side rail wear. *Russian Railway Science Journal*. 2016;75(4):242–247. (In Russ.)]. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2016-75-4-242-247>.

12. Экспериментальное определение боковых сил в системе «колесо—рельс» при движении поездов по горно-перевальному участку / А. П. Ресельс [и др.] // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2020. Т. 65, № 1. С. 75–84 [Resel's A. P., Filatov E. V., Koven'kin D. A., Baranov T. M. Experimental determination of lateral forces in the «wheel—rail» system during the movement of trains along the mountain-pass section. *Modern Technologies. System Analysis. Modeling*. 2020;65(1):75–84. (In Russ.)]. [https://doi.org/10.26731/1813-9108.2020.1\(65\).75-84](https://doi.org/10.26731/1813-9108.2020.1(65).75-84).

13. Краснов О. Г., Акашев М. Г., Колтунов В. Ю. Силловые факторы, действующие на путь от разных типов подвижного состава в условиях горно-перевального участка // Наука 1520 ВНИИЖТ: Загляни за горизонт: сб. матер. науч.-практ. конф. АО «ВНИИЖТ», Щербинка, 26–27 августа 2021 г. Щербинка: АО «ВНИИЖТ», 2021. С. 110–115 [Krasnov O. G., Akashev M. G., Koltunov V. Yu. Force factors acting on the track from different types of rolling stock in the conditions of the mountain-overpass area. In: *Science 1520 Railway Research Institute: Look beyond the horizon: Collection of research and practice conference materials JSC VNIIZhT, 26–27 August 2021, Shcherbinka*. Shcherbinka: JSC VNIIZhT; 2021. p. 110–115. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/cthegv>.

14. Обобщение мирового опыта тяжеловесного движения: конструкция и содержание железнодорожной инфраструктуры: [сб. ст.] / пер. с англ. С. М. Захарова. М.: Интекст, 2012. 568 с. [Zakharov S. M. (transl.) *Generalisation of Global Experience in Heavy-Haul Traffic: Design and Maintenance of Railway Infrastructure: [collection of articles]*. Moscow: Intext Publ.; 2012. 568 p. (In Russ.)].

15. Эволюция повреждаемости рельсов дефектами контактной усталости / Е. А. Шур [и др.] // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2015. Т. 74, № 3. С. 3–9 [Shur E. A., Borts A. I., Sukhov A. V., Abdurashitov A. Yu., Bazanova L. V., Zagranichesk K. L. Evolution of the Contact-Fatigue Defects Caused Rail Failure Rate. *Russian Railway Science Journal*. 2015;74(3):3–9. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/tuvqnp>.

16. Луговский А. Ю., Богданов О. К. Правильно ли мы определяем интенсивность бокового износа в кривых? // Путь и путевое хозяйство. 2022. № 6. С. 33–37 [Lugovsky A. Yu., Bogdanov O. K. Do we correctly determine the rate of side wear in curves? *Railway Track and Facilities*. 2022;(6):33–37. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/gdoxyu>.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Алексей Юрьевич ЛУГОВСКИЙ,

канд. физ.-мат. наук, начальник департамента, департамент оптических средств диагностики, Фирма ТВЕМА (107140, г. Москва, 1-й Красносельский пер., д. 3). Author ID: 139486, <https://orcid.org/0000-0002-1942-3906>

Олег Константинович БОГДАНОВ,

канд. техн. наук, ведущий научный сотрудник, отдел пути и специального подвижного состава, Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава (ВНИКТИ, 140402, Московская область, г. Коломна, ул. Октябрьской революции, д. 410), <https://orcid.org/0009-0005-7901-2905>

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Alexey Yu. LUGOVSKY,

Cand. Sci. (Phys. and Math.), Head of the Department, Optical Diagnostic Tools Department, Firma TVEMA (107140, Moscow, 3, 1st Krasnoselskiy lane), Author ID: 139486, <https://orcid.org/0000-0002-1942-3906>

Oleg K. BOGDANOV,

Cand. Sci. (Eng.), Leading Researcher, Track and Special Rolling Stock Department, Scientific-Research and Design-Technology Institute of Rolling Stock (140402, Kolomna, 410, Otkyabrskoy Revolyutsii St.), <https://orcid.org/0009-0005-7901-2905>

ВКЛАД АВТОРОВ

Алексей Юрьевич ЛУГОВСКИЙ. Обзор основных направлений исследований, сбор и структурирование материала, проведение расчетов, оценка результатов, текст статьи (40%).

Олег Константинович БОГДАНОВ. Обзор основных направлений исследований, сбор и структурирование материала, проведение расчетов, оценка результатов, написание и редактирование текста статьи (60%).

CONTRIBUTION OF THE AUTHORS

Alexey Yu. LUGOVSKY. Overviewing the main lines of research, gathering and structuring materials, performing calculations, assessing results, writing the draft (40%).

Oleg K. BOGDANOV. Overviewing the main lines of research, gathering and structuring materials, performing calculations, assessing results, follow-on revision of the text (60%).

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

The authors have read and approved the final manuscript.

Статья поступила в редакцию 23.08.2023, рецензия от первого рецензента получена 07.09.2023, рецензия от второго рецензента получена 26.09.2023, принята к публикации 13.11.2023.

The article was submitted 23.08.2023, first review received 07.09.2023, second review received 26.09.2023, accepted for publication 13.11.2023.



ПАТЕНТЫ ВНИИЖТ

**ПРОГРАММНЫЙ КОМПЛЕКС
ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ПЕРЕВОЗОК**

С. А. Виноградов, М. И. Мехедов,
Л. А. Мугинштейн, Л. Н. Понарин, О. В. Ляшко,
С. В. Лобанов, В. Ю. Кирякин, А. Ю. Анфиногенов

Программный комплекс предназначен для моделирования микроуровня, позволяет создавать цифровые двойники железнодорожных направлений для решения задач определения основных факторов, влияющих на стабильный пропуск грузовых поездопотоков на протяженных железнодорожных линиях, и выработки мер по снижению отрицательно влияющих на перевозочный процесс факторов. Имитационное моделирование микроуровня железнодорожного участка включает объектные модели имитируемых виртуальных объектов железной дороги (перегоны, блок-

участки, станции, поезда, локомотивы и т. д.) в объеме, необходимом для проектирования цифровых двойников при решении прикладных задач, в том числе моделировании диспетчерского управления при оперативном перестроении графика движения поездов.

Свидетельство о регистрации программы для ЭВМ
№ 2022617512 от 21.04.2022. Заявка № 2022616306 от
08.04.2022. <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=48492409>

По вопросам использования интеллектуальной собственности обращаться по адресу: 129626, г. Москва, 3-я Мытищинская ул., д. 10, Научно-издательский отдел АО «ВНИИЖТ».

Тел.: (495) 602-83-01, e-mail: journal@vniizht.ru, www.vniizht.ru



ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Оригинальная статья

УДК 629.4.015

DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-4-314-324>

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



Численное моделирование трогания поезда при неполном отпуске тормозов

Е. А. Потахов ✉

Петербургский метрополитен,
Санкт-Петербург, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Введение. При неустановившемся движении поезда возникают резкие перемены величины силы тяги, сопровождающиеся колебательными и иногда ударными относительными движениями вагонов. При этом автосцепки испытывают нагрузку, что является одной из причин их обрывов. Цель исследования — определение величин и характера изменения продольно-динамических межвагонных сил, возникающих при трогании поезда с места и трогании в случае невыдержки времени полного отпуска тормозов (при действии тормозных сил в хвостовой части).

Материалы и методы. Для расчета продольных сил, возникающих при трогании поезда с места, применяется численное моделирование. Цифровая многомассовая модель каждого поезда представляет собой систему твердых тел, соединенных упруго-вязкими связями. Разработана упрощенная модель автосцепного устройства, учитывающая жесткость и вязкость поглощающего аппарата, а также зазоры в ударно-тяговых приборах.

Результаты. Выполнены численные эксперименты трех режимов движения: трогания поезда с места; трогания поезда в случае невыдержки времени полного отпуска тормозов последнего вагона (принято, что последний вагон неподвижен); трогания поезда в случае неполного отпуска тормозов в последней трети поезда при действии переменных тормозных сил. В результате моделирования для каждого вида виртуального эксперимента были установлены характер и величина изменения продольных межвагонных сил: при установившемся режиме движения и при переходном, наиболее нагруженном режиме движения.

Обсуждение и заключение. Для рассматриваемых поездов максимальная межвагонная нагрузка при трогании в случае неподвижности последнего вагона превышает в среднем в два раза максимальную межвагонную нагрузку, возникающую при трогании поезда после полного отпуска тормозов. Определено, что неполный отпуск тормозов в последней трети поезда в выбранных условиях увеличивает максимальную продольную нагрузку на 2,22–6,23 %.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: поезд, трогание, продольные силы, численное моделирование, нагрузка автосцепок

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Потахов Е. А. Численное моделирование трогания поезда при неполном отпуске тормозов // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2023. Т. 82, № 4. С. 314–324. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-4-314-324>.

✉ epotakhov@mail.ru (Е. А. Потахов)

© Потахов Е. А., 2023



TECHNICAL MEANS OF RAILWAY TRANSPORT

Original article

UDK 629.4.015

DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-4-314-324>

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



Numerical modelling of train pulling off with incomplete brake release

Egor A. Potakhov ✉

St. Petersburg Metro,
St. Petersburg, Russian Federation

ABSTRACT

Introduction. Unsteady train movement causes abrupt changes in the traction magnitude with oscillating and sometimes shocking relative movements of the cars. Under these conditions, the automatic couplers are subjected to stress, which leads to their breakage. The research is intended to determine the magnitudes and nature of changes in longitudinal dynamic inter-car forces arising when the train pulls off and pulls off without holding the time of full brake release (with braking forces acting in the tail section).

Materials and methods. Calculation of the longitudinal forces occurring when the train pulls off applies numerical modelling. The digital multi-mass model of each train is a system of solid bodies connected by elastic ductile bonds. The author developed a simplified model of the automatic coupler that takes into account the stiffness and ductility of the draft gear as well as the clearances in the shock and traction devices.

Results. The researcher performed numerical experiments of the three operation modes: train pulling off; train pulling off without holding the time of full brake release of the last car (with the last car assumed stationary); train pulling off without full brake release in the last third of the train under variable braking forces. Modelling for each type of virtual experiment established the nature and magnitude of changes in the longitudinal inter-car forces: in the steady-state motion and in the transient, the most loaded mode of train operation.

Discussion and conclusion. The trains under consideration show that the maximum inter-car loading when pulling off with the last car stationary is, on average, twice as high as the maximum inter-car loading when a train pulls off after full brake release. The author determined that incomplete brake release in the last third of the train under selected conditions increases the maximum longitudinal loading by 2.22–6.23 %.

KEYWORDS: train, pulling off, longitudinal forces, numerical modelling, automatic coupler loading

FOR CITATION: Potakhov E. A. Numerical modelling of train pulling off with incomplete brake release. *Russian Railway Science Journal*. 2023;82(4):314-324. (In Russ.). <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-4-314-324>.

✉ epotakhov@mail.ru (E. A. Potakhov)

© Potakhov E. A., 2023

Введение. При стационарных режимах ведения поезда усилия, возникающие в ударно-тяговых приборах наиболее напряженных сечений поезда, как правило, лишь незначительно превышают силу тяги локомотива. Однако при переходных (неустановившихся) режимах движения поезда усилия, возникающие в ударно-тяговых приборах, могут существенно превосходить силу тяги. К переходным режимам относят процессы, возникающие при трогании поезда с места, торможении при движении тяжелого поезда по переломному продольному профилю пути, резком изменении силы тяги, маневровых операциях, сопровождающихся соударением вагонов, и т. п. Принципиальным отличием взаимодействия вагонов в поезде при переходном режиме являются относительные движения вагонов колебательного, а иногда и ударного характера¹.

К основным видам повреждений вагонов относятся обрывы автосцепок [1, 2]. При этом исходя из опыта эксплуатации железнодорожного подвижного состава ОАО «РЖД»² известно, что важным условием при трогании поезда после торможения с остановкой является выдержка времени, необходимая для полного отпуска тормозов. Неотпуск тормозов хвостовых вагонов — одна из причин обрыва автосцепных устройств [2–4].

В контуре зацепления автосцепок между ударными поверхностями, а также между клином тягового хомута и отверстиями в хомуте с одной стороны и хвостовика автосцепки — с другой, имеются зазоры. Согласно [5], для нового автосцепного устройства суммарные зазоры могут составлять около 40 мм на один вагон, а при эксплуатации могут достигать 100 мм. Современные ударно-тяговые приборы подвижного состава имеют зазоры 65–70 мм на одно сцепление. Исходя из работы [6], можно сделать вывод о наличии в автосцепках вагонов зазоров от 45 до 65 мм. Согласно [2], зазоры в автосцепках при эксплуатации могут составлять 60–80 мм. Наличие зазоров в межвагонных соединениях существенно влияет на динамические процессы, протекающие в поезде [7–9].

Целью работы является определение величин и характера изменения продольно-динамических межвагонных сил, возникающих при трогании поезда с места и трогании в случае невыдержки времени полного отпуска тормозов (при действии тормозных сил в хвостовой части).

Материалы и методы. Сложные явления динамики системы вагонов в составе поезда целесообразно изучать на моделях в лабораторных условиях, применяя физическое и математическое моделирование. При этом задача продольной динамики поезда, в которой учитываются реальные характеристики поглощающих аппаратов и зазоры ударно-тяговых приборов, приводящие к разрыву поезда в переходных режимах, сложна для аналитического решения. Поэтому для решения неоднородных дифференциальных уравнений сложных систем применяются численные методы интегрирования, которые легко реализуются на цифровых вычислительных машинах (ЦВМ) [6]. Процесс интегрирования дифференциальных уравнений динамики на ЦВМ называют цифровым, или численным моделированием. Существует целый ряд научных работ, в которых используются методы численного моделирования для исследования продольных межвагонных нагрузок поезда [2, 6–8, 10–14]. В настоящей работе исследование нагрузок, возникающих при трогании поезда с места, осуществляется численным методом в среде специализированного функционала Motion программного комплекса SolidWorks.

Условия виртуального эксперимента. С целью установления закономерностей распределения продольных сил в составе рассматриваются произвольные восемь однородных поездов, сформированных из электровоза ВЛ10^У и 8, 11, 13, 15, 17, 20, 22 и 25 вагонов (порожних универсальных платформ модели 13–2114).

В статье рассматривается процесс трогания поезда при условии, что зазоры во всех ударно-тяговых приборах не выбраны (сжатый состав). Принято допущение, что во всех автосцепных устройствах зазоры на одно сцепление равны величине $\varepsilon \approx 70$ мм, а движение состава происходит на ровном участке пути без уклона.

Перед выполнением виртуального эксперимента была проведена проверка массы выбранного произвольного состава при трогании с места и проверка массы поезда по длине приемо-отправочных путей в соответствии с Правилами тяговых расчетов для поездной работы³. Основное удельное сопротивление движению локомотива и удельное сопротивление локомотива при трогании рассчитываются с условием, что в буксах электровоза используются подшипники качения и при допущении движения на звеньевом ровном пути.

¹ Вериго М. Ф. Динамика вагонов: конспект лекций для студентов-заочников специальности «Вагоностроение и вагонное хозяйство». М.: ВЗИИЖТ, 1971. 176 с.; Вершинский С. В., Данилов В. Н., Челноков И. И. Динамика вагона: учеб. для вузов ж.-д. транспорта. М.: Транспорт, 1978. 352 с.

² Об утверждении рекомендаций по предотвращению случаев обрывов автосцепных устройств грузовых вагонов [Электронный ресурс]: утв. распоряжением ОАО «РЖД» от 02.11.2010 № 2260р. URL: <https://docs.cntd.ru/document/420281784> (дата обращения: 10.08.2023).

³ Правила тяговых расчетов для поездной работы [Электронный ресурс]: утв. распоряжением ОАО «РЖД» от 12.05.2016 № 867р. URL: <https://www.consultant.ru/cons/cgi/online.cgi?req=doc&base=EXP&n=672553#A3m1uuTNCIALJ9OO> (дата обращения: 10.08.2023).

С целью сравнения выполнено моделирование трогания поезда с места и трогания поезда в случае невыдержки времени полного отпуска тормозов. В связи с тем, что наибольший интерес представляет изучение самых опасных режимов нагружения автосцепных устройств, рассматривается трогание поезда при быстром нарастании силы тяги. Принято, что время возрастания силы тяги составляет 0,5 с.

Цифровая модель поезда. Исследовать колебания и нагрузки, возникающие при трогании поезда с места, можно по расчетной схеме, согласно которой поезд представляется системой твердых тел, последовательно соединенных упругими и вязкими связями (дискретная модель) [2, 11, 15]. В связи с этим составляется упрощенная численная модель поезда (рис. 1), включающая систему твердых тел, соединенных упруго-вязкими связями.

Упрощенная модель автосцепного устройства оснащена пружиной и демпфером, моделирующими жесткость и вязкость поглощающего аппарата, а также учитывает зазоры ударно-тягового прибора. Модель поезда расположена на горизонтальном основании.

Созданы восемь виртуальных поездов, которые содержат 8, 11, 13, 15, 17, 20, 22 и 25 вагонов. Масса вагона составляет 22,0 т, масса локомотива (электровоза ВЛ10^У) — 200,0 т.

В соответствии с техническими условиями ТУ 24.05.001.132-01⁴ универсальные платформы модели 13-2114 должны быть оборудованы автосцепными устройствами с автосцепкой СА-3 по ГОСТ 3475-81⁵ и поглощающим аппаратом не ниже класса Т1 по ГОСТ 32913-2014⁶. Максимальная энергоемкость поглощающих аппаратов класса Т1 по ГОСТ 32913-2014 составляет не менее 90 кДж, а конструктивный ход — 90–120 мм.

Известно, что максимальная сила сопротивления поглощающего аппарата при динамическом нагружении и сжатии на величину рабочего хода, равного конструктивному, не должна превышать максимальной нормативной силы, равной 3000 кН⁷. Тогда коэффициент жесткости «линейной пружины», имитирующей упругий элемент поглощающего аппарата в среде Motion SolidWorks, можно определить исходя из закона Гука следующим образом:

$$K_{\text{па}} \approx \frac{F_{\text{max}}}{h}, \quad (1)$$

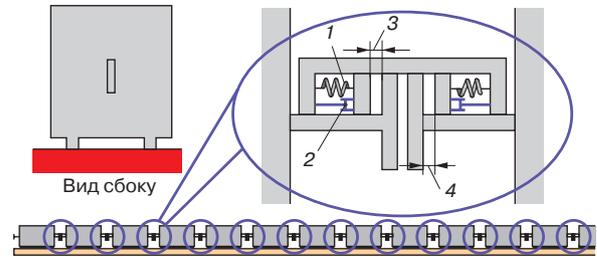


Рис. 1. Модель поезда:

1 — пружина; 2 — демпфер; 3, 4 — зазоры

Fig. 1. Train model:

1 — spring; 2 — damper; 3, 4 — clearances

где F_{max} — максимальная нормативная сила, Н; h — ход поглощающего аппарата, м.

Диссипативные свойства поглощающего аппарата в Motion SolidWorks моделируются функцией «демпфер» (коэффициент демпфирования). Известно, что коэффициент поглощения энергии (отношение поглощенной энергии к воспринятой) поглощающего аппарата, соответствующего ГОСТ 32913-2014, при динамическом нагружении должен быть не менее 0,7. При этом Motion SolidWorks позволяет получить эпюру кинетической энергии, вызванной поступательным или линейным движением детали. В связи с этим выполняется численное моделирование по подбору коэффициента демпфирования. К нажимному конусу модели поглощающего аппарата прикладывается сила, равная 3000 кН, после двух секунд воздействие нагрузки прекращается. Затем определяется эпюра кинетической энергии смещения, по которой устанавливается воспринятая энергия и энергия отдачи. Из разницы воспринятой энергии и энергии отдачи определяется поглощенная энергия. Значение коэффициента демпфирования подбирается таким образом, чтобы отношение поглощенной энергии к воспринятой составляло не менее 0,7. На основании проведенных расчетов коэффициент демпфирования был принят 2000 Н·с/мм, который соответствует коэффициенту поглощения энергии, равному 0,83.

Выбранное значение коэффициента демпфирования в 2000 Н·с/мм соразмерно с коэффициентами демпфирования в работах [16, 17]. Взаимодействие элементов в численной среде моделируется функцией «контакт трехмерных твердых тел».

⁴ТУ 24.05.001.132-01. Платформа универсальная модель 13-2114 [Электронный ресурс]. URL: <https://docs.cntd.ru/document/415993595> (дата обращения: 10.08.2023).

⁵ГОСТ 3475-81. Устройство автосцепное подвижного состава железных дорог колеи 1520 (1524) мм. Установочные размеры: 1982-01-01. М.: Изд-во стандартов, 1981. 6 с.

⁶ГОСТ 32913-2014. Аппараты поглощающие сцепных и автосцепных устройств железнодорожного подвижного состава. Технические требования и правила приемки: дата введения 2015-06-01. М.: Стандартинформ, 2015. 12 с.

⁷Там же. С. 4.

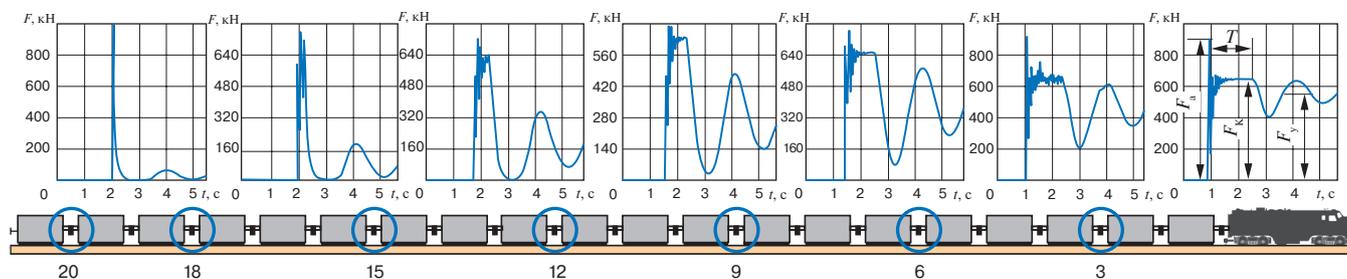


Рис. 2. Общий вид изменения продольных сил в сечениях состава при трогании
 Fig. 2. General view of changes in longitudinal forces in sections of the train when pulling off

Полное удельное сопротивление вагонов (локомотива) моделируется коэффициентом трения контакта моделей вагонов (локомотива) с основанием. Этот коэффициент представляет собой сумму основного удельного сопротивления движению и сопротивления при трогании.

Численное моделирование трогания поезда. Сила тяги при моделировании прикладывается к корпусу первой автосцепки СА-3 локомотива. Значение касательной силы тяги (680 кН) электровоза при трогании с места принято в соответствии с Правилами тяговых расчетов для поездной работы⁸.

Численное моделирование трогания проводилось для восьми составов, сформированных из 8, 11, 13, 15, 17, 20, 22 и 25 вагонов, при одинаковой силе тяги. В ходе моделирования наблюдалось поочередное (волновое) нагружение автосцепок вдоль состава, сопровождающееся ударными нагрузками, что подтверждается более ранними исследованиями [2, 7, 9].

На графиках продольных сил поездов в большинстве межвагонных связей наблюдается период T , при котором продольная сила приблизительно равна касательной силе тяги при трогании F_K . Амплитуда ударного воздействия F_a увеличивается от начала состава к его концу; установившаяся продольная нагрузка F_y и период T от первого вагона поезда до последнего уменьшается (рис. 2).

Можно наблюдать, что при установившемся режиме движения величины нагрузок на межвагонные автосцепки уменьшаются от головного вагона к концу состава по линейной зависимости (рис. 3, а). Возможность этого подтверждается в [13]. При этом для поездов, сформированных из 8, 11, 13, 15, 17, 20, 22 и 25 вагонов, установившиеся продольные силы, действующие между локомотивом и первым вагоном, отличаются менее чем на 10,3%, а установившиеся силы между последним и предпоследним вагонами составляют: 75,51; 55,33; 43,85; 38,73; 32,06; 40,99 кН

(рис. 3, а). На рис. 3 упруго-вязкое (межвагонное) соединение n соответствует продольным силам между вагонами n и $n-1$ поезда (например, упруго-вязкое соединение № 1 соответствует продольным силам между первым вагоном и локомотивом).

Сила тяги на сцепке локомотива (нагрузка на передний ударно-тяговый прибор первого вагона поезда) при трогании с места определяется по формуле⁹

$$F_{\text{итр}} = F_{K\text{тр}} - W'_K = F_{K\text{тр}} - (w'_0 + w'_{\text{тр}})m_{\text{л}}g \approx 680\,000 - 0,000\,875 \cdot 200\,000 \cdot 10 = 678,25 \text{ кН}, \quad (2)$$

где $F_{K\text{тр}}$ — касательная сила тяги при трогании, кН; W'_K — полное удельное сопротивление движению локомотива, Н/кН; w'_0 — основное удельное сопротивление движению локомотива, Н/кН; $w'_{\text{тр}}$ — удельное сопротивление движению локомотива при трогании, Н/кН; $m_{\text{л}}g$ — вес локомотива, кН.

Исходя из сравнения, устоявшаяся нагрузка на ударно-тяговый прибор первого вагона поезда, рассчитанная численным методом (рис. 3), с незначительной погрешностью подтверждается аналитическим расчетом (2).

Общий вид полученных графиков продольных межвагонных сил в зависимости от времени (колебательный характер с постепенным уменьшением амплитуд, колебания сил относительно устоявшегося режима тяги) (рис. 2) в целом похож на графики продольных сил поезда при трогании, полученные аналитическим и численным моделированием с учетом упруго-вязких связей [9].

При аппроксимировании в Microsoft Excel максимальных значений продольных сил, образующихся при трогании поезда, выбрана полиномиальная линия тренда третьей степени. Пример аппроксимирования показан на рис. 3, б. В характере изменения продольных межвагонных нагрузок в поездах, содержащих 13, 15, 17, 20, 22 и 25 вагонов, можно выделить три участка

⁸Правила тяговых расчетов для поездной работы. URL: <https://www.consultant.ru/cons/cgi/online.cgi?req=doc&base=EXP&n=672553#A3m1uuTHCIALJ900> (дата обращения: 10.08.2023).

⁹Там же.

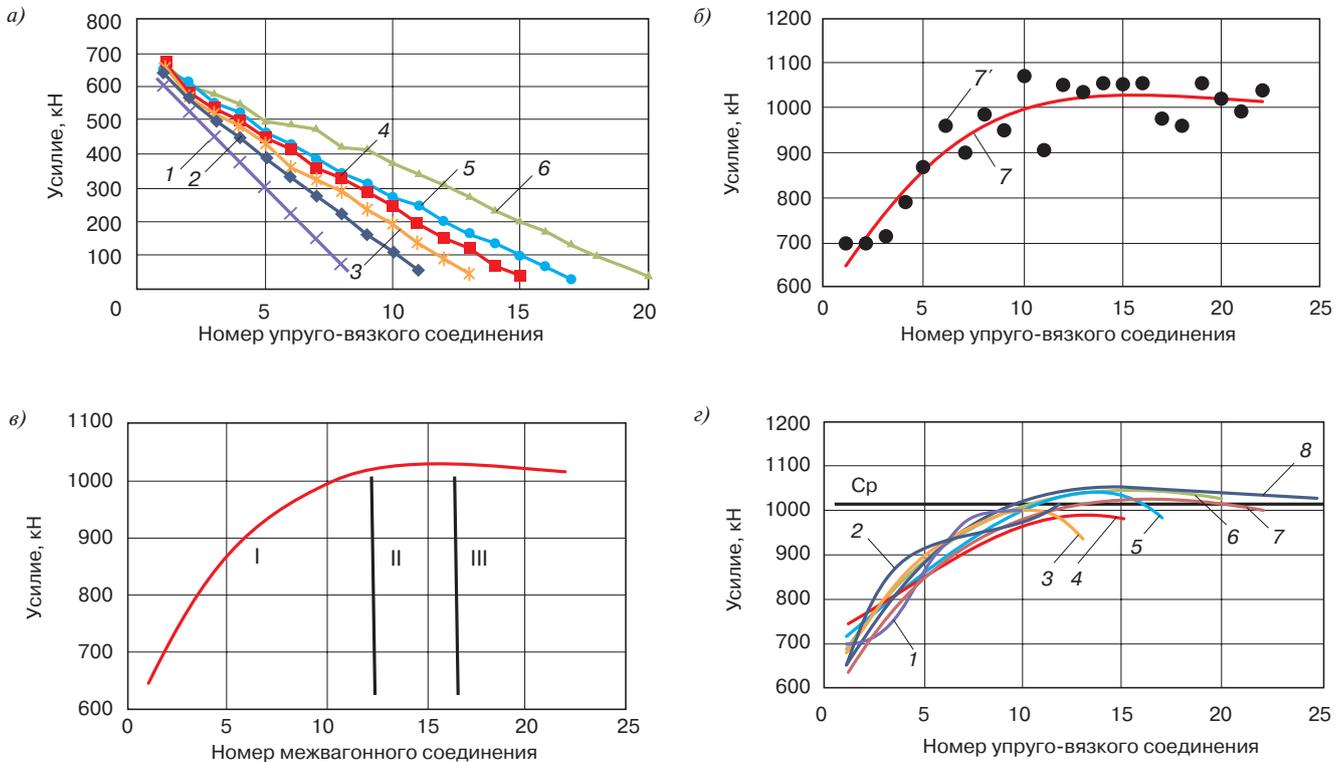


Рис. 3. Продольные силы между вагонами в составе (нагрузка на автосцепку) при трогании:
a — при установившемся режиме движения; *b* — пример аппроксимирования; *c* — максимальные значения при переходном режиме движения (общий вид); *d* — максимальные значения при переходном режиме движения: *I* — состав из 8 вагонов; *2* — состав из 11 вагонов; *3* — состав из 13 вагонов; *4* — состав из 15 вагонов; *5* — состав из 17 вагонов; *6* — состав из 20 вагонов; *7* — состав из 22 вагонов; *7'* — состав из 22 вагонов (исходный результат); *8* — состав из 25 вагонов; *Cp* — среднее значение нагрузок последних межвагонных соединений; *I, II, III* — участки изменения продольных межвагонных нагрузок

Fig. 3. Longitudinal inter-car forces in the train (load on the automatic coupler) when pulling off:
a — in the steady operation mode; *b* — approximation example; *c* — maximum values in transient train operation (general view); *d* — maximum values in transient train operation: *I* — 8-car train; *2* — 11-car train; *3* — 13-car train; *4* — 15-car train; *5* — 17-car train; *6* — 20-car train; *7* — 22-car train; *7'* — 22-car train (the original result); *8* — 25-car train; *Cp* — average value of loading of the last inter-car connections; *I, II, III* — areas of change in longitudinal inter-car loading

(рис. 3, *c*). Участок *I* характеризуется резким увеличением нагрузки от первого вагона. На участке *II* наблюдаются амплитудные значения нагрузки. Участок *III* характеризуется медленным уменьшением нагрузки к последнему вагону. Длины участков *I, II, III* различны для разных поездов. При этом максимальные продольные силы, действующие между локомотивом и первым вагоном, а также между последним и предпоследним вагонами, для поездов, сформированных из 8, 11, 13, 15, 17, 20, 22 и 25 вагонов, приблизительно равны (рис. 3, *d*). Среднее значение максимальных продольных сил, действующих между локомотивом и первым вагоном, — 688,316 кН. Максимальные продольные силы, возникающие в составах, составляют от 992,202 до 1056,396 кН. Среднее значение максимальных продольных сил, возникающих в составах, — 1018,746 кН. Среднее значение максимальных продольных сил, возникающих между последним и предпоследним вагонами, — 1001,885 кН (рис. 3, *d*).

Максимальные межвагонные силы (600–1000 кН), полученные при моделировании трогания поезда из 8–25 порожних вагонов, значительно превышают результаты натурных испытаний [18], где максимальные силы при трогании 72-вагонного наливного поезда (поглощающие аппараты классов *T0* и *T1*) не превышали 450 кН в середине состава и 350 кН во второй трети. Данное отличие обусловлено характером нарастания касательной силы тяги локомотива: в проводимом исследовании время возрастания силы тяги принято равным 0,5 с, а согласно [9] время нарастания развиваемой локомотивом силы тяги для поездов массой 6000 т рекомендуется производить за 16 с (в один этап) или за 7–8 с (в два этапа). Также известно, что если в процессе переходного режима проявляются зазоры, то время нарастания развиваемой локомотивом силы тяги оказывает существенное влияние на уровни наибольших сил в автосцепках поезда, которые значительно превышают силу, развиваемую локомотивом.

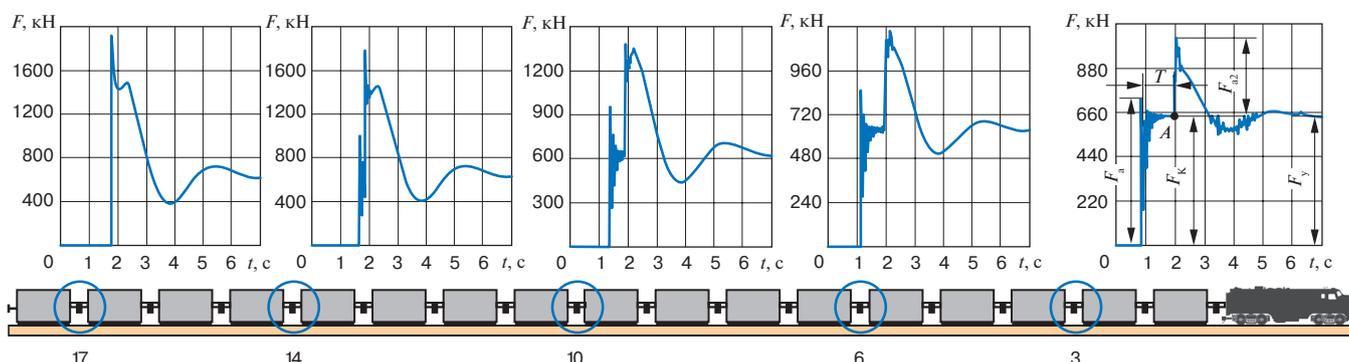


Рис. 4. Общий вид изменения продольных сил в сечениях состава при трогании поезда в случае неподвижности последнего вагона

Fig. 4. General view of changes in longitudinal forces in sections of the train when pulling off with the last stationary car

Общий вид полученных графиков максимальных продольных межвагонных сил (рис. 3, в) похож на распределение наибольших сил при трогании: сжатого почти однородного поезда массой 1520 т [9, 16], сжатого однородного поезда массой 4100 т [9], однородного осажённого поезда массой 10 000 т [19], однородного сжатого состава массой 5600 т при оборудовании поглощающими аппаратами различного типа [1].

Величины амплитуд максимальных продольных межвагонных сил (рис. 3, з) соразмерны с результатами исследования, указанными в [19]. Кроме того, полученные графики максимальных продольных сил (рис. 3, з) соответствуют расчетным данным, в которых указано, что межвагонные продольные силы, полученные при трогании поезда с зазорами в сцепных устройствах от 10 до 40 мм, превосходят по величине касательную силу тяги локомотива на 12–63%¹⁰. Полученные графики (рис. 3, з) не противоречат данным [9], где в результате трогания поезда массой 10 000 т при быстром нарастании силы тяги до 540 кН (зазоры составили 38 мм, $\tau = 0,06 - 0,4$) максимальные межвагонные силы — 1070–1720 кН, где τ — безразмерная величина, характеризующая время нарастания силы, измеряемое как отношение времени нарастания развиваемой локомотивом силы к времени распространения сил от локомотива к концу поезда и обратно.

Численное моделирование трогания поезда в случае неполного отпуска тормозов последнего вагона. Численное моделирование трогания поезда в случае неотпуска тормозов последнего вагона проводилось для восьми составов, сформированных из локомотива и 8, 11, 13, 15, 17, 20, 22 и 25 вагонов, при одинаковой силе тяги. Во время виртуального воспроизведения трогания последний вагон поезда неподвижно зафиксирован (тормозные силы значительно превышают силу тяги).

В ходе моделирования можно наблюдать, что до момента создания препятствия движению состава тормозами последнего вагона А изменения межвагонных сил аналогичны соответствующим нагрузкам при трогании поезда. Далее вдоль состава возникают поочередные (волновые) вторые ударные нагрузки, вызванные действием тормозных сил последнего вагона. Затем зафиксированный вагон останавливает передвижение впереди находящихся вагонов и локомотива (локомотив развивает силу тяги, но скорость состава ≈ 0), продольные силы постепенно снижаются до установившегося значения. Амплитуда второй ударной нагрузки F_{a2} от начала состава к его концу увеличивается; период T от первого вагона поезда до последнего уменьшается (рис. 4).

При аппроксимировании в Microsoft Excel установившихся продольных сил, образующихся при неподвижном последнем вагоне, выбрана линейная линия тренда (рис. 5, а). Для состава из 8, 11, 13, 15, 17 вагонов максимальные отклонения межвагонных нагрузок от сил, действующих между локомотивом и первым вагоном, составляют 0,36; 0,34; 0,74; 0,16; 1,94% (рис. 5, а). При этом для поездов, сформированных из 20, 22 и 25 вагонов, максимальные продольные силы, действующие между локомотивом и первым вагоном, отличаются менее чем на 8,5% (рис. 5, б), их среднее значение — 794,597 кН. Для поездов, сформированных из 8, 11, 13, 15, 17, 20, 22 и 25 вагонов, максимальные продольные силы, возникающие между последним и предпоследним вагонами, отличаются менее чем на 13,15%. Среднее значение нагрузок последних межвагонных соединений, к которому стремятся продольные нагрузки поезда, составляет примерно 2042,3 кН (рис. 5, б).

Из сравнения результатов решения задач трогания поезда с места и трогания при действии тормозных сил на последнем неподвижном вагоне можно заключить,

¹⁰Вершинский С. В., Данилов В. Н., Челноков И. И. Указ. соч.

что неотпуск тормозов последнего вагона (принято, что вагон совершенно неподвижен) при трогании поезда увеличивает максимальную продольную нагрузку в среднем в два раза:

$$K \approx \frac{2042,3 \text{ кН}}{1018,746 \text{ кН}} \approx 2,005 \approx 2,0. \quad (3)$$

Для упорной плиты, тягового хомута, клина или валика тягового хомута, корпуса автосцепки, корпуса поглощающего аппарата, передних упоров, задних упоров максимальная допустимая продольная нагрузка при трогании составляет 2500 кН¹¹. Таким образом, при выбранных условиях виртуального эксперимента полученная максимальная межвагонная продольная нагрузка не превышает допустимого значения для указанных элементов ударно-тяговых приборов.

Численное моделирование трогания поезда в случае неполного отпуска тормозов в хвостовой части. Принято, что при трогании поезда тормозные силы продолжают действовать на последних вагонах поезда (последней трети состава). Численное моделирование трогания поезда в случае неотпуска тормозов вагонов хвостовой части состава проводилось для четырех поездов, сформированных из локомотива и 8, 11, 13, 15 вагонов, при одинаковой силе тяги (таблица). Задано, что тормозная сила вагонов постепенно уменьшается от принятого значения (таблица) до нуля.

В результате моделирования установлено, что характер изменения продольных сил в сечениях состава аналогичен рис. 2.

При установившемся режиме движения величины нагрузок на межвагонные автосцепки уменьшаются от головного вагона к концу состава по линейной зависимости аналогично рис. 3, а. При этом полученные установившиеся продольные силы отличаются от установившихся сил при трогании менее чем на 3,6%.

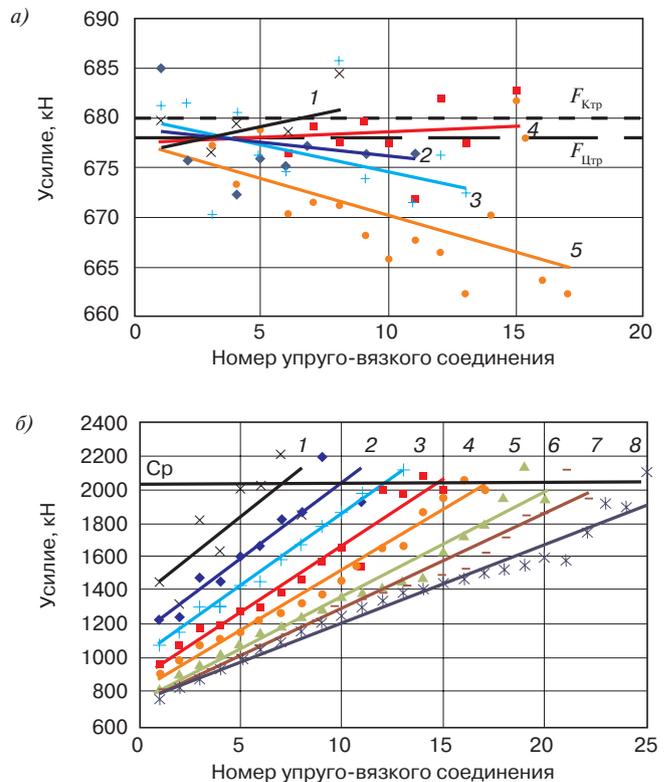


Рис. 5. Продольные нагрузки между вагонами в составе (нагрузка на автосцепку) при трогании в случае неполного отпуска тормозов последнего вагона: а — при установившемся нагружении; б — максимальные значения при переходном режиме нагружения: 1 — состав из 8 вагонов; 2 — состав из 11 вагонов; 3 — состав из 13 вагонов; 4 — состав из 15 вагонов; 5 — состав из 17 вагонов; 6 — состав из 20 вагонов; 7 — состав из 22 вагонов; 8 — состав из 25 вагонов

Fig. 5. Longitudinal inter-car loading in a train (automatic coupler loading) when pulling off without full brake release in the last car: а — with steady loading; б — maximum values in transient train operation: 1 — 8-car train; 2 — 11-car train; 3 — 13-car train; 4 — 15-car train; 5 — 17-car train; 6 — 20-car train; 7 — 22-car train; 8 — 25-car train

Таблица

Условия численного моделирования трогания поезда при действии тормозных сил в хвостовой части

Table

Conditions for numerical modelling of train pulling off under braking forces in the tail section

Принятое условие	Поезд из 8 вагонов	Поезд из 11 вагонов	Поезд из 13 вагонов	Поезд из 15 вагонов
Номера заторможенных вагонов	6, 7, 8	8, 9, 10, 11	10, 11, 12, 13	11, 12, 13, 14, 15
Тормозная сила вагона в момент передачи тягового усилия на первый заторможенный вагон, Н	1250, 2500, 3750	1250, 2500, 3750, 5000	1250, 2500, 3750, 5000	1250, 2500, 3750, 5000, 6250

¹¹ Нормы расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. 317 с.

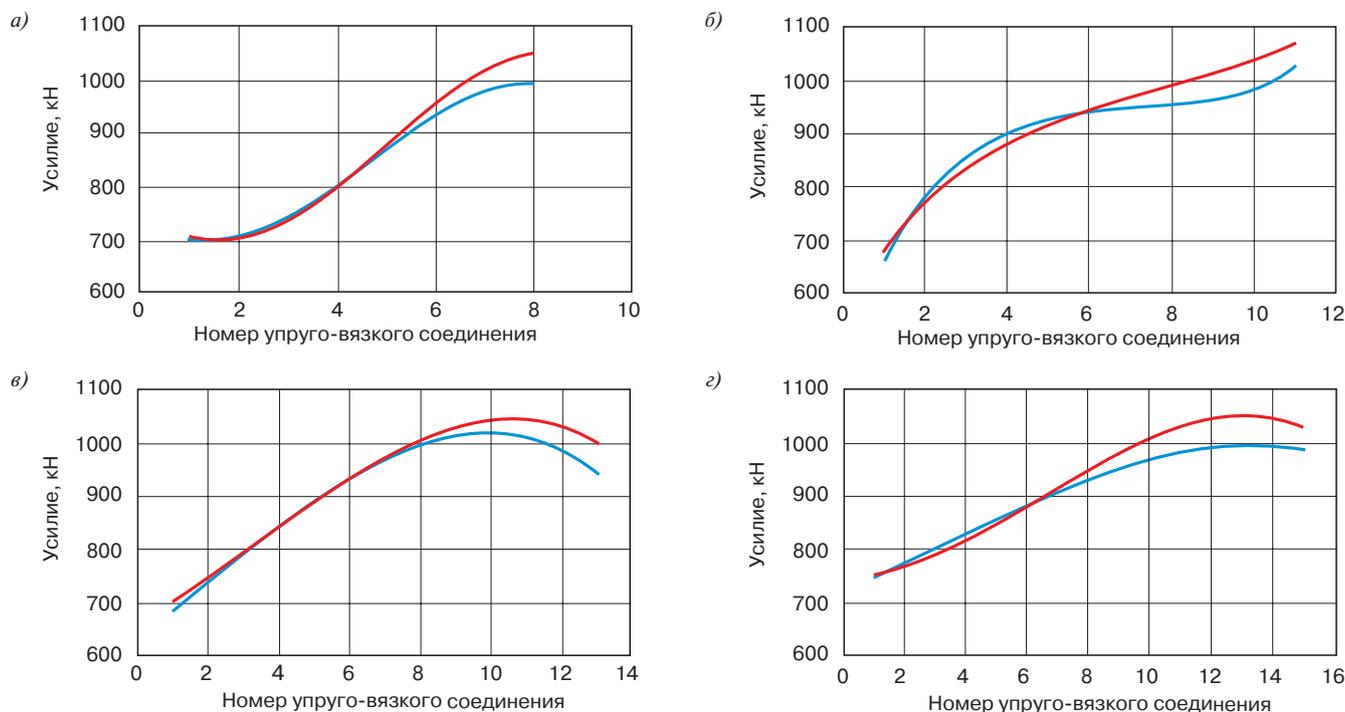


Рис. 6. Сравнение максимальных продольных сил между вагонами в составе (нагрузка на автосцепку) при трогании с места (голубым цветом) и трогании в случае неполного отпуска тормозов в хвостовой части (красным цветом): а — состав из 8 вагонов; б — состав из 11 вагонов; в — состав из 13 вагонов; г — состав из 15 вагонов

Fig. 6. Comparison of maximum longitudinal inter-car forces in a train (load on automatic couplers) when pulling off (in blue) and when pulling off with incomplete brake release in the tail section (in red): а — 8-car train; б — 11-car train; в — 13-car train; г — 15-car train

Исходя из сравнения аппроксимированных (выбрана линия тренда с полиномиальной аппроксимацией третьей степени) максимальных межвагонных сил при трогании поезда в случае неполного отпуска тормозов в хвостовой части с максимальными межвагонными нагрузками при трогании (рис. 6), можно заключить:

1. Максимальные продольные силы в сечениях поезда от локомотива до m -го вагона примерно равны (отличаются на 0,01–2,98 %) (m — первый вагон из группы заторможенных хвостовых вагонов).

2. Максимальные продольные силы в сечениях поезда от m -го вагона до конца состава при трогании в случае неполного отпуска тормозов превышают продольные межвагонные нагрузки, образующиеся при трогании, на 2,22–6,23 %.

Обсуждение и заключение. В результате исследования были разработаны упрощенные численные модели восьми однородных поездов, сформированных из электровоза ВЛ10^у и 8, 11, 13, 15, 17, 20, 22 и 25 пассажирских универсальных платформ модели 13-2114. С использованием данных моделей осуществлялось моделирование трех режимов движения: трогания поезда с места; трогания поезда в случае невыдержки времени полного отпуска тормозов последнего вагона

(принято, что последний вагон неподвижен); трогания поезда в случае неполного отпуска тормозов в последней трети поезда (при действии переменных тормозных сил). В результате для каждого вида численного моделирования был установлен характер изменения продольных межвагонных сил и определены их величины: при установившемся режиме движения и при переходном (наиболее нагруженном) режиме движения.

Расчет выполнен при допущении, что движение происходит на горизонтальном участке, на звеньевом ровном пути. Уклон по сравнению с горизонтальным участком является более неблагоприятным условием для движения состава, таким образом, наличие уклона увеличит межвагонные продольно-динамические силы в поезде. Также представляет интерес рассмотрение упрощенных численных моделей более длинных поездов, состоящих из 70–100 вагонов, с постепенным (медленным) нарастанием силы тяги, что приблизит параметры виртуального расчета к реальным штатным условиям трогания состава. В дальнейшем целесообразно провести моделирование трогания поезда при неполном отпуске тормозов для состава, расположенного на уклоне, при постепенном нарастании силы тяги.

Для разработанных упрощенных численных моделей поездов при заданных условиях — электроваза ВЛ10^у и 8, 11, 13, 15, 17, 20, 22 и 25 порожних универсальных платформ модели 13-2114 было установлено:

- при трогании установившиеся продольные межвагонные нагрузки уменьшаются от первого вагона к последнему по линейной зависимости, максимальные продольные межвагонные силы изменяются вдоль состава по полиномиальной зависимости третьей степени. Наиболее нагруженные автосцепки находятся в межвагонном соединении, расположенном во второй половине состава, в некотором отдалении от хвостового вагона;

- при трогании локомотива и неподвижно зафиксированном последнем вагоне максимальные продольные межвагонные силы увеличиваются вдоль состава по линейной зависимости от первого вагона к последнему, наиболее нагруженные автосцепки находятся в межвагонном соединении, расположенном между предпоследним и последним вагонами. Определено, что неподвижность последнего вагона при трогании поезда (в выбранных условиях) увеличивает максимальную продольную нагрузку в среднем в два раза.

Для поездов (при заданных условиях) установлено, что при трогании и действии уменьшающихся тормозных сил на последних вагонах максимальные продольные межвагонные силы изменяются вдоль состава по полиномиальной зависимости третьей степени. Определено, что неполный отпуск тормозов в последней трети поезда (в выбранных условиях) увеличивает максимальную продольную нагрузку на 2,22–6,23 %.

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. Болдырев А. П., Гуров А. М. Эффективность применения высокоэнергоемких поглощающих аппаратов на грузовых вагонах // Транспорт Российской Федерации. 2014. № 3 (52). С. 43–44 [Boldyrev A. P., Gurov A. M. Efficiency of using high energy-consumption cushioning devices in freight wagons. *Transport of the Russian Federation*. 2014;(3):43-44. (In Russ.)]. EDN: <https://elibrary.ru/sghmbf>.

2. Гребенюк П. Т. Продольная динамика поезда. М.: Интекст, 2003. 95 с. [Grebennyuk P. T. *Longitudinal train dynamics*. Moscow: Intext Publ.; 2003. 95 p. (In Russ.)].

3. Давыдов Ю. А., Пляскин А. К., Демин П. В. Работа автосцепных устройств локомотивов на перевальных участках // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2013. № 2 (38). С. 199–203 [Davydov Yu. A., Plyaskin A. K., Dyomin P. V. Operation of locomotives couplers on the mountain. *Modern technologies. System analysis. Modeling*. 2013;(2):199-203. (In Russ.)]. EDN: <https://elibrary.ru/qclyab>.

4. Власов В. В. Рекомендации, предупреждающие обрыв поезда: из блокнота машиниста-инструктора по автотормозам // Локомотив. 2011. № 2 (650). С. 27–29 [Vlasov V. V. Recommendations to prevent train breakage. From the notebook of a driver-instructor on auto brakes. *Lokomotiv*. 2011;(2):27-29. (In Russ.)]. EDN: <https://elibrary.ru/nygilr>.

5. Автосцепное устройство железнодорожного подвижного состава / В. В. Коломийченко [и др.]. М.: Транспорт, 1991. 232 с. [Kolomiychenko V. V., Kostina N. A., Prohorenkov V. D., Belyaev V. I. *Automatic coupler of railway rolling stock*. Moscow: Transport Publ.; 1991. 232 p. (In Russ.)].

6. Сахаров П. А. Оценка влияния параметров силовых характеристик поглощающих аппаратов на силы между вагонами поезда // Известия Транссиба. 2019. № 3 (39). С. 78–88 [Saharov P. A. Estimation of the influence of damping devices force characteristics on the forces between train cars. *Journal of Transsib Railway Studies*. 2019;(3):78-88. (In Russ.)]. EDN: <https://elibrary.ru/tdkdvq>.

7. Шимановский А. О., Сахаров П. А. Влияние зазоров в автосцепных устройствах на продольные силы в межвагонных соединениях однородного поезда // Механика машин, механизмов и материалов. 2019. № 2 (47). С. 42–50 [Shimanovskiy A. O., Saharov P. A. Effect of gap clearances in automatic coupling devices on longitudinal forces in intercar connections of homogeneous train. *Mechanics of Machines, Mechanisms and Materials*. 2019;(2):42-50. (In Russ.)]. EDN: <https://elibrary.ru/bopipv>.

8. Mohammadi S., Serajian R. Effects of the change in autocoupler parameters on in-train longitudinal forces during brake application. *Mechanics & Industry*. 2015;16(2):205. <https://doi.org/10.1051/meca/2014073>.

9. Блохин Е. П., Манашкин Л. А. Динамика поезда (нестационарные продольные колебания). М.: Транспорт, 1982. 222 с. [Blokhin E. P., Manashkin L. A. *Train dynamics (non-stationary longitudinal vibrations)*. Moscow: Transport Publ.; 1982. 222 p. (In Russ.)].

10. Wei W., Zhang Y., Zhang J., Zhao X. Influence of quick release valve on braking performance and coupler force of heavy haul train. *Railway Engineering Science*. 2023;31:153-161. <https://doi.org/10.1007/s40534-022-00301-1>.

11. Zhang Y., Wei W., Liu B., Zhang J. The effect of controllable train-tail devices on the longitudinal impulse of the combined trains under initial braking. *Railway Engineering Science*. 2023;31:172-180. <https://doi.org/10.1007/s40534-022-00299-6>.

12. Bouchama H. F., Defoort M., Berdjag D., Lauber J. Design of sliding mode observer for the estimation of train car positions and in-train forces. *IFAC PapersOnLine*. 2021;54(4):98-105. <https://doi.org/10.1016/j.ifacol.2021.10.017>.

13. Ермоленко И. Ю., Морозов Д. В., Асташков Н. П. Влияние продольных нагрузок на безопасность движения при эксплуатации на горно-перевальных участках пути // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения (Вестник РГУПС). 2021. № 2 (82). С. 104–111 [Ermolenko I. Yu., Morozov D. V., Astashkov N. P. Influence of longitudinal loads on traffic safety when operating on mountain passway sections. *Vestnik Rostovskogo gosudarstvennogo universiteta putey soobshcheniya (Vestnik RGUPS)*. 2021;(2):104-111. (In Russ.)]. https://doi.org/10.46973/0201-727X_2021_2_104.

14. Языков В. Н. Численное моделирование динамики поезда в режиме реального времени // Вестник Брянского государственного технического университета. 2015. № 2. С. 123–126 [Yazykov V. N. Numerical simulation of train dynamics in real time mode. *Bulletin of*

Bryansk state technical university. 2015;(2):123-126 (In Russ.)). <https://doi.org/10.12737/22912>.

15. Gao Gj., Chen W., Zhang J., Dong H., Zou X., Li J., et al. Analysis of longitudinal forces of coupler devices in emergency braking process for heavy haul trains. *Journal of Central South University*. 2017;24(10): 2449-2457. <https://doi.org/10.1007/s11771-017-3656-9>.

16. Сахаров П. А. Расчетно-экспериментальный метод исследования продольной динамики поезда // Механика. Исследования и инновации. 2020. № 13. С. 128–140 [Sakharov P.A. Calculation and experimental method for train longitudinal dynamics research. *Mechanics. Researches and Innovations*. 2020;(13):128-140. (In Russ.)]. EDN: <https://elibrary.ru/cprezo>.

17. Шимановский А. О., Сахаров П. А., Коваленко А. В. Моделирование продольной динамики поезда в среде программного комплекса MSC.ADAMS // Актуальные вопросы машиноведения. 2018. Т. 7. С. 75–78 [Shimanovskiy A. O., Sakharov P. A., Kovalenko A. V. Modeling of train longitudinal dynamics in MSC. ADAMS software. *Aktual'nyye voprosy mashinovedeniya*. 2018;7:75-78. (In Russ.)]. EDN: <https://elibrary.ru/vgueef>.

18. Ступин Д. А., Беляев В. И. Исследование влияния энергоемкости поглощающих аппаратов на продольные усилия в наливном поезде // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. 2016. Т. 75, № 3. С. 154–160 [Stupin D. A., Belyaev V. I. Research of influence of energy consumption of draft gears on longitudinal forces in the tank car train. *Russian Railway Science Journal*. 2016;75(3):154-160. (In Russ.)]. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2016-75-3-154-160>.

19. Исследование продольной нагруженности грузовых вагонов, оснащенных фрикционными поглощающими аппаратами нового исполнения, при переходных режимах движения поезда / А. С. Васильев [и др.] // Вестник Брянского государственного технического университета. 2014. № 1. С. 12–17 [Vasiliev A. S.,

Boldyrev A. P., Kegliin B. G., Gurov A. M. Research of freight cars longitudinal loading equipped new frictional absorbing devices. *Bulletin of Bryansk state technical university*. 2014;(1):12-17. (In Russ.)]. <https://doi.org/10.12737/23366>.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Егор Александрович ПОТАХОВ,

канд. техн. наук, инженер, технический отдел, служба подвижного состава Управления метрополитена, Петербургский метрополитен (190013, Санкт-Петербург, Московский пр., д. 28), <https://orcid.org/0000-0003-4206-9148>

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Egor A. POTAKHOV,

Cand. Sci. (Eng.), Engineer, Engineering Division, Rolling Stock Department, St. Petersburg Metro (190013, St. Petersburg, 28, Moskovskiy Ave.), <https://orcid.org/0000-0003-4206-9148>

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

Статья поступила в редакцию 16.08.2023, рецензия от первого рецензента получена 18.09.2023, рецензия от второго рецензента получена 26.09.2023, принята к публикации 30.10.2023.

The article was submitted 16.08.2023, first review received 18.09.2023, second review received 26.09.2023, accepted for publication 30.10.2023.



ТРУДЫ ВНИИЖТ

Рожицкий, Дмитрий Борисович. Нетяговая энергетика железнодорожного транспорта. Нормирование потребления топливно-энергетических и водных ресурсов / Д. Б. Рожицкий. — Москва : РАС, 2022. — 324 с.

Книга содержит необходимые сведения о структуре энергетике железнодорожного транспорта с учетом ее разделения на тяговую и нетяговую компоненты. Показаны доли этих составляющих. Рассмотрены базовые положения о формировании топливно-энергетических балансов и основы нормирования ресурсов применительно к нетяговой энергетике.

Приведены общие положения, методики и примеры расчета нормирования потребления электрической энергии на нетяговые нужды, котельно-печного топлива для котельных и теплоты для стационарных потребителей, включая потребности в ресурсах на отопление, вентиляцию, горячее водоснабжение и различные теплотехнологии, основных видов моторного топлива, применяемого как в автотран-

спорте, так и для обеспечения работы специализированной техники, осуществляющей работы по прокладке и ремонту железнодорожных путей, а также нормирование водопотребления и определение объемов водоотведения для железнодорожных потребителей.

Издание адресовано в первую очередь инженерам-энергетикам, инженерам по водоснабжению, занимающимся вопросами в области нормирования потребления топливно-энергетических и водных ресурсов, а также вопросами эффективного их использования на нетяговые нужды железнодорожного транспорта. Может быть использовано специалистами других отраслей при решении аналогичных задач, а также научными работниками и студентами высших учебных заведений соответствующих специальностей.

По вопросам приобретения книги обращаться по адресу: 129626, г. Москва, 3-я Мытищинская ул., д. 10, Научно-издательский отдел АО «ВНИИЖТ».

Тел.: (495) 602-83-01, e-mail: journal@vniizht.ru, www.vniizht.ru



ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Оригинальная статья

УДК 629.456

DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-4-325-334>

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



Разработка и стендовые испытания генераторно-приводной установки нового поколения для железнодорожных вагонов

П. Ю. Семенов¹, С. Л. Самошкин², А. Н. Макаров²✉

¹ТрансПриводТверь,

Тверь, Российская Федерация

²Тверской институт вагоностроения (ТИВ),

Тверь, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Введение. В настоящее время на пассажирских вагонах с системой кондиционирования воздуха используется редукторно-карданный привод от средней части оси колесной пары типа WBA-32/2 немецкой фирмы Flender или его аналоги отечественного производства. Разработка и начало применения данного привода относятся к середине 60-х гг. прошлого века. Статья посвящена разработке и испытаниям генераторно-приводной установки нового поколения для пассажирских вагонов.

Материалы и методы. Проведен анализ многолетней эксплуатации привода по данным железнодорожных служб, занимающихся техническим обслуживанием и ремонтом пассажирских вагонов с кондиционированием воздуха. Были проведены стендовые испытания для опытной партии основных узлов генераторно-приводной установки, таких как редуктор, муфты и генератор.

Результаты. Была создана моноблочная генераторно-приводная установка, включающая в себя редуктор, генератор, предохранительную и эластичную муфты. Вся конструкция данной установки размещается на рамных тележках с помощью трех опорных элементов системы подвеса.

Обсуждение и заключение. Проведенные расчетно-экспериментальные исследования показали, что новая моноблочная генераторно-приводная установка обладает параметрами, значительно превышающими показатели серийных аналогов. Для размещения генераторно-приводной установки нового поколения на серийные тележки пассажирских вагонов была доработана конструкция тележек моделей 68-4066 и 68-4096. Проведенный расчетно-графический анализ показал, что генераторно-приводную установку нового поколения можно разместить на рамных скоростных тележках модели 18-6960.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: пассажирский вагон, система автономного энергоснабжения, генераторно-приводная установка, пассажирская тележка, стендовые ресурсные испытания, расчетно-графическое вписывание

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Семенов П. Ю., Самошкин С. Л., Макаров А. Н. Разработка и стендовые испытания генераторно-приводной установки нового поколения для железнодорожных вагонов // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2023. Т. 82, № 4. С. 325–334. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-4-325-334>.

✉ lexx_mak@mail.ru (А. Н. Макаров)

© Семенов П. Ю., Самошкин С. Л., Макаров А. Н., 2023



TECHNICAL MEANS OF RAILWAY TRANSPORT

Original article

UDK 629.456

DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-4-325-334>

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



Development and bench testing of a new generator-drive set for railway cars

Pavel Yu. Semenov¹, Sergey L. Samoshkin², Alexander N. Makarov²✉

¹TransPrivodTver,

Tver, Russian Federation

²Tver Institute of Railcar Engineering,

Tver, Russian Federation

ABSTRACT

Introduction. Air conditioning systems installed in passenger carriages are currently powered using a gear-cardan drive connected to the middle part of the axis of a WBA-32/2 wheel pair designed by Flender (Germany) or its domestically manufactured analogues. Such drive dates back to the mid 1960s in terms of development and implementation. The article is devoted to the development and testing of a new generator-drive set for passenger carriages.

Materials and methods. The authors analysed the long-standing operation of the drive according to railway services involved in the maintenance and repair of passenger carriages equipped with air conditioning systems. Bench tests were carried out to test a pilot batch of the main units of the generator-drive set, such as gearbox, couplings and generator.

Results. A single-piece generator-drive set was developed and included a gearbox, generator, safety coupling and a elastic coupling. The entire structure of the set is installed on a bogie frame using three supporting elements of the suspension system.

Discussion and conclusion. The completed calculations and experimental studies show that the single-piece generator-drive set features parameters that significantly exceed those of series-produced peers. The design of 68-4066 and 68-4096 bogies was modified in order to enable the installation of a new generator-drive set on passenger carriages series-produced bogies. The completed calculation and graphical analyses demonstrates that the new generator-drive set could be installed on 18-6960 high-speed bogies frame.

KEYWORDS: passenger carriage, standalone power supply system, generator-drive set, passenger bogie, durability bench tests, guidance calculations and graphs

FOR CITATION: Semenov P. Yu., Samoshkin S. L., Makarov A. N. Development and bench testing of a new generator-drive set for railway cars. *Russian Railway Science Journal*. 2023;82(4):325-334. (In Russ.). <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-4-325-334>.

✉ lex_mak@mail.ru (A. N. Makarov)

© Semenov P. Yu., Samoshkin S. L., Makarov A. N., 2023

Введение. В настоящее время большинство отечественных пассажирских вагонов оснащены установками кондиционирования воздуха и экологически чистыми туалетными комплексами. Как правило, все эти вагоны оснащаются системами автономного электроснабжения мощностью 28–32 кВт. Неотъемлемой частью систем автономного электроснабжения является генераторно-приводная установка (ГПУ), состоящая из привода от оси колесной пары и генератора, размещенного на раме вагона.

В качестве привода используется редукторно-карданный механизм от середины колесной пары типа WBA-32/2 немецкой фирмы Flender или его аналоги отечественных производителей. Этот привод производства Германской Демократической Республики начали устанавливать на вагоны с середины 1960-х гг., а с середины 1990-х на новые вагоны постройки ОАО «Тверской вагоностроительный завод» (ОАО «ТВЗ»).

На рис. 1 представлен общий вид данного привода.

Конический одноступенчатый редуктор 3 устанавливается на средней части оси колесной пары. При движении вагона вращение от колесной пары через редуктор передается карданному валу 4, эластичной муфте 6 и ротору генератора 10. Рычаг с реактивной опорой 2, закрепленной на корпусе редуктора, связан с поперечной балкой 1 рамы тележки через упругий амортизатор. Он препятствует повороту редуктора относительно оси колесной пары. Предотвращения карданного вала 5, муфты 7 и генератора 8 служат для исключения возможности их падения на путь при разрушении. Генератор с помощью специальных кронштейнов (лап) 11 через амортизаторы 9 крепится к раме вагона 12. В процессе эксплуатации привод может быть укомплектован элементами разных производителей, однако они все взаимозаменяемы по присоединительным размерам и не меняют принципиальную кинематическую схему привода и его электромеханические параметры [1]. Некоторые узлы привода WBA-32/2 были существенно модернизированы и внедрены в серийное производство [2–4].

Статистические данные, полученные от вагонных служб железных дорог, показали, что на долю этого привода приходится до 35 % всех неисправностей пассажирских вагонов, при этом до 40 % выходов из строя привода происходят из-за разрушений элементов карданного вала. Отказ привода не только оставляет вагон без энергоснабжения, но и часто становится причиной срыва графиков движения поездов, что может создать угрозу безопасности движения. Эксплуатация привода выявила ряд недостатков, которые не могут

быть устранены в существующей кинематической схеме ГПУ¹. Были проведены проработки других кинематических схем ГПУ, однако работы ограничались изготовлением опытных образцов [5].

Основным конструктивным недостатком ГПУ с приводом типа WBA-32/2 является расположение генератора на кузове вагона. Из-за такой компоновки работающий привод и генератор оказывают на кузов вагона динамическое воздействие. Редуктор (рис. 1, поз. 3), установленный на оси колесной пары, создает своей массой (690 кг) дополнительные нагрузки на буксовые подшипники. Выкатка приводной тележки из-под вагона затруднена необходимостью рассоединения кинематической схемы привода (рис. 1, поз. 4, 5), как результат — высокие эксплуатационные расходы и расходы на ремонт и техническое обслуживание.

В настоящей работе рассмотрены принципиальные вопросы разработки и результаты испытаний ГПУ нового поколения для пассажирских вагонов.

Принципы разработки и описание новой ГПУ.

Научное обоснование основных принципов разработки кинематических схем и узлов ГПУ нового поколения приведено в работах [6–8]. Основные цели разработки заключаются в упрощении схемы привода, размещении ГПУ только на раме тележки с возможностью выкатки тележки из-под вагона без демонтажа привода. Для этого было необходимо минимизировать габаритно-весовые параметры ГПУ.

На первом этапе для серийных пассажирских тележек на основе вписывания в габарит были определены максимально допустимые размеры ГПУ нового поколения. Было принято решение о разработке моноблочной ГПУ, которая включала бы в себя редуктор, генератор, предохранительную и эластичную муфты. Вся конструкция должна размещаться на рамных тележках с помощью трех опорных элементов системы подвеса. Карданная передача должна быть исключена из конструкции как один из наиболее повреждаемых элементов.

Далее были рассмотрены кинематические схемы моноблочной ГПУ, проведен расчет зубчатых передач и определено передаточное отношение каждой ступени редуктора. После определения реальных размеров спроектированного редуктора было принято решение применить две муфты — упругую и упруго-предохранительную. При выборе упругих элементов для муфт учитывалось климатическое исполнение тележки вагона. На заключительном этапе совместно со специалистами АО «Псковэлектромаш» был разработан генератор и система его крепления к корпусу редуктора. В процессе изготовления опытных

¹ Скобелев З. Ф. Исследование и пути повышения надежности элементов опорно-осевого редукторно-карданного привода вагонного генератора: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.01. М., 1981. 158 с.

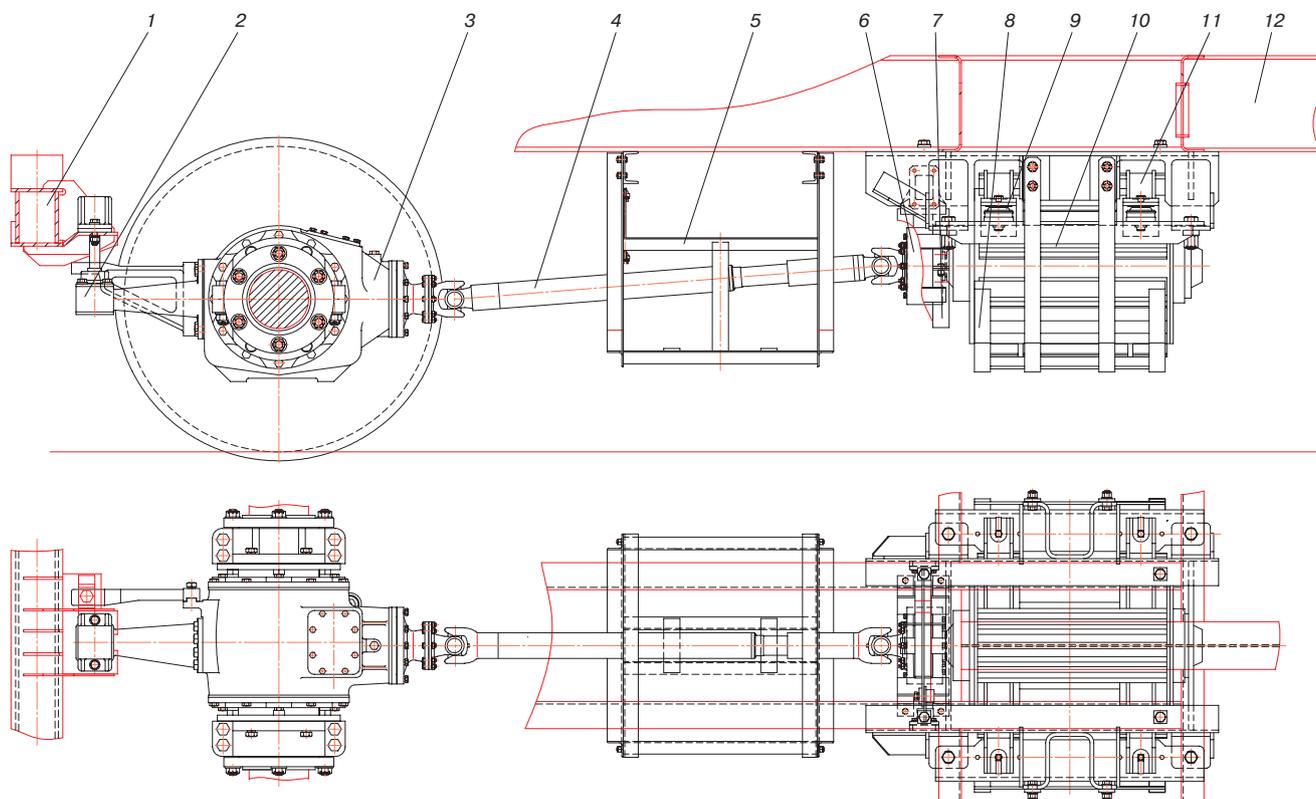


Рис. 1. Общий вид редукторно-карданного привода от средней части оси колесной пары мощностью 32 кВт:
 1 — поперечная балка рамы тележки; 2 — рычаг с реактивной опорой; 3 — конический одноступенчатый редуктор;
 4 — карданный вал; 5 — предохранение карданного вала; 6 — эластичная предохранительная муфта; 7 — предохранение муфты;
 8 — предохранение генератора; 9 — амортизаторы; 10 — генератор; 11 — кронштейны подвески генератора;
 12 — рама вагона

Fig. 1. General view of a 32 kW gear-cardan drive powered from the middle part of wheel pair axle:
 1 — bogie frame cross beam; 2 — lever with reaction foot; 3 — single-stage right-angle gearbox;
 4 — cardan shaft; 5 — cardan shaft protection; 6 — elastic safety coupling; 7 — coupling protection;
 8 — generator protection; 9 — shock absorbers; 10 — generator; 11 — generator suspension brackets; 12 — car frame

образцов комплектующих узлов и деталей новой ГПУ проводились их предварительные испытания на стендовом оборудовании ООО «ТрансПриводТверь» по разработанным им программам — методикам.

На рис. 2 показан общий вид ГПУ нового поколения с осью колесной пары. На оси колесной пары монтируется эластичная муфта 1, которая служит для съема крутящего момента при движении вагона. Крутящий момент от эластичной муфты передается на редуктор 2 с цилиндрической зубчатой передачей и эвольвентным профилем, который с помощью полового ведущего вала установлен на ступице эластичной муфты. От выходного вала редуктора крутящий момент через предохранительную муфту 3 передается на генератор 4.

Предохранительная муфта, установленная между генератором и редуктором, предназначена для защиты редуктора и других узлов привода от поломок при внезапной остановке (заклинивании)

генератора. Вся конструкция с помощью трех элементов системы подвеса 5 установлена на раме тележки.

Передача крутящего момента от оси колесной пары на эластичную муфту и далее на всю ГПУ осуществляется от фланца 6, напрессованного на ось.

В табл. 1 и 2 приводится сопоставление основных параметров и эксплуатационных показателей ГПУ нового поколения с аналогичными показателями для серийной ГПУ с приводом WBA-32/2 и генератором, размещенным на раме вагона.

Редуктор, входящий в ГПУ нового поколения, имеет следующие основные технические показатели:

- число оборотов на ведущем валу, об/мин — 170...1220;
- число оборотов на ведомом валу, об/мин — 784...5622;
- направление вращения — реверсивное;
- вид смазки — масляная ванна;

- тип смазки — стойкая к температурам от -55 до $+60$ °С;

- шумоизлучение при номинальной нагрузке, дБ — не более 100.

Предусмотрены к применению смазки российского производства ТСп-10 (ГОСТ 23652–79²) и ТМ-9П (ТУ 5364-034-00148843-95).

Климатическое исполнение согласно ГОСТ 15150–69³ (от -55 до $+60$ °С).

Редуктор в части воздействия механических факторов соответствует группе М26 ГОСТ 30631–99⁴.

Корпус редуктора изготовлен из специального чугуна, обеспечивающего неизменную прочность при температурном режиме эксплуатации от -55 до $+60$ °С.

В корпусе предусмотрены маслоподводящие каналы к подшипникам.

Предусмотрено использование в редукторе цилиндрической зубчатой передачи с эвольвентным профилем. Зубья такой передачи подвергаются цементации и шлифовке.

Стендовые испытания опытных образцов. Для качественной и количественной оценки основных параметров ГПУ нового поколения были проведены стендовые испытания опытной партии основных узлов (редуктор, муфты, генератор и др.) новой ГПУ. Как уже упоминалось, испытания проводились на стендовом оборудовании ООО «ТрансПриводТверь». В процессе проведения испытаний редуктор нагружался в диапазоне скоростей вращения, соответствующих скоростям движения вагона от 0 до 200 км/ч. Испытания проводились для характерных эксплуатационных режимов, приближенных к типичным мощностям и моментным нагрузкам генератора.

Для проведения типового испытания редуктор был установлен в нагрузочный контур типа Back-to-Back испытательного стенда (рис. 3 и 4). Аналогичные стенды у отечественных испытателей деталей машин называются «стенды с циркуляцией мощности», или «стенды с замкнутым контуром», и применяются при ресурсных испытаниях редукторов, цепных ременных передач и др. [9].

Для каждого цикла испытаний регистрировались следующие параметры:

- температура окружающей среды;
- температура подшипников;
- температура масла в картере;

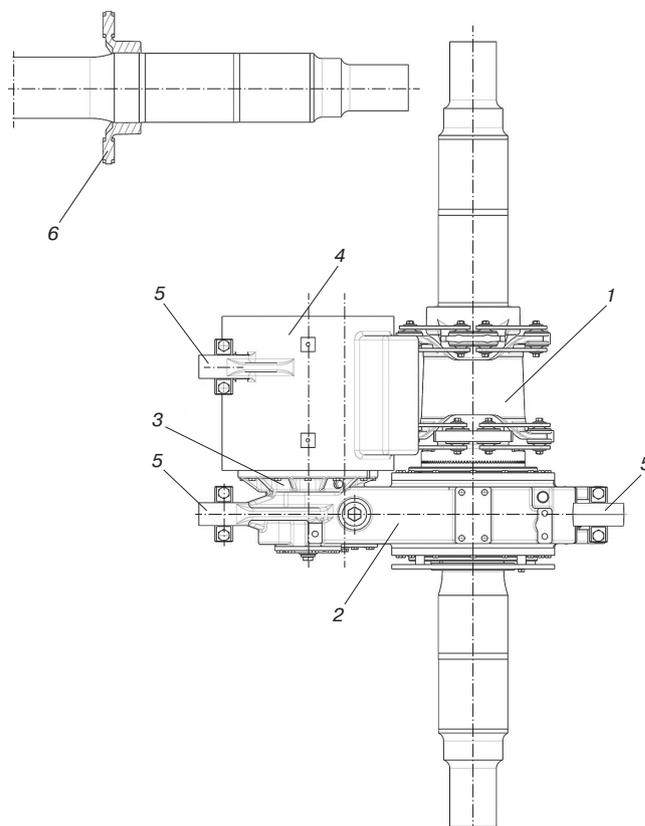


Рис. 2. Общий вид ГПУ нового поколения с осью колесной пары:
1 — эластичная муфта; 2 — редуктор; 3 — предохранительная муфта; 4 — генератор; 5 — элементы системы подвеса; 6 — фланец, напрессованный на ось

Fig. 2. General view of the new generator-drive set and wheel pair axle:
1 — elastic coupling; 2 — gearbox; 3 — safety coupling; 4 — generator; 5 — elements of the suspension system; 6 — axle press-fit flange

- число оборотов и направление вращения входного и выходного валов;
- момент вращения на входе и выходе.

Все измерительные приборы производства фирмы НВМ были аттестованы или поверены метрологическими лабораториями по стандартизированным методикам. В результате испытаний было установлено:

- температурный режим работы редуктора соответствует нормативным требованиям. Превышения допустимой температуры (120 °С для подшипников

²ГОСТ 23652–79. Масла трансмиссионные. Технические условия: дата введения 1981-01-01. М.: Стандартинформ, 2011. 13 с.

³ГОСТ 15150–69. Машины, приборы и другие технические изделия. Исполнения для различных климатических районов. Категории, условия эксплуатации, хранения и транспортирования в части воздействия климатических факторов внешней среды: дата введения 1971-01-01. М.: Стандартинформ, 2010. 71 с.

⁴ГОСТ 30631–99. Общие требования к машинам, приборам и другим техническим изделиям в части стойкости к механическим внешним воздействующим факторам при эксплуатации: дата введения 2000-09-01. Минск: Изд-во стандартов, 1999. 36 с.

Таблица 1
Основные показатели ГПУ WBA-32/2
и ГПУ нового поколения [7]

Table 1
Main parameters of WBA-32/2 generator-drive set
and new generator-drive set [7]

Наименование	ГПУ WBA-32/2	ГПУ нового поколения
Масса элементов:		
– редуктор, кг	690	350
– муфта(ы), кг	25–33	97 (две муфты)
– карданный вал, кг	30	отсутствует
– генератор, кг	750	490
– подвеска генератора на вагоне	110	отсутствует
Общая масса, кг	~1610	~940
Передаточное отношение редуктора	3,73	4,61
Объем масла в редукторе, дм ³	4,0–4,5	2,0–2,5

Таблица 2
Основные эксплуатационные показатели ГПУ [7]

Table 2
Key performance indicators
of generator-drive sets [7]

Наименование показателя	ГПУ WBA-32/2	ГПУ нового поколения
Скоростной диапазон получения номинальной мощности, км/ч	40–160	35–200
Периодичность смены масла, км	150 000	200 000
Периодичность контроля зубчатой передачи, км	250 000 (или 1 раз в год)	500 000 (или 1 раз в два года)
Гарантированный ресурс подшипников редуктора, км	1 200 000	3 000 000
Назначенный ресурс редуктора до КР-1, км	1 200 000 (но не более 5 лет)	3 000 000 (но не более 6 лет)
Назначенный ресурс до первого деповского ремонта, км	300 000 (но не более 2 лет)	1 500 000 (или 5 лет для резиновых деталей)
Назначенный общий ресурс редуктора, лет	28	40

и 110 °С для масла) при ресурсных испытаниях не отмечено;

- проверка редуктора на герметичность при обливании в различных скоростных режимах работы показала отсутствие попадания воды внутрь корпуса редуктора;

- при испытаниях в климатической камере подтвердилась устойчивая работа редуктора для низких температур (до – 40 °С);

- замеры шума и вибрации в процессе ресурсных испытаний показали, что все результаты по этим показателям не превышают регламентируемых в техническом задании;

- осмотр состояния зубчатых передач после завершения стендовых ресурсных испытаний показал наличие равномерных пятен контакта и отсутствие повреждений на фланцах и головках-ножках зубьев всех шестерен редуктора. Такие результаты ресурсных форсированных испытаний позволяют гарантировать ресурс редуктора до КР-1 по пробегу не менее 3,0 млн км.

Размещение ГПУ нового поколения на серийных тележках магистральных пассажирских вагонов. Для установки ГПУ нового поколения на серийные тележки пассажирских вагонов совместно со специалистами ОАО «ТВЗ» (конструкторские и технологические службы) была доработана конструкция тележек модели 68-4096 (безлюлечная, рис. 5, а) и модели 68-4066 (люлечная, рис. 5, б). Проведенное расчетно-графическое вписывание позволило устанавливать ГПУ нового поколения на вагоны, проходящие КР-2М и КВР в условиях вагоноремонтных заводов.

Рассматривая данные табл. 1, 2 и рис. 5, можно отметить:

- компактность устройства. Высвобождается значительное место под вагоном, и оно может быть использовано;

- отпадает необходимость применения карданного вала;

- уменьшено количество компонентов системы. Таким образом, повышается общая надежность системы;

- уменьшено количество точек крепления (всего три) на тележке. Такая конструкция позволяет легко устанавливать полый вал, что снижает трудоемкость изготовления вагона;

- значительное уменьшение общего веса ГПУ;

- уменьшение динамических сил за счет уменьшения неподрессоренных масс позволяет значительно увеличить срок службы буксовых подшипников;

- за счет использования принципиально новой системы крепления приводного блока (муфта — редуктор — предохранительная муфта — генератор) на тележке значительно уменьшается вибрация, передаваемая на вагон;

- не требуется регулярного контроля и регулировки посадки редуктора на оси;

- редуктор и ось колесной пары соединены посредством резиновой шарнирно-шаровой муфты, которая компенсирует движение оси колесной пары в вертикальном, горизонтальном, аксиальном, а также, в особенно важном, угловом отклонении;

• редуктор новой ГПУ цилиндрический, более компактный и, соответственно, легкий. Цилиндрические передачи являются более долговечными и имеют лучшие шумовые характеристики по сравнению с коническими.

Кроме того, компоновка ГПУ полностью исключает при выходе из строя какого-либо ее элемента касания им полотна железнодорожного пути, что имеет место в установке WBA-32/2 при разрушении карданного вала.

Исследование возможности применения ГПУ нового поколения на скоростных фитинговых платформах. В последнее время для перевозки скоропортящихся грузов все более широкое применение получают крупнотоннажные рефрижераторные контейнеры. Для их перевозки используют обычные фитинговые платформы с грузовыми трехэлементными тележками модели 18-100, оборудованные в условиях депо или вагоноремонтных заводов односторонней силовой электрической магистралью переменного тока напряжением 380 В с частотой 50 Гц, собранные в специализированные контейнерные сцепы из 12 вагонов и вагона-дизель-электростанции. Для этого используются вагоны от немецкой рефрижераторной секции ZB-5, в которой установлено два дизель-генератора мощностью по 100 кВт каждый, или от рефрижераторной секции РС-5 производства ОАО «Брянский машиностроительный завод», в которой установлено два дизель-генератора мощностью по 75 кВт каждый.

Учитывая, что ГПУ нового поколения может обеспечивать получение от генератора мощности 25 или 32 кВт, целесообразно создавать двухплатформенный сцеп, в котором одна платформа будет оснащена тележкой с ГПУ указанной мощности. Ряд организаций предпринимали попытки разработать ГПУ для тележек типа 18-100, однако все они закончились созданием только опытных образцов, которые не пошли в серийное производство⁵ [10, 11]. Решение этой задачи возможно при использовании тележек с конструкционной скоростью 140–160 км/ч и при движении контейнерных поездов по графикам движения пассажирских [12–14]. Трехэлементные грузовые тележки типа 18-100 позволяют развивать максимальную скорость до 90 км/ч. Проведенное в работе расчетно-графическое вписывание новой ГПУ в тележки указанных моделей показало, что существующие узлы тележек не препятствуют размещению ГПУ по типу люлечных тележек модели 68-4066 (рис. 5, б). Разработана и изготавливается рамная тележка модели 18-6960 с двухступенчатым рессорным подвешиванием [15].



Рис. 3. Общий вид испытательного стенда (вид спереди)

Fig. 3. General view of the test bench (front view)

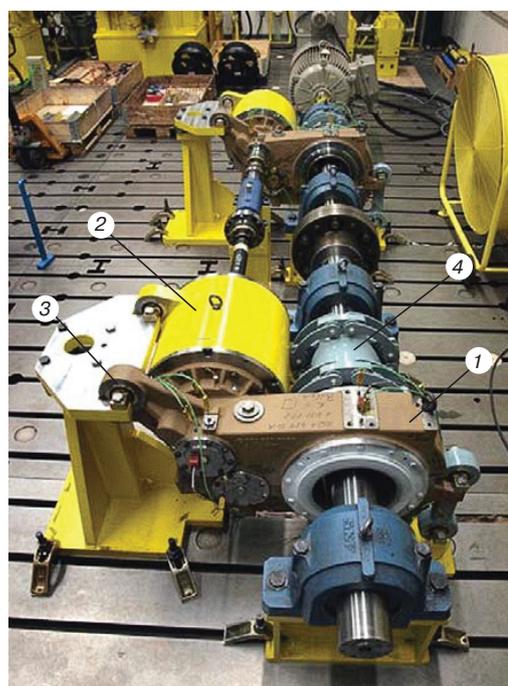


Рис. 4. Общий вид испытательного стенда (вид сверху):
1 — редуктор; 2 — генератор; 3 — подвес к тележке вагона;
4 — эластичная муфта

Fig. 4. General view of the test bench (view from above):
1 — gearbox; 2 — generator; 3 — car bogie suspension;
4 — elastic coupling

Для скоростных фитинговых платформ, установленных на рамных тележках пассажирского типа, максимальная скорость движения — 140 км/ч. Кроме того, учитывая, что режим работы крупнотоннажных рефрижераторных контейнеров не меняется в течение суток, минимальная скорость движения платформы

⁵ Самошкин О. С. Обоснование и разработка приводов с клиноременной передачей для систем энергоснабжения вагонов: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07. СПб.: ПГУПС, 2011. 16 с.

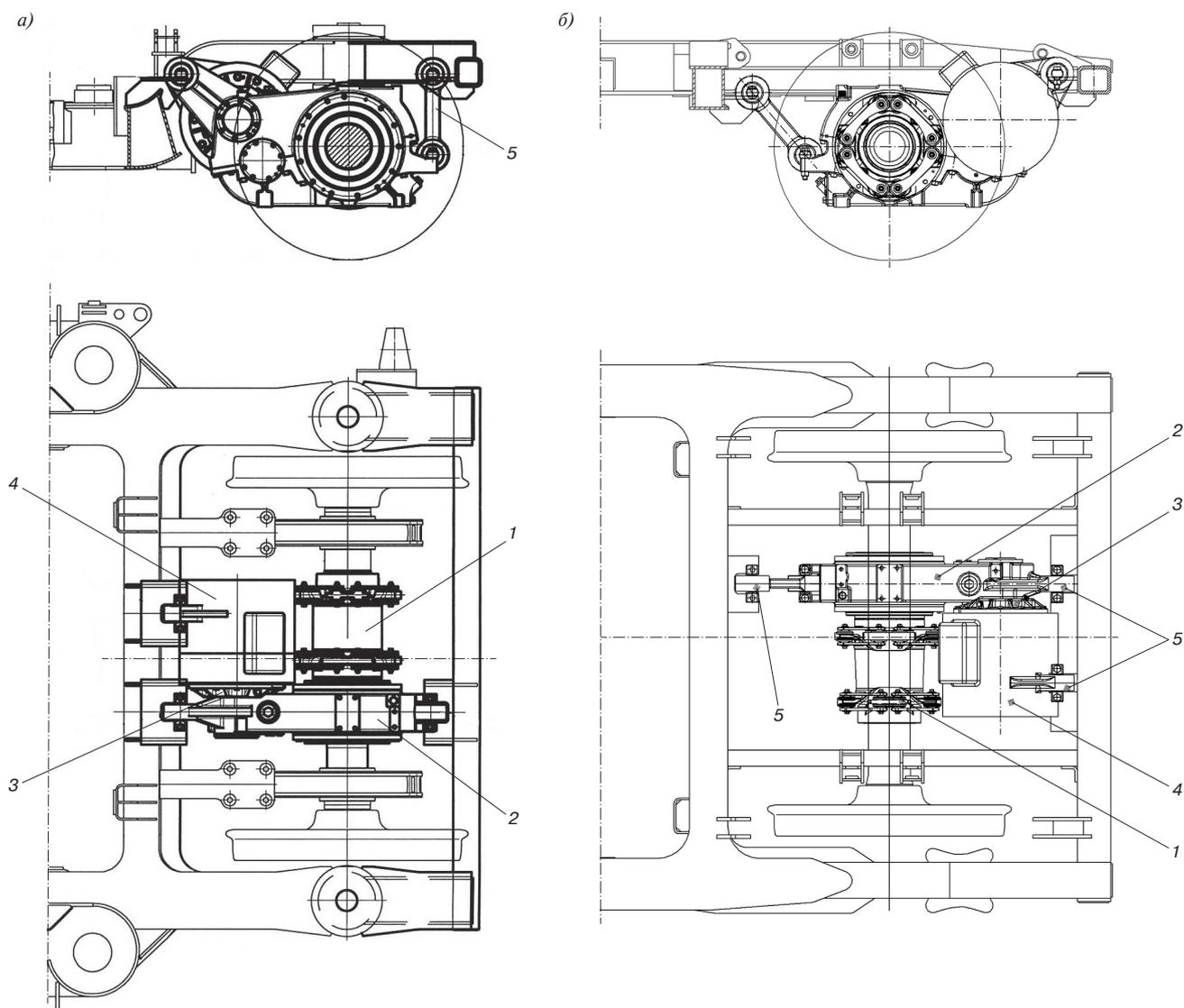


Рис. 5. Размещение ГПУ нового поколения на безлюничной тележке модели 68-4096 (а) и люничной тележке модели 68-4066 (б):

1 — эластичная муфта; 2 — редуктор с цилиндрической зубчатой передачей и эвольвентным профилем; 3 — предохранительная муфта; 4 — генератор; 5 — элементы системы подвеса ГПУ на раме тележки

Fig. 5. Installation of the new generator-drive set on a bolsterless 68-4096 bogie (a) and a bolster 68-4066 bogie (b):

1 — elastic coupling; 2 — involute profile spur gearbox; 3 — safety coupling; 4 — generator; 5 — elements of the generator-drive set bogie frame suspension system

для включения ГПУ на номинальную мощность должна быть снижена до 25 км/ч. Для этого передаточное отношение ГПУ рекомендовано повысить с 4,61 до 5,75.

Обсуждение и заключение. Одним из главных элементов вагонов с системой автономного энергоснабжения является ГПУ, которая состоит из привода от оси колесной пары и генератора, установленного на раме вагона или раме тележки. Расположение ГПУ под вагоном предъявляет высокие требования к их

надежности и ремонтопригодности, что вызывает необходимость проведения работ по поиску новых инновационных технических решений. АО «Федеральная пассажирская компания» принято решение об оснащении всего вновь вводимого в эксплуатацию пассажирского подвижного состава экологическими чистыми туалетными комплексами и установками кондиционирования воздуха. Мощность системы автономного энергоснабжения таких вагонов составляет от 25 до 32 кВт.

При разработке ГПУ нового поколения основное внимание уделялось следующим вопросам:

- минимизации габаритно-весовых параметров и возможности размещения ГПУ только на раме тележки;
- повышению надежности и ресурса составляющих узлов и всей ГПУ в целом;
- снижению затрат на проведение технического обслуживания и ремонта.

В результате проведенных расчетно-экспериментальных исследований разработана моноблочная конструкция ГПУ, которая монтируется только на рамах тележек. Основные результаты разработки:

1. Основные показатели превосходят показатели серийных установок:

- масса составляет 940 кг (серийные — 1600 кг);
- общий ресурс — 40 лет (серийные — 28 лет);
- ресурс до КР-1 составляет 3,0 млн км (серийные — не более 1,2 млн км);
- ресурс до первого деповского ремонта — 1,5 млн км (серийные — 0,3 млн км);
- периодичность контроля зубчатой передачи — 500 000 км (серийной — 250 000 км).

2. Опытные образцы ГПУ нового поколения прошли полный цикл стендовых ресурсных и параметрических испытаний. В результате более чем 600-часовых стендовых испытаний установлено, что все замеренные показатели соответствуют регламентируемым в техническом задании.

3. На основании расчетно-графических исследований ГПУ нового поколения вписана в габарит люлечной тележки модели 68-4066 и безлюлечной тележки модели 68-4096 (основных серийно-выпускаемых тележек отечественных пассажирских вагонов).

4. В связи с увеличением роли крупнотоннажных рефрижераторных контейнеров в перевозке скоропортящихся продуктов и необходимостью увеличения скорости контейнерных поездов наметилась тенденция к созданию скоростных фитинговых платформ на тележках рамной конструкции, что позволяет размещать ГПУ на рамах указанных тележек.

5. Учитывая, что ГПУ нового поколения может обеспечивать получение от генератора мощности до 32 кВт, целесообразно создать двухплатформенные сцепы на тележках рамного типа, где одна из тележек сцепа будет оснащена ГПУ нового поколения.

Благодарности: авторы выражают благодарность механикам и инженерам организации ООО «ТрансПриводТверь», обеспечивающим работу стендового оборудования в процессе длительных испытаний.

Acknowledgments: the authors would like to express their gratitude to the mechanics and engineers of TransPrivodTver LLC who supported the operation of the bench equipment in the course of time-consuming tests.

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. Терешкин Л. В. Приводы генераторов пассажирских вагонов. М.: Транспорт, 1990. 152 с. [Tereshkin L. V. *Generator's drives of passenger cars*. Moscow: Transport Publ.; 1990. 152 p. (In Russ.).]
2. Юревич Б. А., Борисов К. Л. Анализ работы редукторно-карданных приводов // Железнодорожный транспорт. 1977. № 1. С. 56–58 [Yurevich B. A., Borisov K. L. Operational analysis of gear-cardan drives. *Zheleznodorozhnyy transport*. 1977;(1):56-58. (In Russ.).]
3. Экспериментальное исследование прочности кронштейнов крепления генераторов к раме вагона / С. Л. Самошкин [и др.] // Известия Петербургского государственного университета путей сообщения. 2019. № 1. С. 105–117 [Samoshkin S. L., Makarov A. N., Khomenko A. A., Semenov P. Yu. Experimental study of strength of bracket for mounting generators on carriage frame. *Proceedings of Petersburg Transport University*. 2019;(1):105-117. (In Russ.).] <https://doi.org/10.20295/1815-588X-2019-1-105-117>.
4. Здрогов В. Б., Болотина В. Н. Повышение надежности привода подвагонного генератора // Железнодорожный транспорт. 1984. № 5. С. 64–65 [Zdrogov V. B., Bolotina V. N. Enhancing the reliability of an undercar generator drive. *Zheleznodorozhnyy transport*. 1984;(5):64-65 (In Russ.).]
5. Лобастов В. К., Пастухов И. Ф., Цаплин Н. С. Исследование нового привода подвагонного генератора // Труды БелИЖТ. 1974. Вып. 126. С. 23–34 [Lobastov V. K., Pastukhov I. F., Tsaplin N. S. Research into a new drive of an undercar generator. *Trudy BelIzht*. 1974;(126):23-34. (In Russ.).]
6. Волков И. В., Булавин Ю. П. Обобщенная математическая модель колебаний в вертикальной плоскости динамической системы «кузов вагона—тележка—подвагонный генератор» // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2002. № 3. С. 52–56 [Volkov I. V., Bulavin Yu. P. Generalized mathematical model of fluctuations in the vertical plane of the “car body—bogie—undercar generator” dynamic system. *Vestnik Rostovskogo Gosudarstvennogo Universiteta Putey Soobshcheniya*. 2002;(3):52-56. (In Russ.).] EDN: <https://www.elibrary.ru/jvxnghn>.
7. Новая генераторно-приводная установка пассажирских вагонов / А. Калиш [и др.] // Железнодорожный транспорт. 2012. № 3. С. 42–43 [Kalish A., Kuz'kin V. I., Samoshkin S. L., Skachkov A. N. Brand new generator-drive set for passenger cars. *Zheleznodorozhnyy transport*. 2012;(3):42-43. (In Russ.).] EDN: <https://www.elibrary.ru/oxvrgn>.
8. Гайденок В. Я., Усов В. Е., Краснобаев А. М. Совершенствование приводов генераторов пассажирских вагонов // Железнодорожный транспорт. 1989. № 2. С. 41–43 [Gaidenko V. Ya., Usov V. E., Krasnobaev A. M. Improving the drives of passenger car generators. *Zheleznodorozhnyy transport*. 1989;(2):41-43. (In Russ.).]
9. Гадолин В. Л. Стенды с замкнутым контуром для исследования ременных передач // Труды Московского высшего технического

училища им. Э. Н. Баумана. 1977. №243. С. 102–113 [Gadolin V. L. Close-loop stands for exploring belt drives. *Trudy Moskovskogo vysshego tekhnicheskogo uchilishcha im. E. N. Baumana*. 1977;(243):102-113. (In Russ.)].

10. Самошкин О. С. Совершенствование генераторно-приводных установок пассажирских вагонов // Железнодорожный транспорт. 2011. №10. С. 56–59 [Samoshkin O. S. Improving the generator-drive systems of passenger cars. *Zheleznodorozhnyy transport*. 2011;(10):56–59. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/ojtiyf>.

11. Выбор кинематической схемы и определение основных характеристик генераторно-приводной установки от оси колесной пары трехэлементной грузовой тележки / В. Г. Каргин [и др.] // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2017. Т. 76, №2. С. 110–116 [Kargin V. G., Naumenko S. N., Burov V. V., Chuvashov I. N. Samoshkin S. L. Selection of the kinematic scheme and determination of the main characteristics of the generator-drive unit from the axis of the wheelset of a three-element freight bogie. *Russian Railway Science Journal*. 2017;76(2):110-116. (In Russ.)]. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2017-76-2-110-116>.

12. Москвичев О. В. О новом подходе к организации контейнерных поездов во внутреннем сообщении // Железнодорожный транспорт. 2014. №2. С. 56–59 [Moskvichev O. V. A new approach to the organization of container train traffic in inland transport. *Zheleznodorozhnyy transport*. 2014;(2):56-59. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/sadjgn>.

13. Краснощек А. А. Организация ускоренных контейнерных и контрейлерных поездов // Железнодорожный транспорт. 2014. №5. С. 14–17 [Krasnoschek A. A. Organization of accelerated container and trailer trains. *Zheleznodorozhnyy transport*. 2014;(5):14-17. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/skxbah>.

14. Валинский О. С. На основе логистических технологий // Железнодорожный транспорт. 2014. №10. С. 28–31 [Valinskiy O. S. On the basis of logistical technologies. *Zheleznodorozhnyy transport*. 2014;(10):28-31. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/sxhiwl>.

15. Скоростная платформа для перевозки контейнеров / В. А. Никонов [и др.] // Вагоны и вагонное хозяйство. 2017. №2 (50). С. 25–27 [Nikonov V. A., Meshcherin Yu. V., Kimasov M. A., Shcheklein N. I., Konurov V. A. High-speed platform for the transportation of containers. *Vagony i vagonnoe khozyaystvo*. 2017;(2):25-27 (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/ytarhr>.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Павел Юрьевич СЕМЕНОВ,

генеральный директор, ТрансПриводТверь (170036, г. Тверь, ул. Коняевского, д. 12, стр. 3), <https://orcid.org/0009-0003-5577-8063>

Сергей Львович САМОШКИН,

д-р техн. наук, начальник управления научно-технического обеспечения и развития, Тверской институт вагоностроения (ТИВ, 170003, г. Тверь, Петербургское шоссе, д. 45г), Author ID: 429049, <https://orcid.org/0009-0002-3757-6882>

Александр Николаевич МАКАРОВ,

ведущий инженер, Тверской институт вагоностроения (ТИВ, 170003, г. Тверь, Петербургское шоссе, д. 45г), <https://orcid.org/0009-0008-1062-4964>

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Pavel Yu. SEMENOV,

General Director, TransPrivodTver (170036, Tver, 12/3, Konyaevskogo St.), <https://orcid.org/0009-0003-5577-8063>

Sergey L. SAMOSHKIN,

Dr. Sci. (Eng.), Head of the Scientific and Technical Support and Development Department, Tver Institute of Railcar Engineering (170003, Tver, 45g, Peterburgskoye highway), Author ID: 429049, <https://orcid.org/0009-0002-3757-6882>

Alexander N. MAKAROV,

Leading Engineer, Tver Institute of Railcar Engineering (170003, Tver, 45g, Peterburgskoye highway), <https://orcid.org/0009-0008-1062-4964>

ВКЛАД АВТОРОВ

Павел Юрьевич СЕМЕНОВ. Руководство и организация испытаний, расчетно-графическое вписывание, анализ результатов работы и выводы (35%).

Сергей Львович САМОШКИН. Научно-техническое сопровождение, методические вопросы стендовых испытаний, анализ результатов и выводы, написание и редактирование текста статьи (30%).

Александр Николаевич МАКАРОВ. Разработка методики испытаний, проведение испытаний и обработка результатов, расчетно-графическое вписывание (35%).

CONTRIBUTION OF THE AUTHORS

Pavel Yu. SEMENOV. Managing and organising tests, guidance calculations and graphs, analysing work outcomes and drawing conclusions (35%).

Sergey L. SAMOSHKIN. Scientific and technical support, methodological aspects of bench tests, analysing outcomes and drawing conclusions, article writing and editing (30%).

Alexander N. MAKAROV. Developing test methods, holding tests and processing results, guidance calculations and graphs (35%).

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

The authors have read and approved the final manuscript.

Статья поступила в редакцию 11.09.2023, рецензия от первого рецензента получена 17.10.2023, рецензия от второго рецензента получена 31.10.2023, принята к публикации 30.11.2023.

The article was submitted 11.09.2023, first review received 17.10.2023, second review received 31.10.2023, accepted for publication 30.11.2023.



ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Оригинальная статья

УДК 629.4.027.2(045)

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

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



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

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

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

АННОТАЦИЯ

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

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

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

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

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

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

✉ chunin-sv@vnikti.com (С. В. Чунин)

© Чунин С. В., Гасюк А. С., Тимаков М. В., Фазлиахметов Д. М.,
Муравлев Е. В., Лобачев О. А., 2023



TECHNICAL MEANS OF RAILWAY TRANSPORT

Original article

UDK 629.4.027.2(045)

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

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



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

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

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

ABSTRACT

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

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

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

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

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

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

✉ chunin-sv@vnikti.com (S. V. Chunin)

© Chunin S.V., Gasyuk A.S., Timakov M.V., Fazliakhmetov D.M.,
Muravlev E.V., Lobachev O.A., 2023

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Система управления стендом обеспечивает:

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

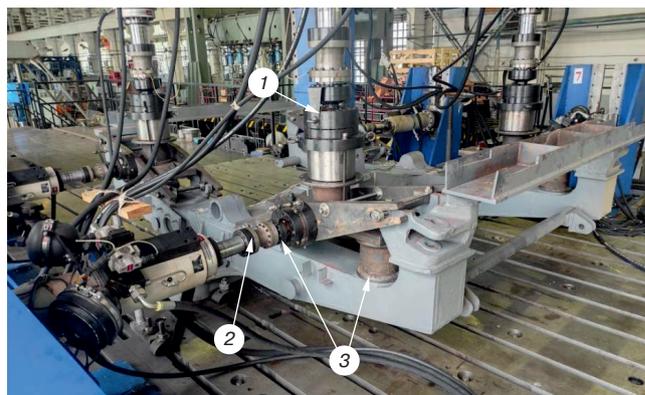


Рис. 1. Рама тележки на стенде:
1 — вертикальный гидроцилиндр; 2 — горизонтальный гидроцилиндр; 3 — места опирания пружин

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

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

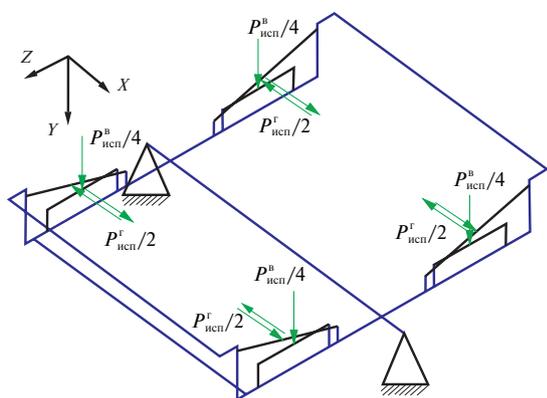


Рис. 2. Схема нагружения рамы тележки:

$P_{исп}^в$ — вертикальная нагрузка; $P_{исп}^г$ — горизонтальная нагрузка (рамная сила)

Fig. 2. Bogie frame loading diagram:

$P_{исп}^в$ — vertical load; $P_{исп}^г$ — horizontal load (frame force)

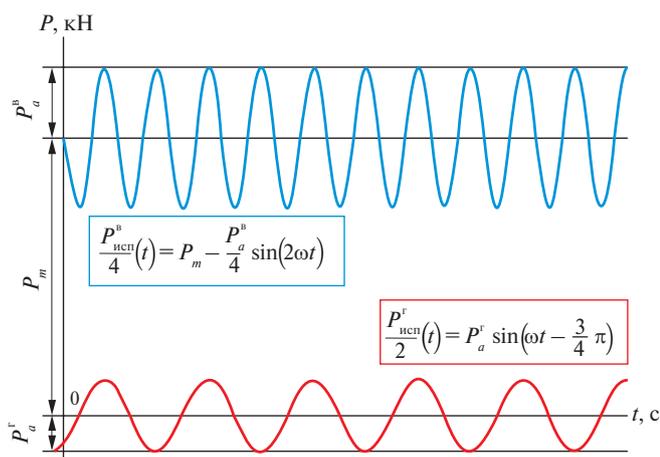


Рис. 3. Циклограмма нагружения:

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

Fig. 3. Loading cyclogram:

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

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

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

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

Стенд создает следующие нагрузки:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Таблица 1

Испытательные нагрузки рамы тележки

Table 1

Bogie frame test loads

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

Таблица 2

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

Table 2

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

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

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

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



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

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

² ГОСТ Р 55513–2013. С. 21.

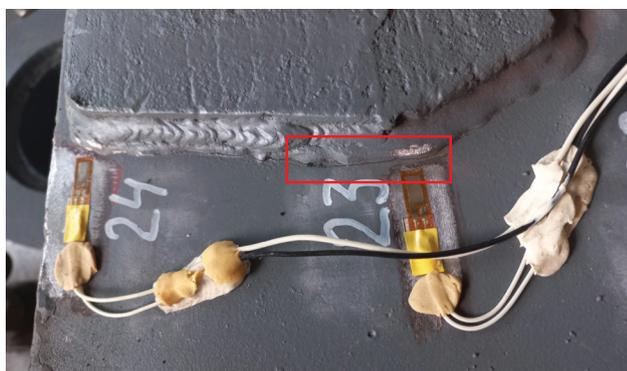


Рис. 5. Внешний вид трещины № 1 на боковине № 1

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

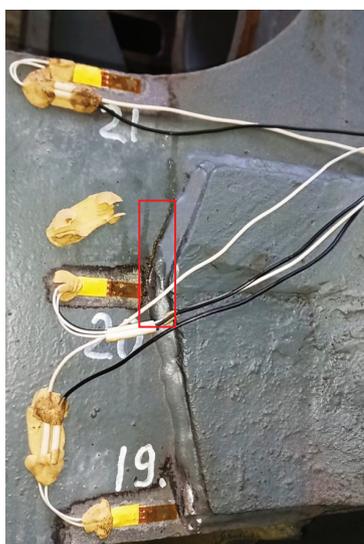


Рис. 6. Внешний вид трещины № 2 на боковине № 2

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



Рис. 7. Трещина № 1 после завершения испытаний

Fig. 7. Crack 1 on test completion

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

$P_{исп}^B = P_{ст}^B = 492$ кН — статическая вертикальная сила;

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

При этом:

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

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

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

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

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

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

Таблица 3

Испытательные нагрузки промежуточной рамы

Table 3

Intermediate frame test loads

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

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

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

Таблица 4

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

Table 4

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

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

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

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

Таблица 5

Результаты испытаний рамы тележки

Table 5

Bogie frame test results

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

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

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

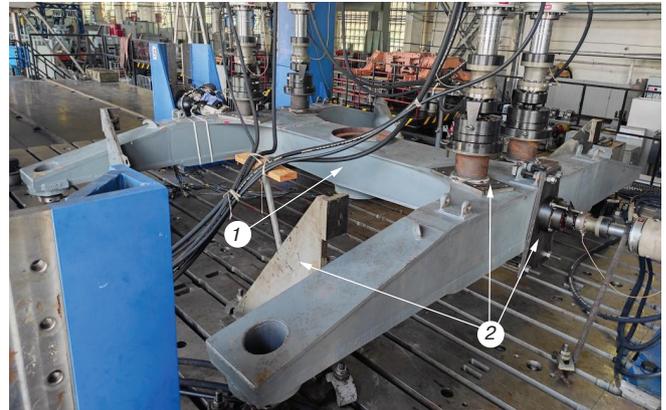


Рис. 8. Промежуточная рама на стенде: 1 — промежуточная рама; 2 — элементы технологической оснастки

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

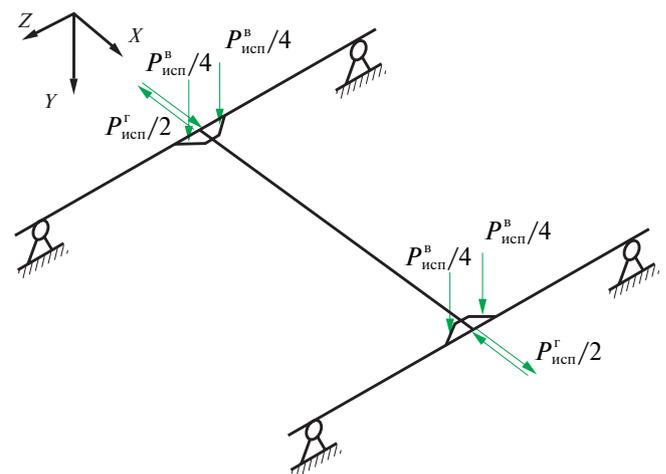


Рис. 9. Схема нагружения промежуточной рамы

Fig. 9. Intermediate frame loading diagram



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

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

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

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

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

Результаты расчетов представлены в табл. 6.

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

промежуточной рамы, необходимые для проведения расчетов.

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

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

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

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

Таблица 6

Результаты расчета предела выносливости рамы тележки

Table 6

Results of bogie frame endurance limit calculation

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

Таблица 7

Результаты испытаний промежуточной рамы

Table 7

Intermediate frame test results

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

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

⁴ Там же.

Результаты расчета приведенного
предела выносливости промежуточной рамы

Table 8

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

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

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

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

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

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

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

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

Для тепловозов имеем:

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

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

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

$f = 5,0$ Гц — частота амплитуд динамических напряжений;

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

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

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

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

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

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

Предложенная методика не касается вопросов живучести несущих конструкций локомотивов.

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

Основные выводы по результатам исследования.

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

По результатам проведенных испытаний установлено:

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

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

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

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

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

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

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

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ / REFERENCES

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

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

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

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

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

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

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

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

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

13. Безопасная эксплуатация локомотивов по ресурсу их базовых частей / Э. С. Оганьян [и др.] // Безопасность труда в промышленности. 2017. № 6. С. 54–58 [Oganyan E. S., Gasyuk A. S., Volokhov G. M., Fazliakhmetov D. M., Muravlev E. V. Safe Operation of Locomotives on the Resource of Their Basic Parts. *Occupational Safety in Industry*. 2017;(6):54-58. (In Russ.)]. <https://doi.org/10.24000/0409-2961-2017-6-54-58>.

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

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

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

16. Оганьян Э.С., Волохов Г.М., Гасюк А.С. Прогнозирование ресурса несущих конструкций локомотивов по условиям эксплуатации // Известия Транссиба. 2019. №2 (38). С. 47–54 [Oganyan E. S., Volokhov G. M., Gasyuk A. S. The locomotives load-bearing constructions resource prediction by operating conditions. *Journal of Transsib Railway Studies*. 2019;(2):47-54. (In Russ.). EDN: <https://www.elibrary.ru/wwozmv>.

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

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

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Сергей Владимирович ЧУНИН,

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

Александр Сергеевич ГАСЮК,

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

Максим Владимирович ТИМАКОВ,

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

Дамир Муратович ФАЗЛИАХМЕТОВ,

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

Евгений Владимирович МУРАВЛЕВ,

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

Олег Александрович ЛОБАЧЕВ,

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

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

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Sergey V. CHUNIN,

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

Alexander S. GASYUK,

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

Maksim V. TIMAKOV,

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

Damir M. FAZLIKHMETOV,

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

Evgeniy V. MURAVLEV,

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

Oleg A. LOBACHEV,

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

ВКЛАД АВТОРОВ

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

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

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

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

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

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

CONTRIBUTION OF THE AUTHORS

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

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

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

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

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

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

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

The authors have read and approved the final manuscript.

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

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



ПАТЕНТЫ ВНИИЖТ

УСТРОЙСТВО ФИКСАЦИИ КОНТАКТНОГО ПРОВОДА ДЛЯ ОТВОДА КОНТАКТНОЙ ПОДВЕСКИ НАД ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫМИ ПУТЯМИ

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

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

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

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

СИСТЕМА ОПОВЕЩЕНИЯ ОБСЛУЖИВАЮЩЕГО ПЕРСОНАЛА О ПРИБЛИЖЕНИИ ПОЕЗДА

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

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

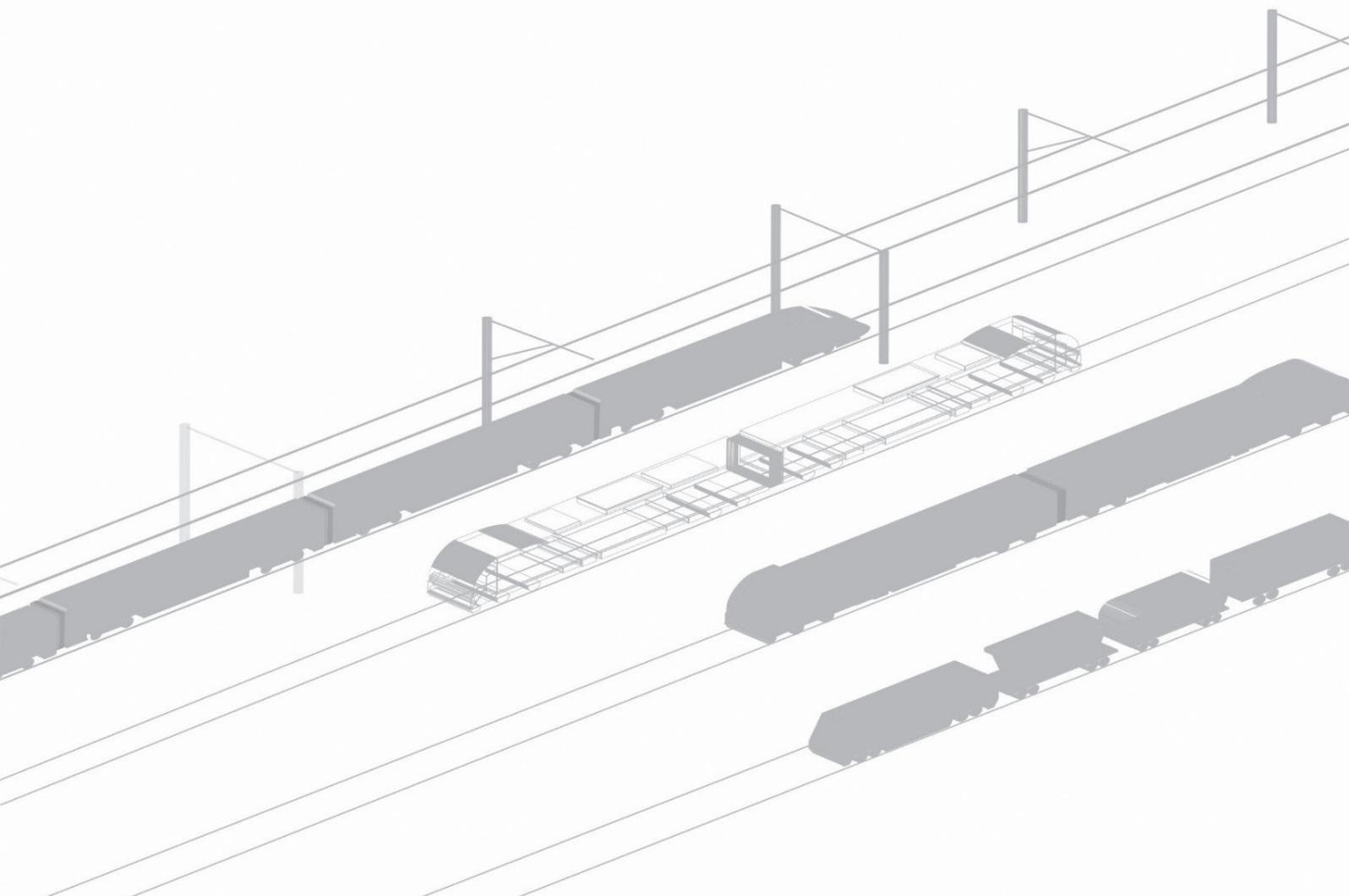
месторасположения поезда на путях участка контроля. Блок обработки информации содержит кнопку подтверждения, регистратор событий, плату процессора, входную плату, плату индикации, звуковой модуль, выходную плату, плату блока питания и плату фильтров. Устройство выполнено с возможностью контроля свободности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

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

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

АВТОМАТИЗАЦИЯ И УПРАВЛЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ ПРОЦЕССАМИ НА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОМ ТРАНСПОРТЕ

AUTOMATION AND CONTROL OF TECHNOLOGICAL
PROCESSES IN RAILWAY TRANSPORT





АВТОМАТИЗАЦИЯ И УПРАВЛЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ ПРОЦЕССАМИ
НА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОМ ТРАНСПОРТЕ

Оригинальная статья

УДК 621.313.333:621.316.71

DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-4-348-357>

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



Применение метода модального управления в асинхронном приводе

Ю. М. Кулинич, Д. А. Стародубцев✉

Дальневосточный государственный университет путей сообщения (ДВГУПС),
Хабаровск, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Введение. Развитие силовой электроники и информационных технологий способствует развитию и внедрению на подвижном составе частотно-регулируемого электропривода как для тяговых двигателей, так и вспомогательных машин электровоза. Данная публикация является продолжением темы исследований управления асинхронными машинами вспомогательного электропривода локомотивов переменного тока («Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта», 2021, № 5; 2022, № 1; 2023, № 1).

Материалы и методы. Для моделирования динамических процессов в модальном регуляторе асинхронного двигателя использован программный продукт SimInTech отечественной компании «ЗВ Сервис», позволяющий методом имитационного моделирования исследовать работу асинхронного привода.

Результаты. Было установлено, что используемый метод модального управления позволяет при управлении асинхронным двигателем задавать время и характер переходных процессов. Результаты имитационного моделирования системы автоматического регулирования подтвердили перспективность применения данного метода.

Обсуждение и заключение. Представленные результаты моделирования системы автоматического регулирования асинхронного привода, в которой применен метод модального управления, выявили возможность значительно сократить время переходных процессов. Это достигается за счет применения в модальном регуляторе безынерционных обратных связей по потокосцеплению и угловой скорости вращения ротора двигателя.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: асинхронный электродвигатель, вспомогательный привод, модальное управление, SimInTech, имитационное моделирование

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Кулинич Ю. М., Стародубцев Д. А. Применение метода модального управления в асинхронном приводе // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2023. Т. 82, № 4. С. 348–357. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-4-348-357>.



AUTOMATION AND CONTROL OF TECHNOLOGICAL PROCESSES IN RAILWAY TRANSPORT

Original article

UDK 621.313.333:621.316.71

DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-4-348-357>

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



Application of the modal control method to an asynchronous drive

Yuriy M. Kulinich, Dmitriy A. Starodubtsev ✉

Far Eastern State Transport University,
Khabarovsk, Russian Federation

ABSTRACT

Introduction. The development of power electronics and information technology facilitates the development and implementation of variable frequency electric drives for both traction motors and auxiliary machines of an electric locomotive. This publication is a continuation of research into controlling asynchronous machines of AC locomotives auxiliary electric drives ("Russian Railway Science Journal", 2021, No. 5; 2022, No. 1; 2023, No. 1).

Materials and methods. In order to simulate dynamic processes that occur in the modal controller of an asynchronous motor the authors used SimInTech software developed by 3V Service, a domestic vendor, that enables exploring the operation of an asynchronous drive using a simulation modeling technique.

Results. It is established that the applied modal control method enables setting the time and nature of transient processes during an asynchronous motor control. The results of modeling a simulation of an automatic control system confirmed that the application of this method features long-term benefits.

Discussion and conclusion. The presented outcomes of modeling an automatic control system for an asynchronous drive based on the modal control method revealed an opportunity to significantly reduce transient processes period. This is achieved through the use of delayless flux linkage and angular rotation speed feedback of the motor rotor in the modal controller.

KEYWORDS: asynchronous motor, auxiliary drive, modal control, SimInTech, simulation modeling

FOR CITATION: Kulinich Yu. M., Starodubtsev D. A. Application of the modal control method to an asynchronous drive. *Russian Railway Science Journal*. 2023;82(4):348-357. (In Russ.). <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-4-348-357>.

Введение. Представленная в работе методика проектирования регулятора позволяет анализировать различные варианты показателей качества регулирования, повышающие, например, энергоэффективность работы вспомогательных электрических машин электровоза.

В системе векторного управления асинхронным двигателем электромагнитные процессы зачастую описываются во вращающейся системе координат $d-q$ [1, 2]. Система управления двигателем является двухконтурной с внутренними подчиненными контурами тока [3]. В первом внешнем контуре за счет продольной составляющей тока статора i_{sd} осуществляется управление величиной потокосцепления ротора Ψ_R , во втором внешнем контуре поперечная составляющая тока статора i_{sq} определяет угловую скорость вращения ротора ω_R .

Такое построение системы управления с использованием в контурах регулирования инерционных регуляторов (обычно пропорционально-интегральных или пропорционально-интегрально-дифференцирующих) ограничивает быстродействие регулирования как во внутренних контурах тока, так и во внешних контурах регулирования потокосцепления и угловой скорости вращения ротора двигателя.

Качество регулирования в динамических режимах можно обеспечить за счет включения в структуру управления двигателем модального регулятора [4]. Синтез структуры системы автоматического регулирования (САР) основывается на применении теории пространства состояний с использованием принципов модального регулирования. Заданное качество переходных процессов обеспечивается путем использования в модальном регуляторе безынерционных обратных связей между переменными состояния объекта с его входом. Синтез системы управления выполняется на базе одноканальной структуры модального управления координатами состояний, относящимися к контурам потокосцепления и угловой скорости вращения ротора. При таких принципах построения САР обеспечиваются заданные параметры качества регулирования в динамических режимах работы.

Целью исследования является определение возможности применения модального регулятора для управления асинхронным двигателем, САР которого моделируется с помощью отечественного программного продукта SimInTech [5].

Моделирование динамики асинхронного двигателя. Математическая модель асинхронного двигателя во вращающейся системе координат $d-q$ описана в работе [2]. При условии компенсации влияния перекрестных связей по составляющим тока статора и момента сопротивления на валу двигателя $M_c = 0$ уравнения двигателя, записанные в форме Коши

относительно первых производных токов i_{sd} и i_{sq} , потокосцепления Ψ_R и угловой скорости вращения ротора ω_R , принимают следующий вид:

$$\frac{di_{sd}}{dt} = \frac{u_{sd}}{L_{\text{эКВ}}} - \frac{1}{T_{\text{эКВ}}} i_{sd} + \frac{K_R \Psi_R}{L_{\text{эКВ}} T_R}; \quad (1)$$

$$\frac{di_{sq}}{dt} = \frac{u_{sq}}{L_{\text{эКВ}}} - \frac{1}{T_{\text{эКВ}}} i_{sq} - \frac{K_R z_p}{L_{\text{эКВ}}} \omega_R \Psi_R; \quad (2)$$

$$\frac{d\Psi_R}{dt} = \frac{1}{T_R} (L_m i_{sd} - \Psi_R); \quad (3)$$

$$\frac{d\omega_R}{dt} = \frac{3}{2J} z_p K_R i_{sq} \Psi_R, \quad (4)$$

где $L_{\text{эКВ}} = L_S (1 - K_S K_R)$ — эквивалентная индуктивность рассеяния магнитного потока статора; L_S , L_R — индуктивность статора и ротора соответственно; $K_S = L_m / L_S$ — коэффициент электромагнитной связи статора; $K_R = L_m / L_R$ — коэффициент электромагнитной связи ротора; L_m — индуктивность ветви намагничивания; $T_{\text{эКВ}} = L_{\text{эКВ}} / R_{\text{эКВ}} = L_{\text{эКВ}} / (R_S - K_S^2 R_R)$ — эквивалентная постоянная времени цепи статора; $T_R = L_R / R_R$ — постоянная времени обмотки ротора соответственно; $R_{\text{эКВ}}$ — эквивалентное сопротивление двигателя, приведенное к обмотке статора; R_S , R_R — сопротивление статора и ротора; z_p — число пар полюсов двигателя; J — момент инерции, приведенный к валу двигателя; u_{sd} , u_{sq} — продольная и поперечная составляющие напряжения обмотки статора.

Состояние объекта управления (асинхронного двигателя) описывается в пространстве состояний не только входными и выходными переменными, но и внутренними координатами системы — переменными состояния x_i , образующими n -мерное пространство состояний системы. Переменные состояний образуют n -мерный вектор-столбец пространства состояний $\mathbf{X} = [x_1 \ x_2 \ \dots \ x_n]^T$. Стандартная форма записи уравнений динамики САР n -го порядка в пространстве состояний при нулевых начальных условиях имеет вид

$$\begin{cases} \dot{\mathbf{X}} = \mathbf{A}\mathbf{X} + \mathbf{B}\mathbf{u}; \\ \mathbf{Y} = \mathbf{C}\mathbf{X}, \end{cases} \quad (5)$$

где $\dot{\mathbf{X}}$ — n -мерная матрица-столбец первых производных переменных состояний; $\mathbf{A} \in \mathbb{R}^{n \times n}$ — матрица коэффициентов состояния объекта; $\mathbf{B} \in \mathbb{R}^{n \times 1}$ — матрица коэффициентов управления; \mathbf{u} — вектор управляющих воздействий; \mathbf{Y} — вектор выходных величин; $\mathbf{C} \in \mathbb{R}^{1 \times n}$ — матрица коэффициентов выхода по состоянию объекта.

В соответствии с выражениями (1)–(4) собственная матрица коэффициентов состояния объекта \mathbf{A} и матрица управления \mathbf{B} имеют следующий вид:

$$\mathbf{A} = \begin{pmatrix} -\frac{1}{T_\sigma} & 0 & \frac{K_R}{L_{\text{экв}} T_R} & 0 \\ 0 & -\frac{1}{T_\sigma} & -\frac{K_R z_p}{L_{\text{экв}}} \omega_R & -\frac{K_R z_p}{L_{\text{экв}}} \psi_R \\ \frac{L_m}{T_R} & 0 & -\frac{1}{T_R} & 0 \\ 0 & \frac{3z_p K_R}{2J} \psi_R & \frac{3z_p K_R}{2J} i_{Sq} & 0 \end{pmatrix}; \quad (6)$$

$$\mathbf{B} = \begin{pmatrix} \frac{K_{\text{инв}}}{L_{\text{экв}}} & 0 \\ 0 & \frac{K_{\text{инв}}}{L_{\text{экв}}} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{pmatrix},$$

где $K_{\text{инв}}$ — коэффициент передачи инвертора.

Для каждого канала управления двигателем создаются два соответствующих контура регулирования: по величине потокосцепления ротора и угловой скорости вращения. Представим матрицы \mathbf{A} и \mathbf{B} в виде двух пар отдельных матриц для соответствующих каналов регулирования [6].

В соответствии с выражением (6) выбраны матрицы для канала потокосцепления ротора ψ_R , имеющие вид

$$\mathbf{A}_{\psi_R} = \begin{pmatrix} -\frac{1}{T_{\text{экв}}} & \frac{K_R}{T_R L} \\ \frac{L_m}{T_R} & -\frac{1}{T_R} \end{pmatrix}; \quad \mathbf{B}_{\psi_R} = \begin{pmatrix} \frac{K_{\text{инв}}}{L_{\text{экв}}} \\ 0 \end{pmatrix}; \quad (7)$$

$$\mathbf{Y}_{\psi_R} = \begin{vmatrix} 0 & 1 \\ 1 & i_{Sq} \end{vmatrix} = \psi_R.$$

Аналогично для канала регулирования угловой скорости вращения ротора ω_R можно записать

$$\mathbf{A}_{\omega_R} = \begin{pmatrix} -\frac{1}{T_{\text{экв}}} & -\frac{K_R z_p}{L} \psi_R \\ \frac{3z_p K_R}{2J} \psi_R & 0 \end{pmatrix}; \quad \mathbf{B}_{\omega_R} = \begin{pmatrix} \frac{K_{\text{инв}}}{L_{\text{экв}}} \\ 0 \end{pmatrix}; \quad (8)$$

$$\mathbf{Y}_{\omega_R} = \begin{vmatrix} 0 & 1 \\ 1 & i_{Sq} \end{vmatrix} = \omega_R.$$

Синтез модального регулятора. Структура системы модального управления [7] показана на рис. 1.

Объект управления (асинхронный двигатель) представлен в пространстве состояний матрицами \mathbf{A} — \mathbf{C} и интегратором $1/p$. Обратная связь по переменным состояний $x(t)$ осуществляется с помощью модального регулятора, состоящего из матрицы обратной связи

$\mathbf{K} \in \mathbb{R}^{1 \times n}$ с безынерционными коэффициентами k_i и сумматора Σ .

Синтез модального регулятора заключается в определении коэффициентов передачи k_i ($i=1, n$) модального регулятора:

$$u = -k_1 x_1 - \dots - k_n x_n, \quad (9)$$

при которых замкнутая САУ имела бы заданный желаемый характеристический полином замкнутой системы регулирования [8]:

$$D(p) = \prod_{i=1}^n (p - \lambda_i) = p^n + a_{n-1} p^{n-1} + \dots + a_1 p + a_0, \quad (10)$$

где λ_i — заданные характеристические корни.

Методика синтеза модального регулятора заключается в последовательном выполнении следующих операций [9]:

1. Рассчитываются коэффициенты $d_0 - d_{n-1}$ характеристического полинома матрицы \mathbf{A} :

$$d(s) = \det(s\mathbf{E} - \mathbf{A}) = s^n + d_{n-1} s^{n-1} + \dots + d_1 s + d_0, \quad (11)$$

где s — оператор Лапласа; \mathbf{E} — единичная матрица.

2. Вычисляются коэффициенты передачи регулятора в каноническом базисе [9]:

$$k = [k_0 \ k_1 \ \dots \ k_{n-1}]. \quad (12)$$

Элементы вектора-строки \mathbf{K} определяются как разность коэффициентов желаемого характеристического полинома $D(p)$ и характеристического полинома $d(p)$ матрицы \mathbf{A} :

$$k_i = a_{i-1} - d_{i-1}, \quad i = 1, n. \quad (13)$$

3. Определяются в каноническом базисе выражения для матриц \mathbf{A}_{ψ_R} и \mathbf{B}_{ψ_R} и \mathbf{A}_{ω_R} и \mathbf{B}_{ω_R} исходной разомкнутой системы второго порядка ($n=2$) в соответствии с выражением

$$\mathbf{A}_k = \begin{vmatrix} 0 & 1 \\ -d_0 & -d_1 \end{vmatrix}; \quad \mathbf{B}_k = \begin{vmatrix} 0 \\ 1 \end{vmatrix}. \quad (14)$$

В последней строке выражения канонической матрицы \mathbf{A}_k записаны коэффициенты $d_0 - d_{n-1}$ матриц \mathbf{A}_{ψ_R} и \mathbf{B}_{ψ_R} , представленные в обратном порядке с противоположными знаками.

4. Рассчитываются матрицы управляемости исходного объекта управления и объекта управления в каноническом базисе в соответствии с выражениями

$$\mathbf{U} = \begin{vmatrix} \mathbf{B} & \mathbf{A}\mathbf{B} & \mathbf{A}^2\mathbf{B} & \dots & \mathbf{A}^{n-1}\mathbf{B} \end{vmatrix}; \quad (15)$$

$$\mathbf{U}_k = \begin{vmatrix} \mathbf{B}_k & \mathbf{A}_k\mathbf{B}_k & \mathbf{A}_k^2\mathbf{B}_k & \dots & \mathbf{A}_k^{n-1}\mathbf{B}_k \end{vmatrix}.$$

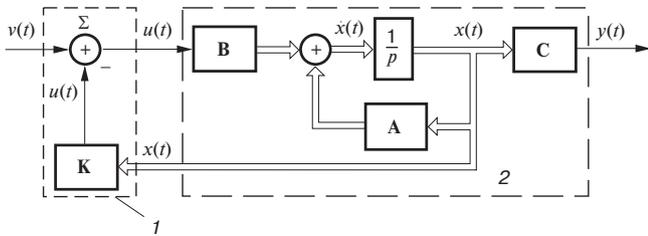


Рис. 1. Структурная схема САР с модальным управлением:
1 — модальный регулятор; 2 — объект управления

Fig. 1. Block diagram showing an automatic modal control system:
1 — modal controller; 2 — controlled element

5. Вычисляется матрица преобразования \mathbf{P} в соответствии со значениями матриц управляемости \mathbf{U} и \mathbf{U}_k :

$$\mathbf{P} = \mathbf{U}_k \mathbf{U}^{-1}. \quad (16)$$

6. В соответствии с выражениями (12) и (16) рассчитываются коэффициенты обратной связи для модального регулятора:

$$\begin{aligned} k_{\psi_R} &= K_{\psi_R} P_{\psi_R}; \\ k_{\omega_R} &= K_{\omega_R} P_{\omega_R}. \end{aligned} \quad (17)$$

Задание желаемого характеристического полинома.

Характер переходного процесса в САР определяется значениями частоты Ω_0 и коэффициентов $A_{n-1} - A_1$ желаемого характеристического полинома, представленного в общем виде как

$$D(\lambda) = \lambda^n + A_{n-1}\Omega_0 \lambda^{n-1} + \dots + A_1\Omega_0^{n-1}\lambda + \Omega_0^n. \quad (18)$$

Структура модальной САР позволяет за счет задания значений среднегеометрического корня Ω_0 и коэффициентов формы $A_{n-1} - A_1$ обеспечивать заранее заданные желаемые показатели качества переходного процесса.

Примерами желаемого характеристического полинома являются полиномы Ньютона (биномиальный) и Баттерворта, обеспечивающие характерное расположение корней полинома системы на комплексной плоскости [10]. Все стандартные полиномы определяются значением параметра Ω_0 , который определяет радиус распределения корней характеристического полинома.

Полином Ньютона n -го порядка имеет следующий вид:

$$D_N^*(\lambda) = (\lambda + \Omega_0)^n. \quad (19)$$

Корни λ_i полинома (19) обеспечивают системе апериодический характер с нулевым перерегулированием.

Корни полинома Баттерворта рассчитываются по формуле

$$\lambda_i = \Omega_0 \left(-\sin \frac{2i-1}{2n} \pi + j \cos \frac{2i-1}{2n} \pi \right), \quad (20)$$

где n — порядок системы; $i = 1, 2, \dots, n$ — порядковый номер коэффициента полинома; $j = \sqrt{-1}$ — мнимая единица.

Полином Баттерворта n -го порядка определяется выражением

$$D_B^*(\lambda) = \prod_{i=1}^n (\lambda - \lambda_i). \quad (21)$$

Замкнутые контуры регулирования потокосцепления и частоты вращения ротора представляют собой системы второго порядка. Для этой системы в соответствии с формулами (19) и (21) можно записать выражение для желаемого характеристического полинома:

$$\begin{aligned} D_N^*(\lambda) &= \lambda^2 + 2\Omega_0\lambda + \Omega_0^2 - \\ &\text{для полинома Ньютона;} \\ D_B^*(\lambda) &= \lambda^2 + 1,414\Omega_0\lambda + \Omega_0^2 - \\ &\text{для полинома Баттерворта.} \end{aligned} \quad (22)$$

Выражения для полиномов Ньютона и Баттерворта до шестого порядка представлены в работе [11].

Расчет желаемого характеристического полинома.

В выражения полиномов (22) входит неизвестный параметр Ω_0 . Для определения его значения и, соответственно, выражения желаемых характеристических полиномов необходимо выполнить следующие действия:

1. Построить нормированную переходную функцию (НПФ)

$$W(p) = \frac{1}{D^*(\lambda)} \quad (23)$$

путем присвоения в соответствующих выражениях $D^*(\lambda)$ параметру Ω_0 единичного значения и замены корней $\lambda_i \rightarrow p$ оператором Лапласа.

Выражения НПФ для полиномов Ньютона и Баттерворта принимают следующий вид:

$$W_N(p) = \frac{1}{p^2 + 2p + 1} \text{ и } W_B(p) = \frac{1}{p^2 + 1,414p + 1}. \quad (24)$$

2. Средствами программы SimInTech представить в графическом виде полученные НПФ (24) при единичном воздействии на вход выбранного для этого блока «Передаточная функция общего вида» из библиотеки «Динамические».

Результаты моделирования представлены на рис. 2 в виде НПФ $h(t)$ при воздействии на вход единичного сигнала $1(t)$.

3. Определить время переходного процесса t_n , т. е. момент времени, когда кривые достигают 95% от единичного выходного установившегося значения. Из рис. 2 следует, что это время составляет 4,74 с для полинома Ньютона и 2,94 с для полинома Баттерворта.

4. Рассчитать значения среднегеометрических частот Ω_B и Ω_N для полиномов Баттерворта и Ньютона, принимая одинаковым в обоих случаях заданное время переходного процесса $t_n^* = 0,015$ с:

$$\Omega_B = \frac{t_n}{t_n^*} = \frac{2,94}{0,015} = 196 \text{ с}^{-1}; \Omega_N = \frac{t_n}{t_n^*} = \frac{4,74}{0,015} = 316 \text{ с}^{-1}.$$

Подставляя в уравнения (22) рассчитанные значения Ω_B и Ω_N , получим выражения для желаемых характеристических полиномов Баттерворта и Ньютона:

$$D_B(p) = p^2 + 1,414\Omega p + \Omega^2 = p^2 + 277,14p + 38\,416; \quad (25)$$

$$D_N(p) = p^2 + 2\Omega p + \Omega^2 = p^2 + 632p + 99\,856. \quad (26)$$

Расчет средствами программы MatLab. Значения коэффициентов d_i в уравнении (11) характеристического полинома матрицы **A** для каналов потокосцепления и угловой скорости вращения ротора можно рассчитать средствами программы MatLab. Ниже в качестве примера приведена программа расчета коэффициентов d_i для канала потокосцепления ротора, в которой матрица **A** соответствует матрице **A_ψ** из выражения (7). Результат вычисления d_i представлен в виде вектора значений **ps** (рис. 3).

В результате выполнения пунктов 1–6 вышеприведенной методики расчета в программе MatLab были получены значения вектора коэффициентов потокосцепления **K_{ψ_r}** (**K_{psi}**) обратной связи модального регулятора для канала потокосцепления ротора ψ_R (рис. 4).

Аналогичный результат получается для расчета канала угловой скорости вращения ротора ω_R (рис. 5).

Рассчитанные значения рангов r_{psi} и r_w соответствуют порядку $n=2$ каналов потокосцепления и угловой скорости вращения, что свидетельствует о полной управляемости этих каналов.

Структурная схема модального управления асинхронным двигателем, реализованная в пакете программ SimInTech, показана на рис. 6.

Двигатель в схеме представлен блоком «Модель АД в дифференциальных уравнениях». Автономный инвертор напряжения (АИН) в каждом из каналов управления представлен апериодическим звеном первого порядка [12]:

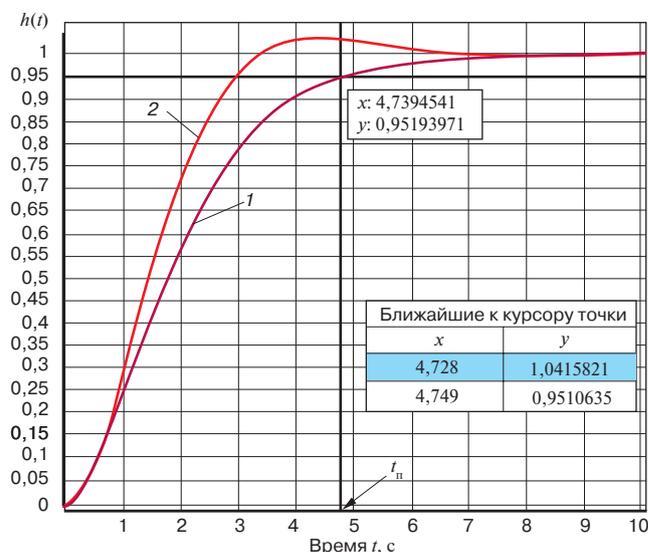


Рис. 2. Графики переходного процесса НПФ: 1 — для полинома Ньютона; 2 — для полинома Баттерворта

Fig. 2. Graphs of the transition process of the normalised transition function: 1 — for Newton polynomial; 2 — for Butterworth polynomial

```
>> format long
>> A=[-76.923 907.498; 0.0323 -1.1];
>> e=eig(A);
>> ps=poly(e)

ps =

1.000000000000000 78.022999999999996 55.3031146
```

Рис. 3. Значения коэффициентов d_i для канала потокосцепления
Fig. 3. Values of d_i ratios for the flux linkage channel

```
>> format long
>> A=[-76.923 907.498; 0.0323 -1.1];
>> B=[261868.68; 0];
>> U=[B A*B];
>> r=rank(U)

r =

2

>> Ui=inv(U);
>> Ak=[0 1; -55.303 -78.023];
>> Bk=[0;1];
>> Uk=[Bk Ak*Bk];
>> P_psi=Uk*Ui;
>> K_psi=[38360.7 199.157];
>> k_psi=K_psi*P_psi

k_psi =

0.000760522411462 4.5093416072717;
```

Рис. 4. Расчет значения вектора коэффициентов потосцепления ротора **K_{ψ_r}** (**K_{psi}**)
Fig. 4. Calculation of the vector of the rotor flux linkage ratios **K_{ψ_r}** (**K_{psi}**)

$K_w =$
 $1.0e+02 *$
 $0.003327744129988 \quad 1.262308601651680$

Рис. 5. Значение вектора коэффициентов угловой скорости вращения ротора K_{ω_r} (K_w)

Fig. 5. Value of the vector of the rotor angular speed ratios K_{ω_r} (K_w)

$$W_{\text{пч}}(s) = \frac{k}{Ts + 1},$$

где k и T — соответственно коэффициент передачи и постоянная времени апериодического звена.

Коэффициент передачи инвертора $K_{\text{инв}}$ определяется отношением амплитуд первой гармоники выходного напряжения АИН и его входного управляющего сигнала.

Постоянная времени инвертора $T_{\text{инв}}$ зависит от частоты коммутации ключевых элементов инвертора $f_{\text{инв}}$ ($T_{\text{инв}} = 1/f_{\text{инв}}$).

Компенсация внутренних перекрестных связей по токам статора двигателя осуществляется с помощью сумматора Sum_1, вычитателя Diff_1, усилителей k_1 и k_2 , а также умножителей Mult_1 и Mult_2. Входной информацией в этой структуре являются проекции тока статора i_d и i_q на вращающиеся оси координат dq , а также угловая скорость вращения магнитного поля статора ω_e .

Требуемое качество регулирования главной выходной координаты — угловой скорости вращения ротора двигателя ω_r задается с условием отсутствия перерегулирования в переходном процессе. Это выполняется при построении САР на основе характеристического полинома Ньютона $D_N(p)$ (26). Рассчитанные в соответствии с (26) значения коэффициентов используются в качестве коэффициентов обратной связи в канале управления угловой скоростью ротора (рис. 6). При моделировании канала потокосцепления ротора ψ_r принимается некоторое перерегулирование, не превышающее 15% от установившегося значения ψ_r . В этой связи в этом канале САР использован характеристический полином Баттерворта (25), в соответствии с которым рассчитываются значения коэффициентов усиления K_ψ .

Усилители с рассчитанными значениями коэффициентов усиления в канале потокосцепления $K_\psi = [0,00076 \quad 4,5093]$ в совокупности с соответствующими сумматором Sum_2 и вычитателем Diff_2 образуют цепь обратной связи модального регулятора по потокосцеплению ротора. Аналогично обратная связь по угловой скорости вращения ротора в модальном регуляторе выполняется с помощью усилителей с коэффициентами усиления $K_\omega = [0,333 \quad 126,23]$.

Величины потокосцепления и угловой скорости вращения ротора задаются с помощью соответствующих задатчиков сигналов $\psi_{\text{зад}}$ и $\omega_{\text{зад}}$ типа «Ступенька». Фактические значения этих величин контролируются с помощью осциллографов, подключенных к соответствующим выводам модели двигателя.

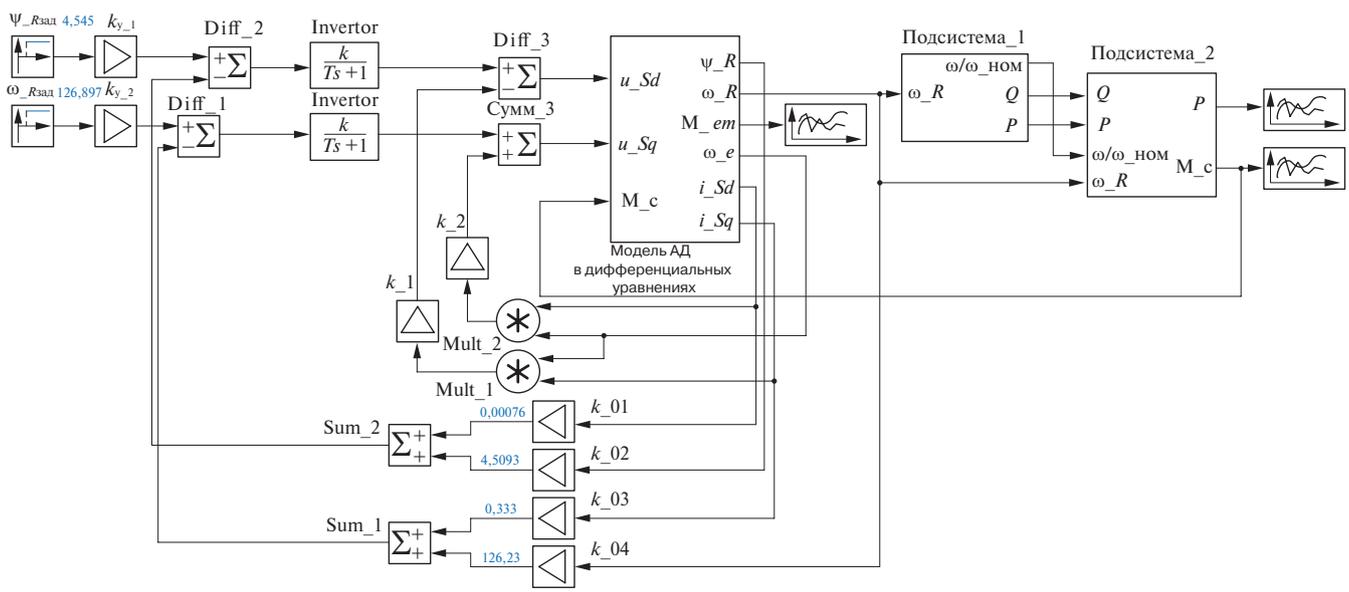


Рис. 6. Структурная схема САР с модальным управлением двигателем

Fig. 6. Block diagram showing an automatic motor modal control system

С помощью блоков «Подсистема_1» и «Подсистема_2» моделируется вентиляторная нагрузка асинхронного двигателя. В качестве прототипа в модели используется структурная схема системы вентиляции электровоза 2ЭС5С¹. Расчет момента сопротивления на валу двигателя M_c выполняется в блоке «Подсистема_2» в соответствии с методикой [13] и паспортными данными статического давления P и производительности вентилятора Q , приведенными в работе [14].

Безынерционные модальные обратные связи по потокосцеплению и скорости вращения ротора изменяют первоначальный коэффициент передачи в соответствующем канале регулирования и уменьшают установившееся значение выходной величины. Для исключения такого влияния достаточно на выходе задатчиков потокосцепления $\psi_{Rзад}$ и угловой скорости вращения ротора $\omega_{Rзад}$ установить корректирующие усилители k_{y_1} и k_{y_2} .

Структурная схема одного из каналов модальной САР показана на рис. 7, где корректирующий усилитель представлен коэффициентом усиления k_y .

Схема модального управления поддерживает равенство заданных и фактических значений потокосцепления и угловой скорости вращения ротора, т. е. выполняется условие регулирования $u_{вых} = u_{упр}$. В этом случае коэффициент передачи замкнутой САР с модальным управлением равен

$$k_y k_{mp} = 1, \tag{27}$$

где k_{mp} — коэффициент усиления схемы модального регулирования.

В соответствии с правилами расчета передаточных функций звеньев САР [15] коэффициент усиления корректирующего усилителя вычисляется по формуле

$$k_y = \frac{1}{k_{mp}} = \frac{1 + K_{инв} k_2 (k_{2_ос} + k_1 k_{1_ос})}{K_{инв} k_1 k_2}, \tag{28}$$

где $k_{1_ос}$ и $k_{2_ос}$ — коэффициенты обратных связей модального регулятора; $K_{инв}$ — коэффициент передачи инвертора, выбираемый в соответствии с методикой [3].

Рассчитанные в соответствии с полученным выражением значения коэффициентов усиления корректирующих усилителей составили $k_{y_1} = 4,545$ и $k_{y_2} = 126,897$ (рис. 6).

Результаты моделирования схемы модального регулятора при заданных значениях потокосцепления ротора $\psi_{Rзад} = 0,8$ Вб и угловой скорости вращения ротора $\omega_{Rзад} = 140$ рад/с показаны на рис. 8 и 9.

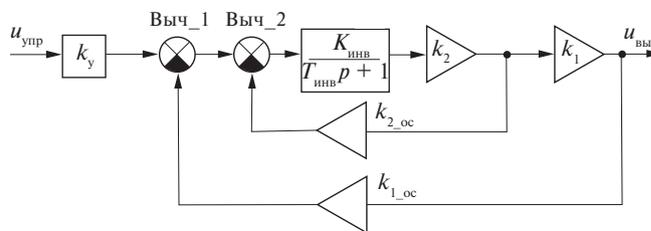


Рис. 7. Структурная схема канала модальной САР

Fig. 7. Block diagram showing a channel of an automatic modal control system

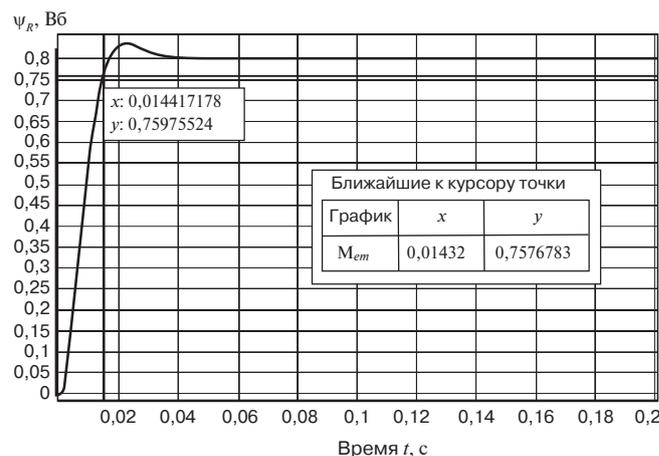


Рис. 8. График изменения потокосцепления ротора

Fig. 8. Graph showing changes in the rotor flux linkage

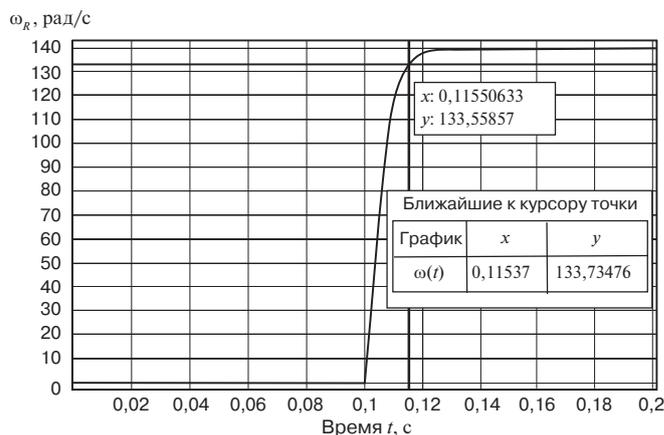


Рис. 9. График изменения угловой скорости вращения ротора двигателя

Fig. 9. Graph showing changes in the motor rotor angular speed

Обсуждение и заключение. Из анализа полученных результатов моделирования следует, что при рассчитанных коэффициентах усиления в модальном регуляторе установившиеся значения потокосцепления и

¹ Электровоз магистральный 2ЭС5С (3ЭС5С). Руководство по эксплуатации. Книга 5. Описание и работа. Электронное оборудование. Преобразователи. ИДМБ.661142.009 РЭ5 (ЗТС.001.012 РЭ5). Новочеркасск, 2005. 167 с.

угловой скорости вращения ротора двигателя достигнута за заданное время переходного процесса 0,015 с. Это свидетельствует об эффективности применения модального регулятора при векторном управлении асинхронным двигателем. При этом не требуется настройки параметров регуляторов в контурах управления потокосцеплением и угловой скоростью вращения ротора, а также отпадает необходимость в применении сложных управляющих микропроцессорных систем. Техническая реализация модальной системы управления может осуществляться относительно просто и экономично на базе преобразовательных устройств, представленных микросхемами средней степени интеграции.

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

Acknowledgments: the authors express their gratitude to the reviewers for their constructive comments, improving the quality 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

1. Калачев Ю. Н. SimInTech: моделирование в электроприводе. М.: ДМК Пресс, 2019. 98 с. [Kalachev Yu. N. *SimInTech: simulation in the electric drive*. Moscow: DMK Press Publ.; 2019. 98 p. (In Russ.)]
2. Моделирование векторного управления асинхронным приводом вспомогательных машин электроподвижного состава / Ю. М. Кулинич [и др.] // Вестник Научно-исследовательского института (Вестник ВНИИЖТ). 2022. Т. 81, № 1. С. 23–30 [Kulich Yu. M., Shukharev S. A., Dukhovnikov V. K., Gulyaev A. V. Modeling vector control of the asynchronous drive of electric rolling stock auxiliary machines. *Russian Railway Science Journal*. 2022;81(1):23-30. (In Russ.)]. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2022-81-1-23-30>.
3. Терехин В. Б. Моделирование систем электропривода в Simulink (Matlab 7.0.1). Томск: Изд-во Томского политех. ун-та, 2008. 320 с. [Terekhin V. B. *Modeling of electric drive systems in Simulink (Matlab 7.0.1)*. Tomsk: Publishing house of Tomsk Polytechnic University; 2008. 320 p. (In Russ.)].
4. Музылева И. В., Языкова Л. Н., Мещеряков В. Н. Применение метода пространства состояний для обобщенной системы типа «один вход — один выход» // Вестник кибернетики. 2022. № 4 (48). С. 59–68 [Muzyleva I. V., Yazykova L. N., Meshcheryakov V. N. Application of the State Space Method for a Generalized Single Input Single Output System. *Proceedings in Cybernetics*. 2022;(4):59-68. (In Russ.)]. <https://doi.org/10.34822/1999-7604-2022-4-59-68>.
5. Герман-Галкин С. Г., Карташев Б. А., Литвинов С. Н. Модальное проектирование электромеханических мехатронных модулей движения в среде SimInTech. М.: ДМК Пресс, 2021. 494 с. [German-Galkin S. G., Kartashov B. A., Litvinov S. N. *Model design of electromechanical mechanisms of mechatronic motion in the SimInTech environment*. Moscow: DMK Press Publ.; 2021. 494 p. (In Russ.)].
6. Пахомов А. Н., Коротков М. Ф., Федоренко А. А. Модальное управление электроприводом переменного тока // Вестник Сибирского государственного аэрокосмического университета им. академика М. Ф. Решетнева. 2021. № 3 (36). С. 70–74 [Pakhomov A. N., Korotkov M. F., Fedorenko A. A. Alternating current electric drive modal control. *The Siberian Aerospace Journal*. 2021;(3):70-74. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/ofyhgx>.
7. Деруссо П. М., Рой Р., Клоуз Ч. Пространство состояний в теории управления / пер. с англ. Р. Т. Янушевского; под ред. М. В. Меерова. М.: Наука, 1970. 620 с. [Derusso P. M., Roy R., Claws C. *State Space in the Control Theory*. Moscow: Nauka Publ.; 1970. 620 p. (In Russ.)].
8. Терехов В. М., Осипов О. И. Системы управления электроприводов. М.: Академия, 2005. 304 с. [Terekhov V. M., Osipov O. I. *Electric Drive Control Systems*. Moscow: Academia Publ.; 2005. 304 p. (In Russ.)].
9. Филиповский В. М. Системы управления в пространстве состояний. СПб., 2022. 75 с. [Filipovskiy V. M. *Control systems in the state space*. St. Petersburg; 2022. 75 p. (In Russ.)].
10. Панкратов В. В., Зима Е. А., Нос О. С. Специальные разделы современной теории автоматического управления. Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2007. 219 с. [Pankratov V. V., Zima E. A., Nos O. S. *Special Sections of Contemporary Automatic Control Theory*. Novosibirsk: Publishing House of the Novosibirsk State Technical University; 2007. 219 p. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/tgvwav>.
11. Синтез систем автоматического управления методом модального управления / В. В. Григорьев [и др.]. СПб.: СПбГУ ИТМО, 2007. 108 с. [Grigoriev V. V., Zhuravleva N. V., Lukyanova G. V., Sergeev K. A. *Synthesis of Automatic Control Systems Using the Modal Control Method*. St. Petersburg: SPbGU ITMO; 2007. 108 p. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/zaqzip>.
12. Автоматизированные системы управления электроподвижным составом. Ч. 1: Теория автоматического управления / под ред. Л. А. Баранова, А. Н. Савоськина. М.: Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте, 2014. 400 с. [Baranov L. A., Savos'kin A. N. (eds.) *Automated Electric Rolling Stock Control Systems. Part 1: Automatic Control Theory*. Moscow: Educational and Methodological Center for Education in Railway Transport; 2014. 400 p. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/xmsual>.
13. Фащиленко В. Н. Регулируемый электропривод насосных и вентиляторных установок горных предприятий. М.: Горная книга, 2011. 260 с. [Fashchilenko V. N. *Adjustable Electric Drive for Pumping and Fan Installations at Mining Enterprises*. Moscow: Gornaya kniga; 2011. 260 p. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/raunmx>.
14. Анализ системы охлаждения силового тягового оборудования электровоза переменного тока серии «Ермак» / Д. О. Мало-мыжев [и др.] // Молодая наука Сибири: электронный научный журнал. 2021. № 2 (12). С. 7–17 [Malomyzhev D. O., Demin L. V., Ustinov R. I., Mel'nichenko O. V. Analysis of the Cooling System of Power Traction Equipment of Domestic AC Electric Locomotives. *Molodaya nauka Sibiri: electron. scientific journal*. 2021;(2):7-17. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/ivakip>.
15. Автоматизация электроподвижного состава / под ред. А. Н. Савоськина. М.: Транспорт, 1990. 312 с. [Savos'kin A. N. (ed.) *Electric rolling stock automation*. Moscow: Transport Publ.; 1990. 312 p. (In Russ.)].

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Юрий Михайлович КУЛИНИЧ,

д-р техн. наук, профессор, кафедра транспорта железных дорог, Дальневосточный государственный университет путей сообщения (ДВГУПС, 680021, Россия, г. Хабаровск, ул. Серышева, д. 47), Author ID: 360696, <https://orcid.org/0000-0002-7725-8152>

Дмитрий Алексеевич СТАРОДУБЦЕВ,

инженер, кафедра транспорта железных дорог, Дальневосточный государственный университет путей сообщения (ДВГУПС, 680021, г. Хабаровск, ул. Серышева, д. 47), Author ID: 1171832, <https://orcid.org/0000-0001-8850-7954>

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Yuriy M. KULINICH,

Dr. Sci. (Eng.), Professor, Railway Transport Department, Far Eastern State Transport University (680021, Khabarovsk, 47, Serysheva St.), Author ID: 360696, <https://orcid.org/0000-0002-7725-8152>

Dmitriy A. STARODUBTSEV,

Engineer, Railway Transport Department, Far Eastern State Transport University (680021, Khabarovsk, 47, Serysheva St.), Author ID: 1171832, <https://orcid.org/0000-0001-8850-7954>

ВКЛАД АВТОРОВ

Юрий Михайлович КУЛИНИЧ. Формирование направления исследования, формулировка цели и задач работы, анализ

результатов, синтез модального регулятора, редактирование текста статьи (60%).

Дмитрий Алексеевич СТАРОДУБЦЕВ. Обзор систем модального управления асинхронным приводом, создание структурной схемы модального управления двигателем, имитационное моделирование, подготовка текста статьи (40%).

CONTRIBUTION OF THE AUTHORS

Yuriy M. KULINICH. Elaborating on research line, wording goals and objectives of the paper, analysing results, synthesising the modal controller, editing the article (60%).

Dmitriy A. STARODUBTSEV. Reviewing modal control systems for asynchronous drives, drawing a block diagram showing modal motor control basics, simulation modeling, writing the initial draft (40%).

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

The authors have read and approved the final manuscript.

Статья поступила в редакцию 06.10.2023, рецензия от первого рецензента получена 23.10.2023, рецензия от второго рецензента получена 29.10.2023, принята к публикации 20.11.2023.

The article was submitted 06.10.2023, first review received 23.10.2023, second review received 29.10.2023, accepted for publication 20.11.2023.

ПОДПИСКА

«Вестник ВНИИЖТ» ГДЕ подписаться?

Подписку на научно-технический журнал «Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта» («Вестник ВНИИЖТ») можно оформить в любом почтовом отделении связи по Объединенному каталогу «Пресса России», том 1 или агентствах по распространению печатных изданий «Урал-Пресс», АРЗИ и др.

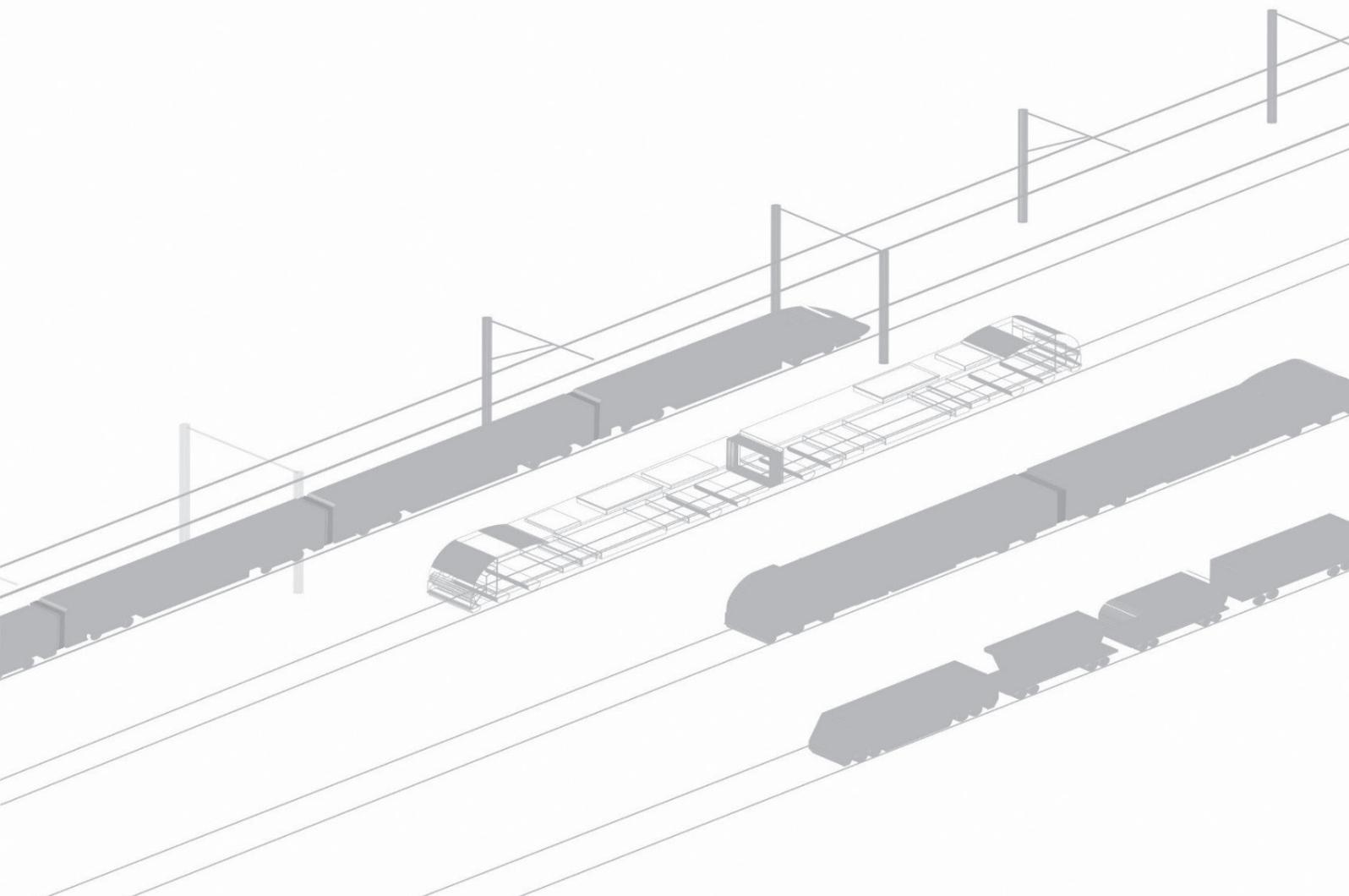
Подписной индекс журнала — 70116.

Также можно оформить подписку (годовую и полугодовую) на договорных условиях в редакции. Адрес редакции журнала: 129626, Москва, 3-я Мытищинская ул., д. 10, тел.: +7 (495) 602-84-56, e-mail: journal@vniizht.ru. Информация о подписке размещена на сайте журнала www.journal-vniizht.ru.

Подписчики стран ближнего и дальнего зарубежья могут оформить подписку на журнал «Вестник ВНИИЖТ» в агентстве «Урал-Пресс» (Ural-Press, export@ural-press.ru).

ТРАНСПОРТНОЕ МАТЕРИАЛОВЕДЕНИЕ

TRANSPORT MATERIALS SCIENCE





ТРАНСПОРТНОЕ МАТЕРИАЛОВЕДЕНИЕ

Оригинальная статья

УДК 625.151.81:620.186

DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-4-359-368>EDN: <https://elibrary.ru/wsnqvg>

Особенности работы металла в зоне образования дефектов моноблочной крестовины

П. В. Трегубчак✉

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

АННОТАЦИЯ

Введение. Анализируются причины появления и развития дефектов крестовин с цельнолитым блоком сердечника с усовиками и приварными рельсовыми окончаниями (моноблочная крестовина), работающих в условиях тяжеловесного и интенсивного движения. Выход из строя таких крестовин обусловлен процессами зарождения и развития трещин, а также выкрашиванием металла на поверхности катания. Одним из эффективных методов повышения ресурса крестовин является упрочнение их поверхности катания энергией взрывной волны.

Материалы и методы. Исследование микроструктуры металла опытных крестовин проведено с помощью металлографического комплекса на базе микроскопа Zeiss Axiovert 25 с программным обеспечением Thixomet Pro. Для химического травления поверхности образцов использовался реактив из 4%-го раствора азотной кислоты в дистиллированной воде. Твердость упрочненного слоя определялась по методу Бринелля в соответствии с ГОСТ 9012–59 на твердомере ТШ-2М.

Результаты. Установлено, что причиной образования дефекта по коду ДС.30Г.2 (в соответствии с Классификатором дефектов и повреждений элементов стрелочных переводов) может являться не только наличие оксидных плен и неспаев в металле, но и недостаточные прочностные характеристики конструкции крестовин, которые должны быть исключены на стадии постановки продукции на производство; повышенные динамические нагрузки, на которые не рассчитано соответствующее изделие. Микротрещины, образующиеся при дальнейшей эксплуатации в перенаклепанном слое металла у поверхности катания (без удаления дефектного слоя), приводят к расслоению металла и выкрашиванию. Таким образом, при проведении обточки крестовин необходимо наряду с удалением наплывов предусматривать удаление всего дефектного слоя. Исследования показали, что технология взрывного упрочнения поверхности катания крестовин наиболее эффективна.

Обсуждение и заключение. На основании полученных результатов сделаны выводы о возможности повышения ресурса крестовин за счет применения предварительного упрочнения поверхности катания.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: стрелочный перевод, моноблочная крестовина, прочность, конструирование, тяжеловесное движение, высокомарганцовистая сталь 110Г13Л, циклическое нагружение, образование дефектов

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Трегубчак П. В. Особенности работы металла в зоне образования дефектов моноблочной крестовины // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2023. Т. 82, № 4. С. 359–368. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-4-359-368>.



TRANSPORT MATERIALS SCIENCE

Original article

UDK 625.151.81:620.186

DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-4-359-368>

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



Peculiarities of metal work in the defect formation zone of a monoblock crossing

Pavel V. Tregubchak✉

Railway Research Institute,
Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

Introduction. The paper analyses the causes of appearance and development of defects of the solid block with wing rails and welded rail ends (monoblock crossing) operating under heavy and intensive traffic conditions. Failure of such crossings is caused by crack initiation and development processes, as well as by metal pitting on the tread surface. One of the effective methods to increase the life of crossings is to harden their tread surface with blast wave energy.

Materials and methods. The metal microstructure of the prototype crossings was investigated using metallographic equipment based on Zeiss Axiovert 25 microscope with Thixomet Pro software. Chemical etching of the surface of the samples used a reagent of 4 % nitric acid solution in distilled water. Hardness of the hardened layer was determined by the Brinell method as per GOST 9012–59 on a TSh-2M hardness tester.

Results. The author found that DS.30G.2 defects (Classifier of Defects and Damages of Turnout Elements) could be caused not only by oxide spots and cast seams in the metal but also by insufficient strength characteristics of the crossing structure, which should be eliminated when putting the product into production; increased dynamic loads not foreseen for the respective product. Microcracks formed in further operation in the overmoulded metal layer at the tread surface (without removing the defective layer) result in metal delamination and pitting. Thus, the turning of crossings should include the removal of the entire defective layer in addition to the removal of the swells. The research has shown that the most effective technology is explosive hardening of the crossing tread surface.

Discussion and conclusion. The results show that crossing life could be improved by pre-hardening of the tread surface.

KEYWORDS: turnout, monoblock crossing, strength, hardness, design, heavy traffic, high-manganese steel 110G13L, cyclic loading, defect formation

FOR CITATION: Tregubchak P.V. Peculiarities of metal work in the defect formation zone of a monoblock crossing. *Russian Railway Science Journal*. 2023;82(4):359-368. (In Russ.). <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-4-359-368>.

Введение. На российских железных дорогах конструкции острых крестовин из высокомарганцовистой стали с неподвижным сердечником наиболее многочисленны. Они применяются в стрелочных переводах, косоугольных глухих пересечениях и перекрестных съездах. При этом такие крестовины имеют наименьший ресурс в сравнении с другими основными элементами стрелочного перевода [1].

Наиболее распространенными дефектами крестовин с неподвижным сердечником являются отслоения и выкрашивания металла на поверхности катания литой части усовика и сердечника в зоне перекачивания. При проходе колес через эту зону возникают ударные динамические нагрузки, которые приводят к интенсивному образованию наплывов высокомарганцовистой стали, а несвоевременное их удаление — к отслоениям и выкрашиваниям металла. Так, доля крестовин, изъятых из пути в 2017–2018 гг. по дефектам, связанным с выкрашиванием металла по кодам ДУ.12.2, ДС.13.2, ДУ13.2, ДС.14.2, ДУ14.2 в соответствии с Классификатором дефектов и повреждений элементов стрелочных переводов¹, составляет 32%. Доля изъятых крестовин по причине выкрашивания наплавленного слоя на поверхности катания литой части усовика и сердечника (ДС.18.2, ДУ.18.2) составляет 19%, по причине износа — 41,4%. При этом доля изъятых крестовин по остальным дефектам в сумме составляет 7,8%. Кроме того, наиболее опасным дефектом при эксплуатации является горизонтальное расслоение литой части усовика и сердечника (ДС.30Г.2), обусловленное недостатками технологии литья, при которой внутри изделия возникают неспай и окисные пленки [2, 3].

Основными критериями работоспособности деталей в общем случае считаются прочность, жесткость, износостойкость, теплостойкость. При этом определение размеров и материала деталей производится по критериям, соответствующим условиям их работы в изделии [4]. По износостойкости и устойчивости к высоким статическим и динамическим нагрузкам особо отличается высокомарганцовистая аустенитная сталь Гадфильда (110Г13Л), которая под воздействием колес, проходящих по крестовине поездов, наклепывается, приобретая повышенную износостойкость. Известно, что сталь с аустенитной структурой характеризуется низким пределом текучести, составляющим примерно одну треть от предела прочности, и значительно упрочняется под действием холодной деформации [5, 6]. По этой причине сталь 110Г13Л

плохо обрабатывается резанием, что вызвано повышенной способностью составляющего ее марганцовистого аустенита к упрочнению (наклепу) при резании с повышением твердости до 230 НВ. Особенности свойства этой стали привели к тому, что изделия из нее производятся преимущественно методом литья (крестовины и стрелки железнодорожных и трамвайных путей, траки гусеничных машин, зубья ковшей экскаваторов, футеровка шаровых мельниц, била и брони дробилок и др.) [7–9].

Прочность, т. е. способность материала противостоять внешним нагрузкам без разрушения, задается на стадии разработки изделия исходя из условий, что допустимые расчетные напряжения должны быть обеспечены конструкцией и технологией изготовления при минимальных затратах материала [10]. Конструктивные особенности крестовины из высокомарганцовистой стали в значительной степени будут влиять на ее прочностные показатели, на появление отказов, угрожающих безопасности движения поездов, а также на долговечность крестовины. Кроме того, должны учитываться свойства конструкции, определяющие ее приспособленность к достижению оптимальных затрат при производстве — технологичность — как с точки зрения изготовления отливки, так и ее механической обработки [11].

Причинами разрушения в процессе эксплуатации литого блока моноблочной крестовины под действием нагрузок, не превышающих регламентированные, могут являться недостаточные прочностные характеристики конструкции, механические повреждения, а также наличие недопустимых дефектов металлургического характера в теле или на поверхности литой детали.

Одним из эффективных методов повышения ресурса крестовин является упрочнение их поверхности катания энергией взрывной волны. По данным компании Vossloh Cogifer, упрочнение крестовин энергией взрывной волны позволяет увеличить несущую способность до 40%, снизить затраты на техническое обслуживание до 50%². Российский опыт эксплуатации упрочненных крестовин показывает увеличение ресурсных показателей до 30% для крестовин массовых конструкций. Такие крестовины серийно выпускались в РФ до 2018 г., после чего их производство было возобновлено только в 2022 г. с применением новых взрывных зарядов.

Таким образом, основная цель этой работы — определение наиболее эффективного метода повышения ресурса крестовин из высокомарганцовистой стали. Для реализации цели необходимо выявить

¹Классификатор дефектов и повреждений элементов стрелочных переводов [Электронный ресурс]: утв. распоряжением ОАО «РЖД» от 27.09.2019 № 2143/п. URL: https://fmklab.ru/wp-content/uploads/2020/04/2143_r-Klassifikator-strelochnyh-perevodov.pdf (дата обращения: 13.06.2023).

²Cast Manganese common Crossings [Электронный ресурс]: сайт / Vossloh Cogifer. URL: https://www.vossloh.com/en/products-and-solutions/product-finder/product_13504.php (дата обращения 12.06.2023).

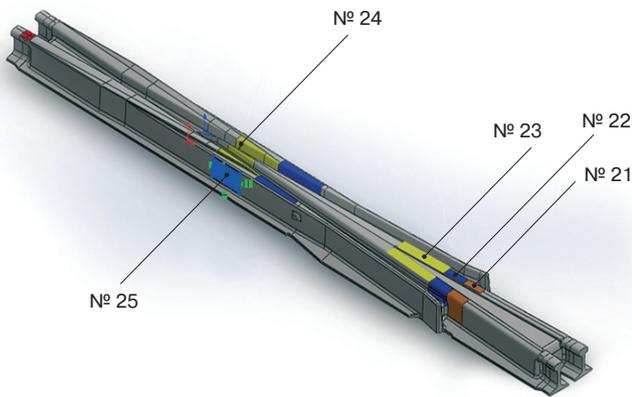


Рис. 1. Схема расположения вырезанных образцов № 21, 22, 23, 24, 25

Fig. 1. Layout of cut samples No. 21, 22, 23, 24, 25

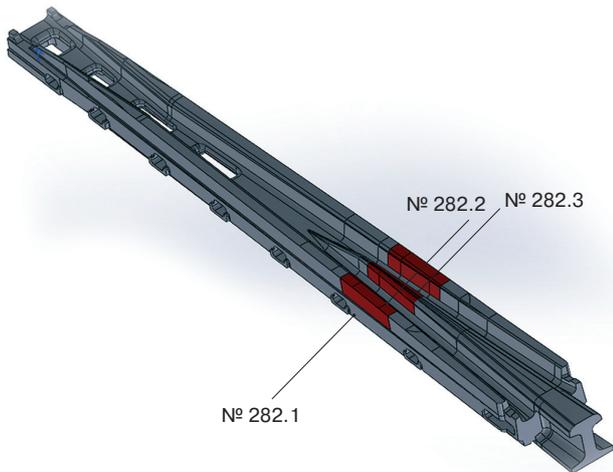


Рис. 2. Схема расположения образцов № 282.1, 282.2, 282.3, вырезанных из сердечника, упрочненного энергией взрывной волны

Fig. 2. Layout of samples No. 282.1, 282.2, 282.3 cut from the core hardened by blast wave energy



Рис. 3. Излом крестовины:

1 — поверхность излома; 2 — внешняя поверхность сердечника; 3 — внутренняя поверхность сердечника

Fig. 3. Cross beam rupture:

1 — rupture surface; 2 — core outer surface; 3 — tongue piece inner surface

природу появления основных дефектов крестовин — выкрашиваний поверхности катания клина и литых усювиков, трещин.

Материалы и методы исследования. Объектами исследования были образцы металла из моноблочной крестовины типа Р65 марки 1/11 проекта Н 01.002.3100.01, плавка № 156081. Образцы промаркированы номерами с 21 по 25. Схема расположения вырезанных образцов представлена на рис. 1.

Образцы № 21, 22, 23 вырезаны из сердечника литой крестовины в районе улавливающего желоба с продольной трещиной на боковой поверхности. Микрошлифы изготавливали по методике с шлифованием алмазными пастами и полировкой окисью хрома. Для химического травления поверхности образцов использовался 4%-й раствор азотной кислоты в дистиллированной воде. Образец № 24 вырезан из сердечника в зоне перекатывания колес подвижного состава, образец № 25 — из левой усювой для определения механических свойств стали.

Исследование микроструктуры материала крестовины проведено с помощью металлографического комплекса на базе микроскопа Zeiss Axiovert 25 с программным обеспечением Thixomet Pro.

Объектами исследования упрочненного слоя поверхности катания крестовин были образцы, вырезанные из сердечников типа Р65 марки 1/11 проекта 2750: сердечника, упрочненного энергией взрывной волны, неупрочненного сердечника, подвергнутого естественному упрочнению в процессе эксплуатации. Образцы сердечника, упрочненного энергией взрывной волны, промаркированы номерами 282.1, 282.2 и 282.3. Схема расположения вырезанных образцов в отливке сердечника представлена на рис. 2.

Упрочнение сердечника производилось по стандартной технологии завода-производителя во взрывной камере с применением специальных взрывных зарядов. Измерение твердости произведено по методу Бринелля по ГОСТ 9012–59³ на твердомере ТШ-2М.

Результаты исследований. При визуальном осмотре моноблочной крестовины вмятины, забоины и другие следы механических повреждений на поверхности крестовины не выявлены. По дефектности крестовина полностью соответствует требованиям ГОСТ 7370–2015⁴.

После проведения резки образцов было выявлено, что на поверхности излома крестовины с внутренней стороны сердечника наблюдаются следы продуктов окисления — корродирование под воздействием окружающей среды (рис. 3), свидетельствующее о том, что зарождение и развитие

³ ГОСТ 9012–59 (ИСО 410–82, ИСО 6506–81). Металлы. Метод измерения твердости по Бринеллю: дата введения 1960-01-01. М.: Стандартинформ, 2007. 40 с.

⁴ ГОСТ 7370–2015. Крестовины железнодорожные. Технические условия: дата введения 2016-07-01. М.: Стандартинформ, 2015. 66 с.

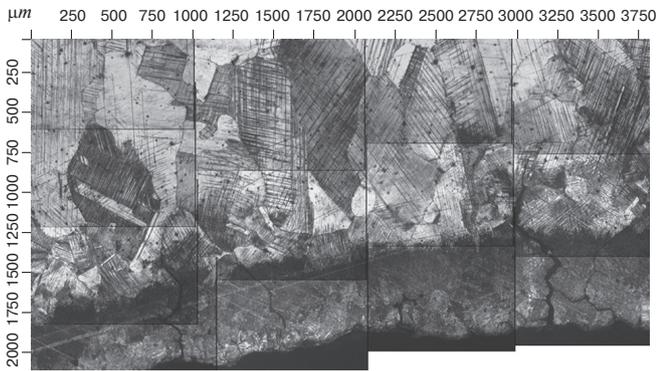


Рис. 4. Структура в зоне зарождения трещины
Fig. 4. Crack formation zone structure



Рис. 5. Полосы сдвига (1, 2), образовавшиеся у поверхности трещины под воздействием знакопеременных нагрузок
Fig. 5. Shear bands (1, 2) formed at the crack surface under the influence of alternating loads

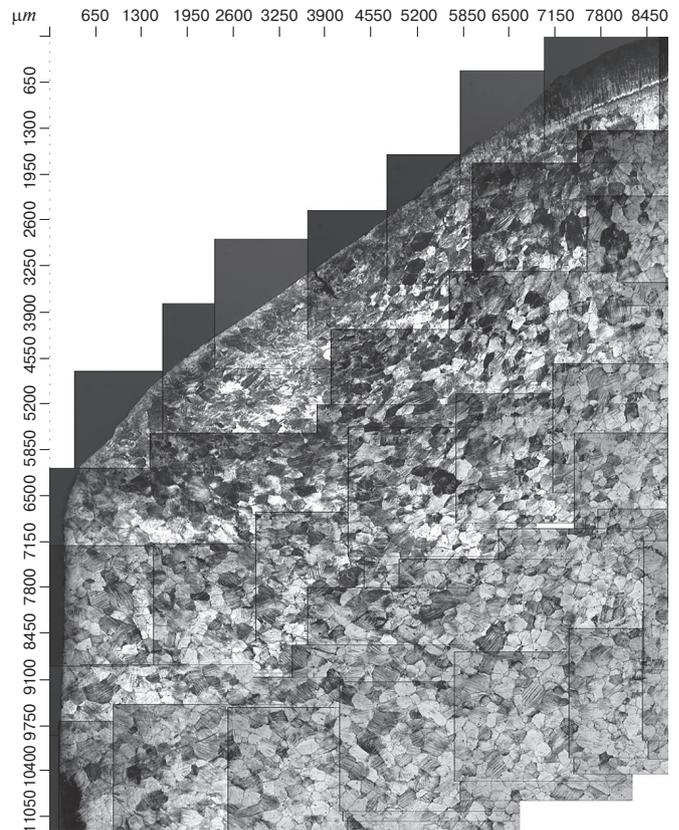


Рис. 6. Изменение зеренной структуры и плотности полос сдвига у поверхности катания под воздействием колес подвижного состава
Fig. 6. Changes in grain structure and density of shear bands at the tread surface under the influence of rolling stock wheels

Fig. 6. Changes in grain structure and density of shear bands at the tread surface under the influence of rolling stock wheels

продольной трещины происходило от внутренней поверхности отливки крестовины в течение длительного времени.

При проведении металлографического исследования использовались образцы, вырезанные из крестовины в зоне поверхности катания, а также поперек поверхности излома.

Дефектов литейного характера в зоне зарождения трещины выявлено не было. При этом зона зарождения трещины у внутренней поверхности крестовины имеет очень высокую плотность полос сдвига, которая снижается по мере удаления от поверхности. Высокая плотность полос сдвига свидетельствует о «перенаклепе», результатом которого явилось образование микротрещин (рис. 4). Такие изменения зеренной структуры характерны при воздействии внешних нагрузок на сталь 110Г13Л.

При перенаклепе происходит локальное уменьшение плотности металла в более деформированных зонах и образование микротрещин. Дальнейшее воздействие знакопеременных нагрузок приводит к

объединению микротрещин в магистральную, вдоль фронта продвижения которой тоже образуются полосы сдвига (рис. 5).

У поверхности катания, подвергавшейся эксплуатационному воздействию, наблюдаются полосы сдвига. Плотность полос сдвига и глубина их распространения от поверхности катания увеличиваются в сечениях, наиболее подверженных внешней нагрузке (рис. 6).

В зоне перенаклепа также наблюдаются трещины, распространяющиеся параллельно поверхности катания. На поверхности катания имеются трещины, уходящие в глубину металла до 0,5 мм под углом ~ 45° (рис. 7).

Микротрещины у поверхности катания при дальнейшей эксплуатации без удаления дефектного слоя приводят к расслоению металла и выкрашиванию.

Зоны сварных стыков в переднем и заднем вылетах крестовины не поражены дефектами — трещинами. Твердость в сварном шве и зоне термического влияния

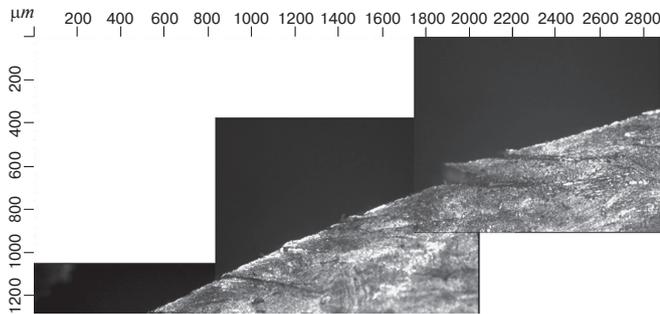


Рис. 7. Микротрещины на поверхности катания

Fig 7. Microcracks on the tread surface

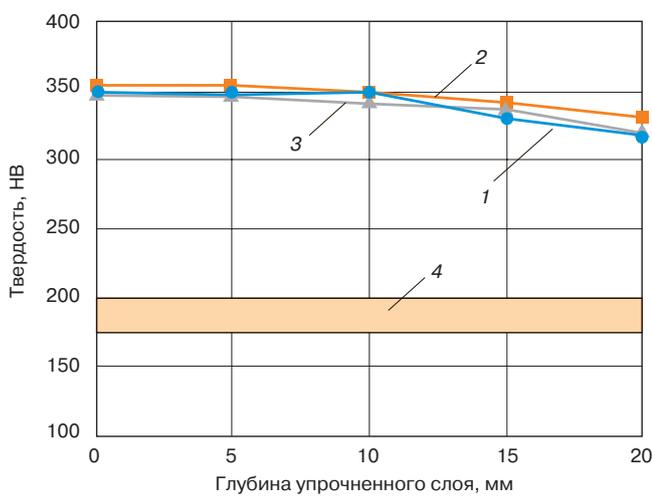


Рис. 8. Распределение твердости по глубине упрочненного слоя: 1 — образец 282.1; 2 — образец 282.2; 3 — образец 282.3; 4 — диапазон твердости металла неупрочненных образцов

Fig. 8. Hardness distribution along the depth of the hardened layer: 1 — sample 282.1; 2 — sample 282.2; 3 — sample 282.3; 4 — metal hardness range of unhardened samples

сварного шва не превышает 43 HRC, что соответствует требованиям ГОСТ 7370–2015⁵.

Исследования образцов металла, вырезанных из отливки крестовины, показали, что продольная трещина на боковой поверхности отливки сердечника развивалась длительное время. Дефектов литейного характера в зоне зарождения трещины не выявлено. Причиной образования трещины являются недостаточные прочностные характеристики конструкции литой части моноблочной крестовины.

Выкрашивание поверхности катания вызвано ударными динамическими нагрузками от колес подвижного состава, которые приводят к перенаклепу высокомарганцовистой аустенитной стали и образованию микротрещин и наплывов дефектного металла. Несвоевременное удаление дефектного слоя, наряду с наплывами, приводит к отслоениям и выкрашиванию металла.

Упрочнение поверхности катания крестовин. Исследование упрочненного слоя, образовавшегося под воздействием энергии взрывной волны. Результаты измерений твердости упрочненного слоя, образовавшегося под воздействием энергии взрывной волны, представлены на рис. 8. Глубина упрочненного слоя образцов измерялась относительно крайней верхней точки на поверхности катания. Твердость металла неупрочненных крестовин составляет порядка 180–200 НВ, в отдельных случаях может достигать 220 НВ.

Микроструктура исследованных образцов — аустенит. Карбидные включения не выявлены. От поверхности до глубины 25 мм наблюдаются полосы сдвига (рис. 9), что вызвано эффектом от упрочнения взрывом. Плотность полос сдвига ближе к основному металлу снижается (рис. 10).



Рис. 9. Структура аустенита с полосами сдвига: а — на поверхности; б — на глубине 25 мм

Fig. 9. Austenite structure with shear bands: а — on the surface; б — 25 mm deep

⁵ ГОСТ 7370–2015. С. 25.

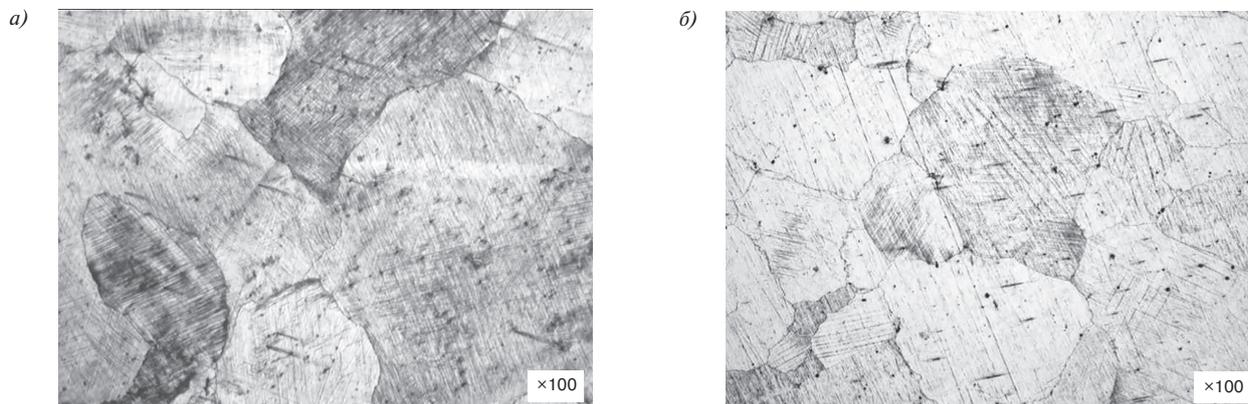


Рис. 10. Структура упрочненного слоя образцов:
a — на глубине 10 мм; *b* — на глубине 25 мм

Fig. 10. Structure of the hardened layer of the samples:
a — 10 mm deep; *b* — 25 mm deep

Твердость на поверхности и по глубине упрочненного слоя, а также микроструктура исследованных образцов соответствуют требованиям ГОСТ 7370–2015⁶ и технологической инструкции на упрочнение поверхности катания литых сердечников, моноблочных и цельнолитых крестовин методом взрыва. Глубина упрочненного слоя исследованных образцов превышает максимально допустимую глубину вертикального износа сборных и цельнолитых крестовин, регламентированную Классификатором дефектов и повреждений элементов стрелочных переводов⁷, которая составляет 12 мм.

Исследования образцов металла, вырезанных из отливки упрочненного сердечника, показали, что применение новых взрывных зарядов позволяет производить упрочнение поверхности катания крестовин методом взрыва в соответствии с имеющейся технологией завода-производителя и получать продукцию, соответствующую предъявляемым к ней требованиям качества.

Проведенное моделирование цельнолитого блока моноблочной крестовины методом конечных элементов с использованием расчетной платформы ANSYS Workbench выявило наименьшие значения коэффициента запаса по усталостной прочности в зонах *1* и *2* (рис. 11). Поле распределения коэффициента запаса по усталостной прочности, полученное в ходе моделирования, представлено на рис. 12.

В крестовине после пропуска 235,6 млн т брутто были выявлены: продольная горизонтальная трещина на литой части сердечника в районе первой опасной зоны, подозрение на дефект по коду ДС.30Г.2

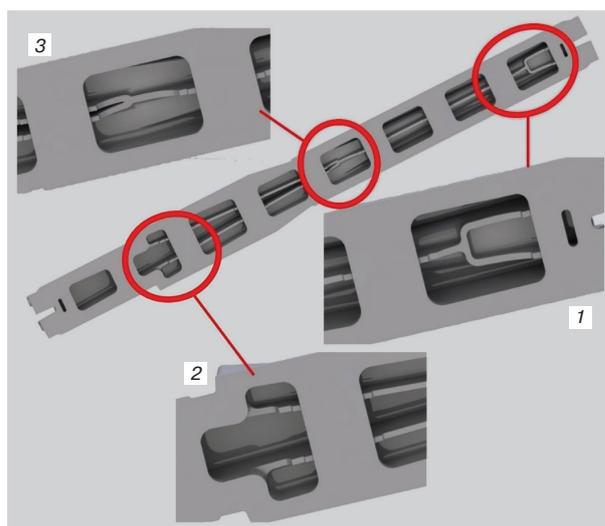


Рис. 11. Модель конструкции моноблочной крестовины со двоянными продольными ребрами жесткости:
1 — первая опасная зона со стороны переднего торца отливки;
2 — вторая опасная зона со стороны заднего торца отливки;
3 — геометрия соединения ребер, идущих со стороны заднего торца отливки [12, с. 150]

Fig. 11. Monoblock crossing design model with double longitudinal stiffening:
1 — first danger zone at the front end of the casting;
2 — second danger zone at the rear end of the casting;
3 — rib connection geometry from the rear end of the casting [12, p. 150]

(рис. 13). Также в процессе эксплуатации на опытных крестовинах выявлялись дефекты по коду ДС.13.2. Подробно результаты расчетов и эксплуатационных

⁶ ГОСТ 7370–2015. С. 55.

⁷ Классификатор дефектов и повреждений элементов стрелочных переводов. С. 84

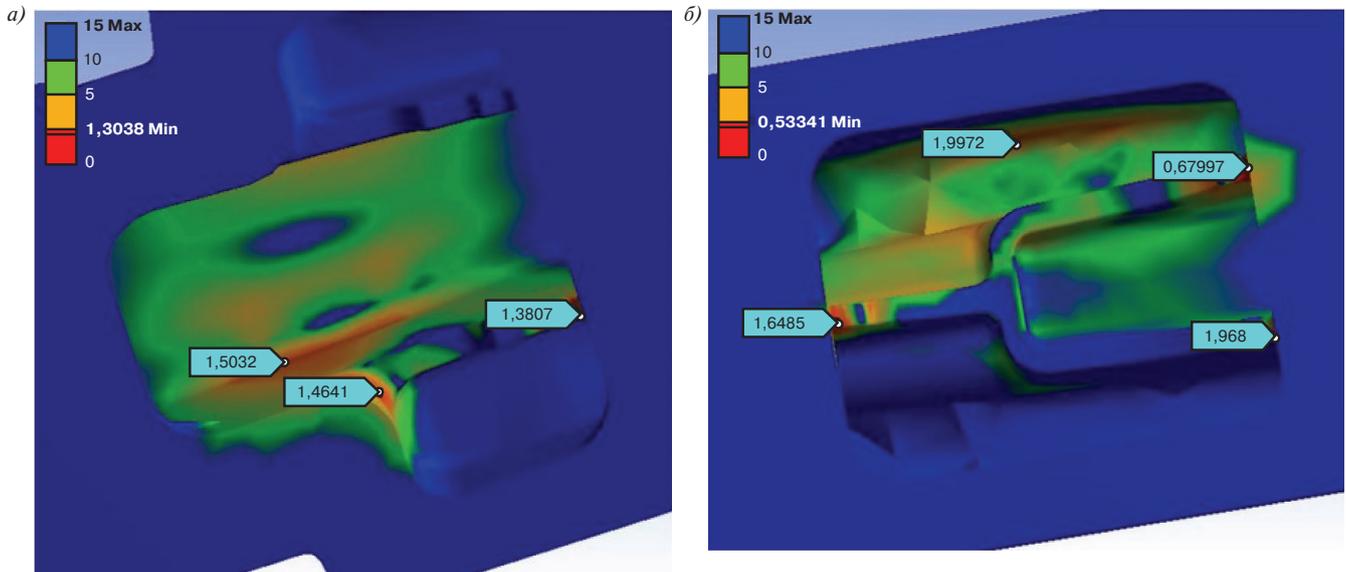


Рис. 12. Коэффициент запаса по усталостной прочности: *a* — со стороны заднего торца отливки; *b* — со стороны переднего торца отливки [12, с. 153]

Fig. 12. Fatigue safety coefficient: *a* — from the back end of the casting; *b* — from the front end of the casting [12, p. 153]



Рис. 13. Результат проверки трещины методом цветной дефектоскопии, подозрение на дефект ДС.30Г.2 [12, с. 155]

Fig. 13. Result of crack inspection by colour defectoscopy, suspected defect DS.30G.2 [12, p. 155]

испытаний крестовины данной конструкции были представлены в [12].

Как видно из рис. 11, 12, *a* и 13, место образования продольной горизонтальной трещины совпадает с местом и направлением области с пониженной величиной коэффициента запаса по усталостной прочности.

Выявленные зоны с недостаточными прочностными характеристиками были усилены в ходе процесса постановки на производство, а соответствующая конструкция крестовины принята к серийному производству.

Обсуждение и заключение. Автор предлагает для повышения ресурса крестовин применять предварительное упрочнение поверхности катания энергией взрывной волны, а также проводить своевременное удаление шлифованием как наплывов металла, так и дефектного слоя, образовавшихся под действием нагрузки от колес подвижного состава. Для проведения шлифовки поверхности катания крестовин стрелочных переводов с неподвижным сердечником необходимо разработать инструкцию, в которой должен быть предусмотрен порядок работ по ликвидации дефектов крестовин по кодам ДУ.12.2, ДС.13.2, ДУ.13.2, ДС.14.2, ДУ.14.2, ДС.18.2, ДУ.18.2, ДС.42.2, ДУ.42.2 в соответствии с Классификатором дефектов и повреждений элементов стрелочных переводов.

Применение при производстве крестовин технологии упрочнения энергией взрывной волны наряду с увеличением износостойкости и ресурса выявляет скрытые дефекты литья (например, внутренние трещины), что также повышает эксплуатационную надежность крестовины.

Установлено, что причиной образования дефекта по коду ДС.30Г.2 может являться не только наличие оксидных плен и неспаев в металле, но и

недостаточные прочностные характеристики конструкции крестовины, повышенные динамические нагрузки, на которые не рассчитано соответствующее изделие. Недостатки конструкции крестовины должны быть исключены на стадии постановки изделия на производство.

С целью увеличения ресурсных показателей моноблочных крестовин рекомендуется применение предварительного упрочнения поверхности катания энергией взрывной волны, что позволит уже на начальном этапе эксплуатации крестовины обеспечить наличие высокой твердости верхнего слоя металла порядка 350 НВ с одновременным сохранением вязкой сердцевины в диапазоне 180–200 НВ.

Кроме того, как показали исследования, своевременное удаление как наплывов металла, так и всего дефектного слоя, образовавшихся под действием нагрузки от колес подвижного состава, также позволяет увеличить срок службы крестовин.

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

Acknowledgments: the author expresses his gratitude to the reviewers for their constructive comments, improving the quality 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 ИСТОЧНИКОВ / REFERENCES

- Глюзберг Б. Э., Королев В. В., Шишкина И. В. Увеличение ресурса крестовин стрелочных переводов // Современные проблемы проектирования, строительства и эксплуатации железнодорожного пути: XV Междунар. науч.-техн. конф.: чтения, посвященные памяти проф. Г. М. Шахунянца, Москва, 4–5 апреля 2018 г.: тр. М.: РУТ, 2018. С. 186–187 [Gluzberg B. E., Korolev V. V., Shishkina I. V. Increasing the life of simple switch crossings. In: *Modern problems of railway design, construction and operation: XV International Scientific and Technical Conference: readings in memory of Prof. G. M. Shakhunyants, 4–5 April 2018, Moscow: proceedings*. Moscow: RUT; 2018. p. 186–187. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/hhkygj>.
- Глюзберг Б. Э., Королев В. В., Шишкина И. В. Элементы стрелочных переводов для российских железных дорог // Внедрение современных конструкций и передовых технологий в путевое хозяйство. 2019. Т. 14, № 14 (14). С. 17–20 [Gluzberg B. E., Korolev V. V., Shishkina I. V. Elements of turnouts for russian railways. *Vnedreniye sovremennykh konstruksiy i peredovykh tekhnologiy v putevoye khozyaystvo*. 2019;14(14):17-20. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/wuwvyl>.
- Королев В. В., Шишкина И. В. Система учета дефектов элементов стрелочных переводов // Внедрение современных конструкций

и передовых технологий в путевое хозяйство. 2016. Т. 9, № 9 (9). С. 190–195 [Korolev V. V., Shishkina I. V. Turnout Element Defect Accounting System. *Vnedreniye sovremennykh konstruksiy i peredovykh tekhnologiy v putevoye khozyaystvo*. 2016;9(9):190-195. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/wimbxd>.

- Глюзберг Б. Э. Проблемы стрелочного хозяйства высокоскоростной железнодорожной магистрали ВСЖМ-1 // Транспортное строительство: сб. ст. Второй Всерос. науч.-техн. конф., Москва, 12–14 апреля 2021 г. М.: Перо, 2021. С. 14–22 [Gluzberg B. E. Problems of switch management of the high-speed railway line VSZhM-1. In: *Transport Construction: Coll. of article, Second All-Russian Scientific and Technical Conference, 12–14 April 2021, Moscow*. Moscow: Pero Publ.; 2021. p. 14–22. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/zxzlj>.

- Astafurova E. G., Tukeeva M. S., Zakharova G. G., Melnikov E. V., Maier H. J. The role of twinning on microstructure and mechanical response of severely deformed single crystals of high-manganese austenitic steel. *Materials characterization*. 2011;62(6):588-592. <https://doi.org/10.1016/j.matchar.2011.04.010>.

- Yan W., Fang L., Sun K., Xu Y. Thermodynamics of nanocrystalline formation in surface layer of Hadfield steel by shot peening. *Materials Science and Engineering: A*. 2007;445-446:392-397. <https://doi.org/10.1016/j.msea.2006.09.061>.

- Зыкова А. П., Федосеева С. Н., Лычагин Д. В. Модифицирование стали 110Г13Л // Современные проблемы машиностроения: сб. науч. тр. VII Междунар. науч.-техн. конф., Томск, 11–13 ноября 2013 г. / под ред. А. Ю. Арляпова, А. Б. Кима. Томск: Нац. исслед. Томский политех. ун-т, 2013. С. 86–90 [Zykova A. P., Fedoseeva S. N., Lychagin D. V. Modification of Steel 110G13L. In: Arlyapov A. Y., Kim A. B. (eds.) *Modern Problems of Mechanical Engineering: Coll. of sci. articles of VII International Scientific and Technical Conference, 11–13 November 2013, Tomsk*. Tomsk: National Research Tomsk Polytechnic University; 2013. p. 86–90. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/rmqqrz>.

- Мулявко Н. М. Анализ эксплуатационной стойкости отливок из стали 110Г13Л // Известия Челябинского научного центра УрО РАН. 2001. № 4. С. 61–70 [Mulyavko N. M. The analysis of operational resistance of castings made of steel 110G13L. *Izvestiya Chelyabinskogo nauchnogo tsentra UrO RAN*. 2001;(4):61-70. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/bjijmp>.

- Влияние модифицирования кальцием на структуру стали Гадфильда и морфологию образующихся в ней неметаллических включений / А. Б. Ахметов [и др.] // Электрометаллургия. 2017. № 3. С. 8–12 [Akhmetov A. B., Kusainova G. D., Kuzhanova A. A., Ilyasov A. E., Sharkaev S. N. Effect of modification with calcium on hadfield steel structure and morphology of nonmetallic inclusions formed in it. *Electrometallurgy*. 2017;(3):8-12. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/yggihd>.

- Бабокин Г. И., Подколзин А. А., Колесников Е. Б. Основы функционирования систем сервиса. В 2 ч. Ч. 1. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Юрайт, 2023. 423 с. [Babokin G. I., Podkolzin A. A., Kolesnikov E. B. *Fundamentals of the Functioning of Service Systems. In 2 parts. Part 1*. 2nd ed., revised and expanded. Moscow: Yurayt Publ.; 2023. 423 p. (In Russ.)].

- Монастырский А. В. О современных методах разработки и оптимизации технологических процессов в литейном производстве // Литейное производство. 2010. № 5. С. 19–22 [Monastyrskiy A. V. Modern methods of developing and optimizing the manufacturing processes in the foundry industry. *Foundry. Technology and Equipment*. 2010;(5):19-22. (In Russ.)]. EDN: <https://elibrary.ru/lnfstm>.

- Трегубчак П. В. Проектирование конструкции моноблочных крестовин для тяжелых условий эксплуатации // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2023. Т. 82, № 2. С. 146–156. [Tregubchak P. V. Design of monoblock crossing for heavy operating conditions. *Russian Railway Science Journal*. 2023;82(2):146-156. (In Russ.)]. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-2-146-156>.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Павел Владимирович ТРЕГУБЧАК,

начальник отдела, отдел устройств верхнего строения пути и стрелочных переводов, научный центр «Инфраструктура», Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ, 129626, г. Москва, ул. 3-я Мытищинская, д. 10), Author ID: 779415, <https://orcid.org/0009-0002-1097-9227>

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Pavel V. TREGUBCHAK,

Head of the Department, Department of Devices of the Track Superstructure and Turnouts, Research Center for Railway

Infrastructure, Railway Research Institute (129626, Moscow, 10, 3rd Mytishchinskaya St.), Author ID: 779415, <https://orcid.org/0009-0002-1097-9227>

Автор прочитал и одобрил окончательный вариант рукописи.

The author has read and approved the final manuscript.

Статья поступила в редакцию 10.07.2023, рецензия от первого рецензента получена 29.07.2023, рецензия от второго рецензента получена 04.08.2023, принята к публикации 10.10.2023.

The article was submitted 10.07.2023, first review received 29.07.2023, second review received 04.08.2023, accepted for publication 10.10.2023.



ТРУДЫ ВНИИЖТ



Коган, Александр Яковлевич. Динамика пути и его взаимодействие с подвижным составом: монография / А. Я. Коган. — Изд. 2-е, перераб. и доп. — Москва : ИПП «КУНА», 2023. — 280 с. — ISBN 978-5-98547-142-7.

В монографии рассмотрены вопросы формирования продольных температурных сил в рельсах и сил, возникающих при уgone пути, которые совместно определяют условия устойчивости бесстыковых плетей в летнее время года и условия их прочности зимой. В книге освещаются основные положения, касающиеся колебаний и устойчивости пути в вертикальной и горизонтальной поперечных плоскостях под воздействием движущихся динамических нагрузок.

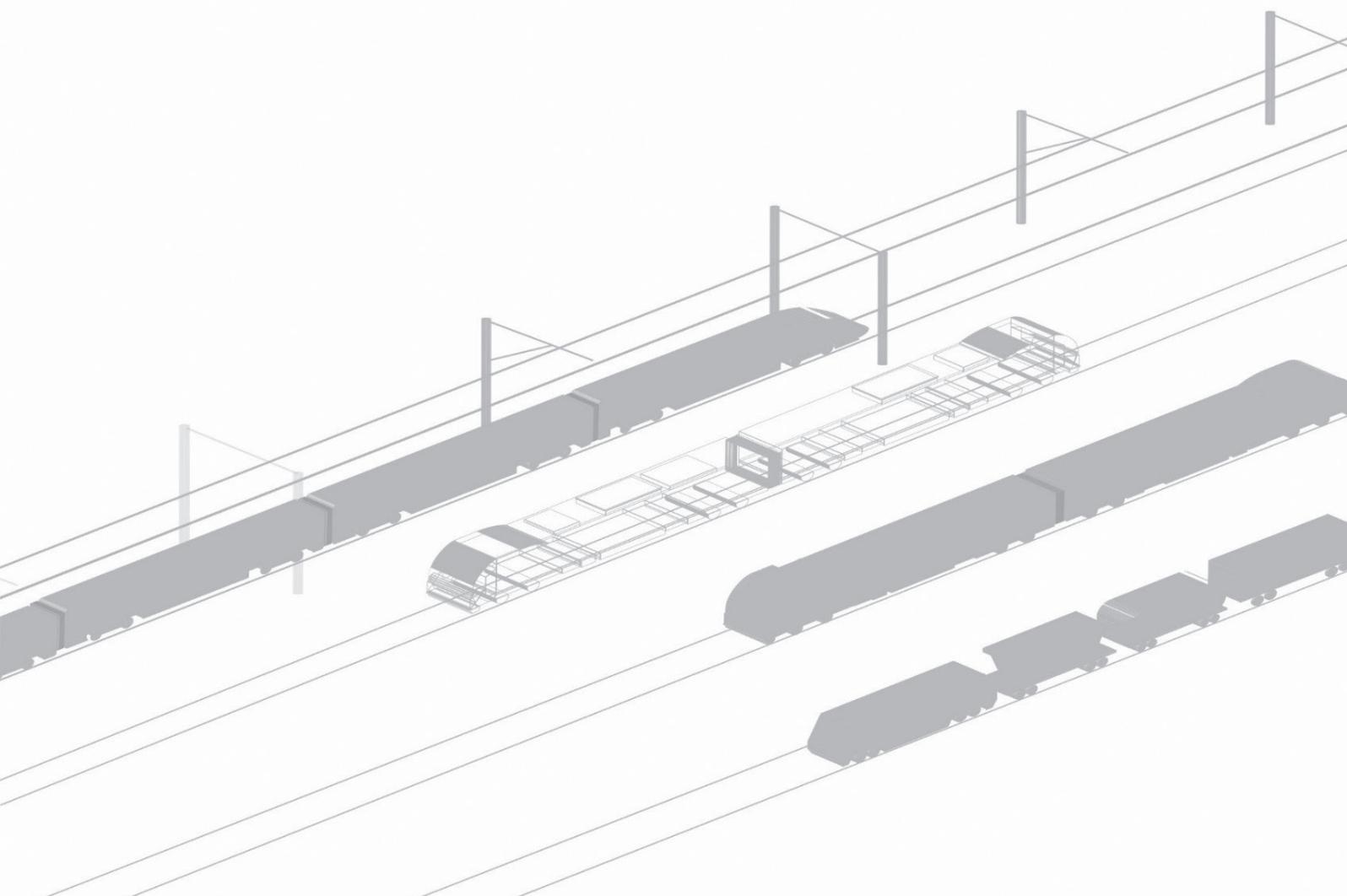
Приведены основные принципы формирования динамической системы, объединяющей в единое целое колеблющийся путь как систему с распределенными параметрами и экипаж как систему со многими степенями свободы. Дается оценка влияния состояния пути и подвижного состава на сопротивление движению поезда и оценка интенсивности бокового и вертикального износов рельсов, износов гребней и проката колес подвижного состава. Монография предназначена для научных работников железнодорожного транспорта и смежных с ним отраслей промышленности, может быть полезна преподавателям технических вузов.

По вопросам приобретения обращаться по адресу: 129626, г. Москва, 3-я Мытищинская ул., д. 10, Научно-издательский отдел АО «ВНИИЖТ».

Тел.: (495) 602-83-01, (495) 602-84-56; e-mail: rio@vniizht.ru, www.vniizht.ru

ТРАНСПОРТНЫЕ И ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

TRANSPORT AND TRANSPORT TECHNOLOGICAL SYSTEMS



Оригинальная статья

УДК 656.222:519.872

DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-4-370-384>EDN: <https://elibrary.ru/omugju>

Оценка пропускной способности однопутного участка БАМа с использованием теории массового обслуживания

М. Л. Жарков¹✉, А. Л. Казаков^{1,2}, А. В. Супруновский²

¹ Институт динамики систем и теории управления
им. В. М. Матросова СО РАН (ИДСТУ СО РАН),
Иркутск, Российская Федерация,

² Иркутский государственный университет путей сообщения (ИрГУПС),
Иркутск, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Введение. Целью исследования является оценка пропускной способности Северомуйского участка Байкало-Амурской магистрали (БАМ). Выбранный участок является типовым для БАМа и состоит в основном из однопутных перегонов. Одна из станций является участковой (на ней осуществляется смена вида локомотивной тяги), на участке проложены пути через горный перевал и тоннель, что влечет за собой возможность организации нескольких маршрутов движения поездов. На отдельных пунктах, как правило, выполняются однотипные операции, в частности пропуск с остановкой и без остановки, технический осмотр, смена бригад, а на перегонах — пропуск. При этом на их продолжительность влияют внешние воздействия, которые возникают случайным образом, в частности погода, поломки, человеческий фактор.

Материалы и методы. Используются методы математического и компьютерного моделирования. Для построения математической модели движения поездов по участку применены положения теории массового обслуживания. В ней изучаются объекты, в которых регулярно выполняются однотипные операции, а их продолжительность не детерминирована. К таким объектам и относятся железнодорожные системы. Для анализа получаемых моделей использовано имитационное моделирование.

Результаты. Построена математическая модель движения поездов по Северомуйскому участку в виде сети массового обслуживания с двумя входящими потоками заявок. С ее помощью проведено несколько вычислительных экспериментов. На основе их результатов определены узкие места в инфраструктуре участка и оценена эффективность введения частично пакетного графика движения поездов на нем.

Обсуждение и заключение. Установлено, что на данный момент Северомуйский участок имеет запас пропускной способности, и поездопоток на нем может быть увеличен с текущих 23 до 27 пар поездов в сутки. Показано, что введение частично пакетного графика приводит к снижению задержек поездов на участке, но требует модернизации некоторых станций и не позволяет увеличить поездопоток выше обозначенного уровня. Таким образом, можно сделать вывод о том, что применение частично пакетного графика на данном участке нецелесообразно, и для существенного (в разы) повышения его пропускной и провозной способности необходимо создание двухпутного сообщения.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: Восточный полигон, железнодорожный участок, поездопоток, математическое моделирование, теория массового обслуживания, имитационное моделирование

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Жарков М. Л., Казаков А. Л., Супруновский А. В. Оценка пропускной способности однопутного участка БАМа с использованием теории массового обслуживания // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2023. Т. 82, № 4. С. 370–384. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-4-370-384>.

✉ zharkm@mail.ru (М. Л. Жарков)

© Жарков М. Л., Казаков А. Л., Супруновский А. В., 2023



TRANSPORT AND TRANSPORT TECHNOLOGICAL SYSTEMS

Original article

UDK 656.222:519.872

DOI: <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-4-370-384>

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



Estimation of line capacity of single-track section of Baikal-Amur Mainline using mass service theory

Maxim L. Zharkov¹✉, Alexander L. Kazakov^{1,2}, Anton V. Suprunovsky²

¹Matrosov Institute for System Dynamics and Control Theory of Siberian Branch of Russian Academy of Sciences, Irkutsk, Russian Federation

²Irkutsk State Transport University, Irkutsk, Russian Federation

ABSTRACT

Introduction. The research is intended to assess the line capacity of the Severomuisky Section of the Baikal-Amur Mainline (BAM). The selected section is typical for the BAM and consists mainly of single-track sections. One of the stations is a sectional station (where the type of locomotive traction is changed), the section has tracks through a mountain pass and a tunnel, which enables several train traffic routes. Separate stations generally perform uniform operations, such as stop and non-stop make way, technical inspection, change of crews, as well as make way on sections. At the same time, their duration is affected by random external influences, such as weather, breakdowns, and human factor.

Materials and methods. The authors use methods of mathematical and computer modelling and apply the mass service theory to build a mathematical model of traffic working along the section. It studies objects where uniform operations are regularly performed and their duration is not deterministic. Such objects include railway systems. Simulation modelling was used to analyse the resulting models.

Results. The researchers built a mathematical model of train traffic along the Severomuisky section in the form of a mass service network with two request inflows. It is used to conduct a number of computational experiments. Their results identified bottlenecks in the section infrastructure and assessed the effectiveness of the partial batch train time-table on the section.

Discussion and conclusion. The authors found that the Severomuisky Section now has a line capacity reserve, and its train traffic may be increased from the current 23 to 27 pairs of trains per day. The studies show that partial batch time-table reduces train delays on the section but requires upgrades to some stations and does not allow for an increase in train traffic above the designated level. Thus, it is concluded that partial batch time-table on this section is inexpedient, and a significant (by times) increase in its line and traffic-carrying capacity requires the creation of a double-track service.

KEYWORDS: Eastern Polygon, railway section, train traffic, mathematical modelling, mass service theory, simulation modelling

FOR CITATION: Zharkov M. L., Kazakov A. L., Suprunovsky A. V. Estimation of line capacity of single-track section of Baikal-Amur Mainline using mass service theory. *Russian Railway Science Journal*. 2023;82(4):370-384. (In Russ.). <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-4-370-384>.

Введение. Санкционная политика Европейского союза повлекла за собой разворот грузопотоков в России с Запада на Восток, в частности в порты Дальнего Востока и далее — в страны Азиатско-Тихоокеанского региона. Важные маршруты на российской территории, по которым перевозятся большие объемы грузов, проходят через Восточный полигон [1] по Транссибирской и Байкало-Амурской магистралям (Транссиб и БАМ).

В настоящее время загрузка Восточного полигона в направлении Тихого океана приблизилась к критической, что вызывает необходимость развития его инфраструктуры [2]. Особое внимание при этом уделяется БАМу. Так, по нему проходит наиболее короткий железнодорожный маршрут из центральных регионов РФ к портам Тихоокеанского побережья. В зоне БАМа находятся крупные залежи полезных ископаемых. Его модернизация обеспечит (по разным оценкам) до 60% прироста объемов перевозимых грузов на всем Восточном полигоне [3].

В 2021 г. Правительство РФ утвердило паспорт инвестиционного проекта по увеличению к 2025 г. провозной способности Транссиба и БАМа в полтора раза — до 180 млн т в год¹. Согласно данному паспорту, на пяти из десяти участков БАМа планируется увеличить провозную способность практически в два раза (с 22–23 пар поездов до 43–44 пар), а на четырех — более чем в полтора (от 27 до 40 пар поездов в сутки). Для реализации таких масштабных планов необходима комплексная оценка текущего состояния участков и эффективности возможных мер по реконструкции, получить которую практически невозможно без применения методов математического и компьютерного моделирования.

Для решения подобных задач со второй половины XX в. на железнодорожном транспорте эффективным инструментом были признаны детерминированные модели. Они имеют огромное число конкретных видов и модификаций, которые, как правило, строятся на основе методов математического программирования и теории графов и позволяют найти оптимальные значения показателей работы железнодорожных объектов² [3]. Сейчас такой подход остается актуальным и применяется, в частности, для оптимизации маршрутов [4] и движения поездов [5], для расчета необходимого парка вагонов [6]. Однако с помощью подобных моделей можно получить содержательные результаты только тогда, когда работа исследуемого объекта не

подвержена значительному влиянию случайных факторов. В противном случае приходится применять стохастические (вероятностные) модели [7], в том числе и имитационные [8–11].

В настоящее время для решения задач по управлению железнодорожной инфраструктурой и ее развитию наиболее часто применяется имитационное моделирование, в основе которого используются динамические [5, 8, 9] и агентные [10, 11] модели. Такой подход, наряду с известными преимуществами [9, 10], обладает существенным недостатком — высокой сложностью разработки, что требует значительного времени как на изучение инструментария [10], так и на создание моделей конкретного объекта. При этом далеко не всегда имеющиеся модели возможно применить для другого объекта исследования и тогда приходится строить новую модель, нередко с «нуля».

Одним из широко известных альтернативных подходов для моделирования (в том числе и имитационного) объектов на железнодорожном транспорте является использование систем массового обслуживания (СМО) и их общего случая — сетей массового обслуживания (СеМО), которые представляют собой набор взаимосвязанных СМО (далее — узлов) [12, 13]. Этот математический аппарат позволяет значительно снизить сложность разработки моделей, он эффективен и достаточно универсален для описания объектов различного уровня. Так, в [14, 15] он применяется для представления и анализа работы отдельных элементов инфраструктуры железнодорожной станции. В [16] на основе СМО моделируется работа однопутного лимитирующего перегона, на который поезда поступают с двухпутного участка. В работах [17–19] СеМО используются для моделирования транспортных коридоров (участков) и оценки их пропускной способности при изменении объемов поездопотоков.

В исследованиях авторов СеМО также применялись для описания работы различных железнодорожных объектов. Были построены и исследованы модели грузовых и сортировочных железнодорожных станций (как российских, так и зарубежных) [20, 21], причем для описания транспортных потоков впервые была использована ВМАР-модель (Batch Markovian Arrival Process) [13].

В дальнейшем данный подход применялся для моделирования участков Транссиба [22] и Улан-Баторской железной дороги (УБЖД) [23]. Отметим, что УБЖД и БАМ имеют много сходных черт. Обе

¹ Паспорт инвестиционного проекта «Модернизация железнодорожной инфраструктуры Байкало-Амурской и Транссибирской железнодорожных магистралей с развитием пропускных и провозных способностей (второй этап)» [Электронный ресурс]: утв. распоряжением Правительства РФ от 28.04.2021 № 1100-р. URL: <http://government.ru/docs/all/134155/> (дата обращения: 16.09.2023).

² Инструкция по расчету пропускной и провозной способностей железных дорог ОАО «РЖД» [Электронный ресурс]: утв. распоряжением ОАО «РЖД» от 04.03.2022 № 545/р (с изм. от 14.02.2023). URL: <https://login.consultant.ru/link/?req=doc&demo=2&base=EXP&n=798693&dst=100001%2C-1> (дата обращения: 17.09.2023).

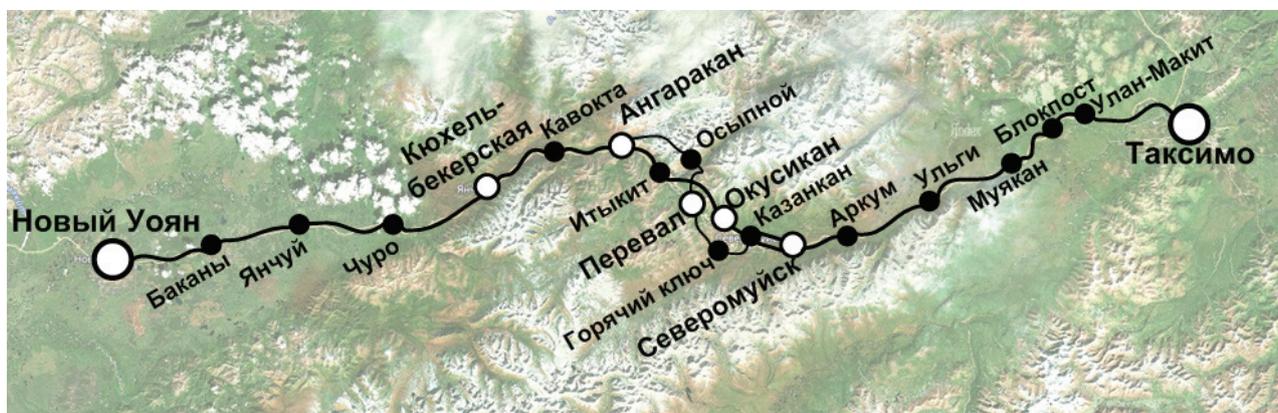


Рис. 1. Карта-схема Северомуйского участка

Fig. 1. Severomuyskiy Section diagram

дороги в основном состоят из однопутных перегонов и не электрифицированы. В частности, на БАМе электрифицирован только участок от Тайшета до станции Таксимо (34 % магистрали). УБЖД и БАМ обеспечивают транзитные перевозки, вследствие чего основную долю в структуре их поездопотоков занимают грузовые поезда (в среднем 80 % на УБЖД и 84 % на БАМе).

Тем не менее между этими дорогами имеются и существенные различия. На некоторых участках БАМа расположены обходные пути с параллельным движением поездов. Перегоны на нем в среднем длиннее, поэтому могут включать до пяти разъездов (на УБЖД, как правило, по одному). При этом на УБЖД поезда следуют по частично пакетному графику, а на БАМе он не применяется.

Целью данного исследования является разработка математического и алгоритмического аппарата для анализа текущей загрузки и максимальной допустимой пропускной способности участков БАМа, а также оценки эффективности введения частично пакетного графика движения на них. Для ее достижения ранее предложенная авторами методика математического моделирования [23] была усовершенствована, в частности учтено возможное наличие нескольких разъездов на одном перегоне и параллельных маршрутов на участке. В качестве объекта исследования выбран Северомуйский участок, так как он характеризуется всеми основными особенностями БАМа и, как отмечают исследователи [24], является одним из наиболее проблемных.

В последующих разделах представлены характеристика объекта исследования, краткое описание используемой методики и построенная на ее основе математическая модель движения поездов по участку. Затем приведены результаты ее численного исследования, на основе которых сделаны выводы о текущем состоянии объекта и перспективах его развития, выработаны рекомендации по улучшению работы.

Северомуйский участок БАМа. Рассмотрим железнодорожный участок БАМа [24] от станции Новый Уоян до станции Таксимо (далее — Северомуйский участок) протяженностью 291 км. Он имеет следующие особенности. Во-первых, на станции Таксимо происходит смена вида тяги — электровозы заменяются на тепловозы при следовании на восток (четное направление) и обратно при следовании на запад (нечетное направление). Во-вторых, присутствует сложный горно-перевальный участок, затрудняющий движение. В конце 2003 г. был открыт Северомуйский тоннель, благодаря которому появилось параллельное движение поездов. На главном ходу, через тоннель, расположены 6 станций и 11 разъездов, а на обходном пути (обход тоннеля) — одна станция и два разъезда. Схема участка представлена на рис. 1, где белыми кругами отмечены станции, черными — разъезды.

Сначала опишем станции и разъезды на рассматриваемом участке, а также параметры перегонов, затем рассмотрим объемы и структуру поездопотоков.

Станция Таксимо — участковая, наиболее важная точка магистрали. На ней производится смена локомотивов, формирование и расформирование грузовых поездов, стоянка пассажирских поездов, смена локомотивных бригад, коммерческий и технический осмотры. На станции имеются приемо-отправочный парк (далее — ПО) на 14 путей, три из которых отводятся для пассажирских поездов, грузовой двор, включающий 7 погрузочно-разгрузочных путей, а также пути различного назначения (далее — технические): ходовой путь, вытяжные и соединительные пути, пути для отстоя и для ремонта вагонов, выставочный путь, предохранительные тупики.

Станция Новый Уоян по характеру работы является участковой и выполняет следующие операции: прием, стоянка и отправление всех категорий поездов, смена локомотивных бригад, коммерческий и

Таблица 1
Время хода поезда по перегонам

Table 1

Train section time

Участок	Длина, км	$T_{гр}$, мин	$T_{пасс}$, мин
Новый Уоян — Баканы	17	21	18
Баканы — Янчуй	18	17	15
Янчуй — Чуро	19	20	18
Чуро — Кюхельбекерская	19	17	16
Кюхельбекерская — Кавокта	15	17	15
Кавокта — Ангаракан	13	17	14
Ангаракан — Итыкит	9	11	11
Итыкит — Окусикан	17	23	18
Окусикан — Казанкан	4	5	4
Казанкан — Северомуйск	12	14	13
Северомуйск — Аркум	12	12	11
Аркум — Ульги	17	16	14
Ульги — Муякан	18	17	15
Муякан — Блокпост	9	9	9
Блокпост — Улан-Макит	6	6	6
Улан-Макит — Таксимо	22	25	23
Обход Северомуйского тоннеля			
Ангаракан — Осыпной	12	16	14
Осыпной — Перевал	16	26	19
Перевал — Горячий ключ	22	33	25
Горячий ключ — Казанкан	14	20	16

технический осмотра. Она включает один погрузочно-разгрузочный путь и ПО на 10 путей.

Промежуточные станции Кюхельбекерская, Окусикан и Северомуйск имеют по одному ПО с четырьмя путями, Ангаракан и Перевал — с пятью.

Разъезды Кавокта, Казанкан и Аркум имеют по два пути, остальные включают по три пути.

На станции Таксимо, напомним, производится смена локомотивов и изменение длины составов, поэтому стоянка пассажирских поездов, в соответствии с расписанием на 2023 г., составляет 55–65 мин, обработка грузовых поездов — 90–120 мин. На остальных станциях стоянка (проследование) пассажирских поездов занимает 2–5 мин, грузовых — 3–10 мин. На станции Новый Уоян возможна смена локомотивных бригад, в этом случае время стоянки грузовых поездов увеличивается до 15–25 мин. Время прохождения разъезда без остановки прием равным двум минутам во всех случаях. Данные параметры были получены на основе анализа регламента работы станций³.

Северомуйский участок в основном состоит из однопутных перегонов. Только между станциями Казанкан (разъезд) и Северомуйск имеется двухпутное сообщение. Протяженность перегонов и скорости движения поездов на них отличаются. Эти данные представлены в табл. 1, где $T_{гр}$ и $T_{пасс}$ — среднее время хода грузовых и пассажирских поездов с учетом времени на разгон и торможение. Время хода и скорость движения поезда по перегонам были получены на основе анализа графика движения поездов Восточно-Сибирской железной дороги на 2021–2022 гг., а протяженность перегонов определена по анализу спутниковых снимков⁴.

Согласно графику движения поездов на 2021–2022 гг., в сутки в четном направлении (на восток) следует два грузовых местных, 18 грузовых транзитных и 4 пассажирских поезда, в нечетном (на запад) — один грузовой местный, 16 грузовых транзитных и 3 пассажирских поезда. Также со станции Таксимо один местный грузовой поезд отправляется в нечетном направлении. Следовательно, по Северомуйскому участку проследует 45 поездов в сутки. Из них по главному ходу проходит 40 поездов, остальные следуют через горно-перевальный участок в обход тоннеля.

На участке не используется пакетное движение поездов, так как пропускной способности достаточно для выполнения текущего объема работы. Тем не менее техническая возможность для введения такого графика имеется.

Методика моделирования работы однопутного железнодорожного участка

Предметное описание. Пропускная и провозная способности железнодорожных участков определяются множеством факторов, в частности числом и размером поступающих поездов, количеством станций и их путевым развитием, длиной перегонов, графиком движения поездов, надежностью инфраструктуры, применяемыми устройствами сигнализации, централизации и блокировки (СЦБ), эффективностью системы электроснабжения, продолжительностью ремонтных работ (окон).

В рамках одной модели учесть все перечисленные факторы не представляется возможным, поэтому в соответствии с целью исследования выделяются следующие элементы и характеристики железнодорожного участка, от которых непосредственно зависит его пропускная способность. Во-первых, число поступающих на участок поездов и их категорий, так как они определяют технические операции, проводимые с поездами на станциях, соотношение пар поездов в грузовом и пассажирском сообщениях, их маршруты

³ Там же. URL: <https://login.consultant.ru/link/?req=doc&demo=2&base=EXP&n=798693&dst=100001%2C-1> (дата обращения: 17.09.2023).

⁴ Использованы открытые данные.

следования. Во-вторых, инфраструктура железнодорожной сети: число станций и перегонов, а также количество разъездов и приемо-отправочных путей на них. В-третьих, продолжительность выполнения однотипных технических операций на станциях, в частности стоянки поезда, его осмотра и переформирования (далее — время обслуживания), а на разъездах и перегонах — время следования по ним (время хода). В-четвертых, вынужденные остановки поездов из-за занятости путей по маршруту их следования.

Следующие структурные элементы участка учитываются в модели опосредованно. Персонал станций влияет на продолжительность технических операций с поездами. От вида тяги локомотивов зависит время следования поезда по перегонам; от применяемой системы СЦБ — число поездов, которые могут одновременно следовать по перегону в одном направлении, длительность межпоездного интервала и количество вынужденных остановок из-за запрещающего сигнала светофора; от системы электроснабжения — число пакетов и их размеры при использовании частично пакетного графика движения поездов.

Методика математического моделирования движения поездов по железнодорожному участку. Ниже представлено краткое описание, более подробное можно найти в [22].

На железнодорожной станции, разъезде или перегоне регулярно выполняются однотипные операции с поездами. Их продолжительность регламентирована⁵ [3], однако подвержена влиянию множества различных, как правило, недетерминированных факторов, поэтому считается случайной величиной [7, 23]. Количество поездов ограничено и может принимать только целые положительные значения. Тогда работу станции (разъезда, перегона) можно описать случайным процессом с непрерывным временем и с дискретным числом состояний.

Для моделирования набора систем с такими свойствами, примером которого и является железнодорожный участок, применяется СеМО. Математическое описание выбранного объекта строится следующим образом. Входящий поездопоток с одного направления моделируется отдельным ВМАР-поток [13], с помощью которого возможно описать пакетное прибытие и опосредованно учесть различия в скоростях поездов разных категорий. Заявкой считается один поезд, группа заявок — пакет. Для моделирования процессов обработки поездов на станциях и разъездах применяются многоканальные СМО (узлы), количество

каналов в которых определяется числом путей в них, для перегонов — одноканальные СМО. Промежутки времени между поступлениями поездов на участок и продолжительность обслуживания поезда в системе являются случайными величинами, законы распределения которых подбираются по результатам анализа статистических данных с выбранного объекта, а в случае их отсутствия — на основе доступной информации и нормативных документов.

Полученные ВМАР-потоки и СМО образуют СеМО. В ней различные маршруты поездов по железнодорожному участку учитываются с помощью нескольких типов заявок, а вынужденная остановка поезда (пакета) — с помощью временной блокировки каналов предыдущего узла до тех пор, пока в следующем не освободится достаточное количество мест. Далее для полученной СеМО определяются показатели эффективности, которые зависят от целей исследования. Наконец, на их основе делается вывод об эффективности работы и пропускной способности изучаемого участка.

Математическая модель работы Северомуйского участка. Построим математическую модель движения поездов по Северомуйскому участку на основе предложенной методики. Необходимая информация об участке принята по данным из раздела «Северомуйский участок Байкало-Амурской магистрали»⁶. На данном этапе пакетное движение поездов не учитывается.

Математическое описание входящего поездопотока. Для описания поступления поездов применяется ВМАР-поток. Он задается управляющей цепью Маркова v , с непрерывным временем и конечным пространством состояний $\{1, \dots, W\}$. Время пребывания цепи в состоянии v имеет экспоненциальное распределение с параметром λ_v . После того как время пребывания цепи в состоянии v закончится, она с заданной вероятностью $p(v, v')$ переходит в другое состояние v' , и с вероятностью $f_v(k)$ генерируется группа заявок размера $k \geq 0$. Иначе говоря, ВМАР-поток включает W подпотоков, каждый из которых имеет свою интенсивность поступления λ_v , $v = \overline{1, W}$ и свое распределение размеров групп заявок $f_v(k)$. Всю эту информацию удобно хранить в матрицах D_k , которые задаются по формулам

$$\begin{aligned} (D_0)_{v,v'} &= -\lambda_v; (D_0)_{v,v'} = \lambda_v p(v, v') f_v(0); \\ (D_k)_{v,v'} &= \lambda_v p(v, v') f_v(k), v, v' = \overline{1, W}, k \geq 1. \end{aligned} \quad (1)$$

Поезда на рассматриваемый железнодорожный участок поступают с двух направлений, каждое из

⁵ Инструкция по расчету пропускной и провозной способностей железных дорог ОАО «РЖД». URL: <https://login.consultant.ru/link/?req=doc&demo=2&base=EXP&n=798693&dst=100001%2C-1> (дата обращения: 17.09.2023).

⁶ Паспорт инвестиционного проекта «Модернизация железнодорожной инфраструктуры Байкало-Амурской и Транссибирской железнодорожных магистралей с развитием пропускных и провозных способностей (второй этап)». URL: <http://government.ru/docs/all/134155/> (дата обращения: 16.09.2023).

которых описывается отдельным ВМАР-поток: ВМАР-1 — нечетное направление, 20 поездов/сут (17 грузовых и 3 пассажирских), или $\lambda_1 = 0,83$ заявки в час; ВМАР-2 — четное направление, 24 поезда/сут (20 грузовых и 4 пассажирских), или $\lambda_2 = 1$ заявка в час. Каждый ВМАР-поток будет иметь по два подпотока, которые описывают поступление грузовых и пассажирских поездов. В среднем пассажирские поезда движутся на 14% быстрее грузовых (см. табл. 1). Это различие учитывается опосредованно за счет разной интенсивности поступления заявок в подпотоках: для ВМАР-1 $\lambda_{1,1} = \lambda_1 = 0,83$ (груз.), $\lambda_{1,2} = 1,14\lambda_1 = 0,95$ (пасс.); для ВМАР-2 $\lambda_{2,1} = \lambda_2 = 1$ (груз.), $\lambda_{2,2} = 1,14\lambda_2 = 1,14$ (пасс.). Вероятности поступления поезда определенной категории получены как относительные частоты: для ВМАР-1 $p_{1,1} = 0,85$ (груз.), $p_{1,2} = 0,15$ (пасс.); для ВМАР-2 $p_{2,1} = 0,83$ (груз.), $p_{2,2} = 0,17$ (пасс.). Тогда матрицы D_k для ВМАР-потоков по формулам (1) будут иметь следующий вид:

$$D_{1,0} = \begin{pmatrix} -0,83 & 0 \\ 0 & -0,95 \end{pmatrix}, D_{1,1} = \begin{pmatrix} 0,706 & 0,124 \\ 0,807 & 0,143 \end{pmatrix};$$

$$D_{2,0} = \begin{pmatrix} -1 & 0 \\ 0 & -1,14 \end{pmatrix}, D_{2,1} = \begin{pmatrix} 0,83 & 0,17 \\ 0,946 & 0,194 \end{pmatrix}. \quad (2)$$

Средняя интенсивность поступления заявок в матрицах (2) будет на 2% больше, чем значения λ_1 и λ_2 [13]. Подобная погрешность для целей моделирования не существенна, ей можно пренебречь.

Математическое описание работы станций. Каждая станция моделируется с помощью одной или более многоканальных СМО без очереди, которые, напомним, являются узлами СеМО. Количество каналов в них равно числу путей в соответствующем ПО. Грузовой двор не учитывается при моделировании, так как основная задача станций данного участка — организация транзита поездов, и грузовые функции на нее практически не влияют. Также в модели не учитываются технические пути. Тогда станция Новый Уоян описывается СМО с десятью каналами (узел 1), станции Кюхельбекерская, Окусикан и Северомуйск (узлы 7, 13 и 17) — четырехканальными СМО, Ангаракан и Перевал (узлы 10 и 30) — пятиканальными СМО. В ПО Таксимо операции по обработке пассажирских и грузовых поездов существенно отличаются, поэтому моделируем его работу двумя СМО: обслуживание пассажирских поездов (узел 26) — трехканальная СМО; обслуживание грузовых поездов (узел 27) — СМО с 11 каналами.

Продолжительность обслуживания в каналах соответствующей СМО имеет экспоненциальное

распределение для всех станций, кроме Таксимо. Экспоненциальное распределение выбрано, поскольку оно наиболее часто применяется для описания промежутков времени между поступлением транспортных средств на железной дороге [18, 19]. На основе анализа графика движения поездов установлено, что 96% поездов имеют время стоянки или проследования по станциям менее 5 мин. Поэтому параметр экспоненциального распределения подбирается так, чтобы 96% значений этой случайной величины попадало в интервал 0...5 мин.

На Таксимо производится множество различных операций с поездами: прием документов, коммерческий и технический осмотры, смена бригад и локомотивов, изменение длины состава. Они регламентированы, однако время их выполнения подвержено большому числу случайных факторов. При этом количество необходимых операций отличается для каждого поезда. В этой связи, согласно центральной предельной теореме, время обслуживания считается случайной величиной, которая подчиняется нормальному распределению. Его математическое ожидание определяется длительностью среднего числа выполняемых операций, а дисперсия — возможным отклонением от среднего согласно Инструкции по расчету пропускной и провозной способностей железных дорог ОАО «РЖД»⁷.

Математическое описание работы разъездов и перегонов строится по-разному, в зависимости от их свойств и параметров. Между станциями Казанкан (разъезд) и Северомуйск имеется двухпутное сообщение, поэтому каждый путь моделируется одноканальной СМО — узлы 15 и 16. Примыкающий к ним перегон Окусикан — Казанкан описывается одной одноканальной СМО — узел 14. Разъезд (Казанкан) в данном случае не учитывается. Между станциями Кюхельбекерская — Ангаракан, Ангаракан — Перевал, Ангаракан — Окусикан и Перевал — Казанкан имеется по одному разъезду. Такие перегоны считаются стандартными и их работа описывается двумя одноканальными СМО — узлы 8, 9, 11, 12, 28, 29, 31 и 32. На перегоне Новый Уоян — Кюхельбекерская имеется три разъезда, его разделим на два отдельных перегона: Новый Уоян — Янчуй и Янчуй — Кюхельбекерская, которые описываем как стандартные, — узлы 2, 3, 5 и 6, а сам разъезд Янчуй рассматриваем как станцию — узел 4 (трехканальная СМО). Между Северомуйском — Таксимо размещено пять разъездов. Разделим этот участок на три стандартных перегона — узлы 18, 19, 21, 22, 24 и 25, а два оставшихся разъезда между ними (Ульги и Блокпост 2) будем считать

⁷ Инструкция по расчету пропускной и провозной способностей железных дорог ОАО «РЖД». URL: <https://login.consultant.ru/link/?req=doc&demo=2&base=EXP&n=798693&dst=100001%2C-1> (дата обращения: 17.09.2023).

станциями и описывать соответствующим образом — узлы 20 и 23. На рассматриваемом участке не применяется пакетный график движения, поэтому все каналы в представленных узлах будут обслуживать заявки по одной за раз.

Время обслуживания в узлах, которые моделируют разьезды, как и при описании станций, подчиняется экспоненциальному распределению. Интенсивность подбирается так, чтобы 95 % значений попадало в интервал 0...2 мин. Время обслуживания в узлах, которые моделируют перегоны, описывается нормальным распределением. Оно было выбрано по аналогии с описанием длительности операций по смене локомотивов. Его параметры подбираются из табл. 1 следующим образом: $a = (T_{гр} + T_{пасс})/2$ — математическое ожидание; $\sigma = (a - T_{пасс})/3$ — среднее квадратическое отклонение.

Таким образом, модель Северомуйского участка имеет вид СеМО с двумя ВМАР-потоками и 32 узлами, к которым еще нужно добавить два фиктивных узла — источники потока заявок [12, 13]. Формальное описание узлов в терминах теории массового обслуживания (N , символика Кендалла — Башарина) и законы распределения времени обслуживания T в них представлены в табл. 2, где $\exp(\lambda)$ — экспоненциальное распределение, λ — интенсивность; $N(a; \sigma)$ — нормальное распределение, a — математическое ожидание, σ — среднее квадратическое отклонение.

Моделирование разных маршрутов поездов. Для описания движения поездов в разных направлениях применяются несколько типов заявок. Для каждого типа строится своя маршрутная матрица P_z , $z = 1, 2, 3, \dots$, размера $(S + d) \times (S + d)$, где S — число узлов, d — количество источников потока заявок. Элементы матрицы — вероятности перехода заявки между узлами.

На Северомуйском участке поезда следуют в двух направлениях. В модели маршрут нечетного поезда описывается заявками типа 1, четного — типа 2, которые имеют отдельные маршрутные матрицы P_1 и P_2 размером 34×34 . Эти матрицы сильно разрежены и неинформативны, поэтому вероятности переходов представлены на рис. 2 в виде весовых коэффициентов. Заявка может сменить свой тип после обслуживания в узле. За счет этого в модели учитывается изменение маршрута (разворот) поезда. В узле 27 заявка типа 2 с вероятностью 0,05 меняет свой тип.

На рис. 2 квадраты соответствуют станциям, круги — перегонам, а треугольники — разьездам; веса у стрелок, которые направлены в нечетном направлении, задают ненулевые элементы маршрутной матрицы P_1 , а веса у стрелок с четным направлением — ненулевые элементы матрицы P_2 .

Вычислительные эксперименты. Провести анализ построенной СеМО аналитическими методами невозможно, поэтому исследование проводилось

Таблица 2

Описание узлов модели Северомуйского участка

Table 2

Description of nodes of the Severomuisky Section model

Название узла	Номер узла	Параметры узла	
		N	T
Станция Новый Уоян	1	ВМАР-2/М/10/0	$\exp(0,65)$
Новый Уоян — Янчуй, Янчуй — Кюхельбекерская	2, 3, 5, 6	*/G/1/0	$N(35,5; 1,5)$
Разьезд Янчуй	4	*/М/3/0	$\exp(1,5)$
Станция Кюхельбекерская	7	*/М/4/0	$\exp(0,65)$
Кюхельбекерская — Ангаракан, Ангаракан — Окусикан	8, 9, 11, 12	*/G/1/0	$N(31,5; 1,5)$
Станция Ангаракан	10	*/М/5/0	$\exp(0,65)$
Станция Окусикан	13	*/М/4/0	$\exp(0,65)$
Окусикан — Казанкан	14	*/G/1/0	$N(4; 0,33)$
Казанкан — Северомуйск	15, 16	*/G/1/0	$N(12,5; 0,5)$
Станция Северомуйск	17	*/М/4/0	$\exp(0,65)$
Северомуйск — Ульги	18, 19	*/G/1/0	$N(26,5; 1,2)$
Разьезд Ульги	20	*/М/3/0	$\exp(1,5)$
Ульги — Блокпост 2	21, 22	*/G/1/0	$N(25; 1)$
Разьезд Блокпост 2	23	*/М/3/0	$\exp(1,5)$
Блокпост 2 — Таксимо	24, 25	*/G/1/0	$N(30; 1)$
Станция Таксимо (пасс.)	26	ВМАР-1/G/3/0	$N(59; 1)$
Станция Таксимо (груз.)	27	ВМАР-1/G/11/0	$N(105; 5)$
Ангаракан — Перевал	28, 29	*/G/1/0	$N(37,5; 2,2)$
Станция Перевал	30	*/М/5/0	$\exp(0,65)$
Перевал — Казанкан	31, 32	*/G/1/0	$N(47; 2,7)$

с помощью программного комплекса, в котором реализована имитационная модель работы СеМО на языке программирования Object Pascal [21]. Далее представлены результаты трех вычислительных экспериментов: 1) при параметрах входящего потока заявок, соответствующих текущему объему поездопотоков; 2) при увеличении интенсивности входящего потока заявок в СеМО до уровня целевых показателей участка; 3) при групповом поступлении заявок (т. е. при введении частично пакетного графика движения). Длительность каждого эксперимента (модельное время) — 35 виртуальных сут (это минимальное время, за которое имитационная модель позволяет вычислить стационарные характеристики СеМО).

В табл. 3–5 приведены средние характеристики работы СеМО, полученные за 10 пусков программы (одна серия расчетов). В них используются следующие обозначения: V — число заявок, поступивших в систему

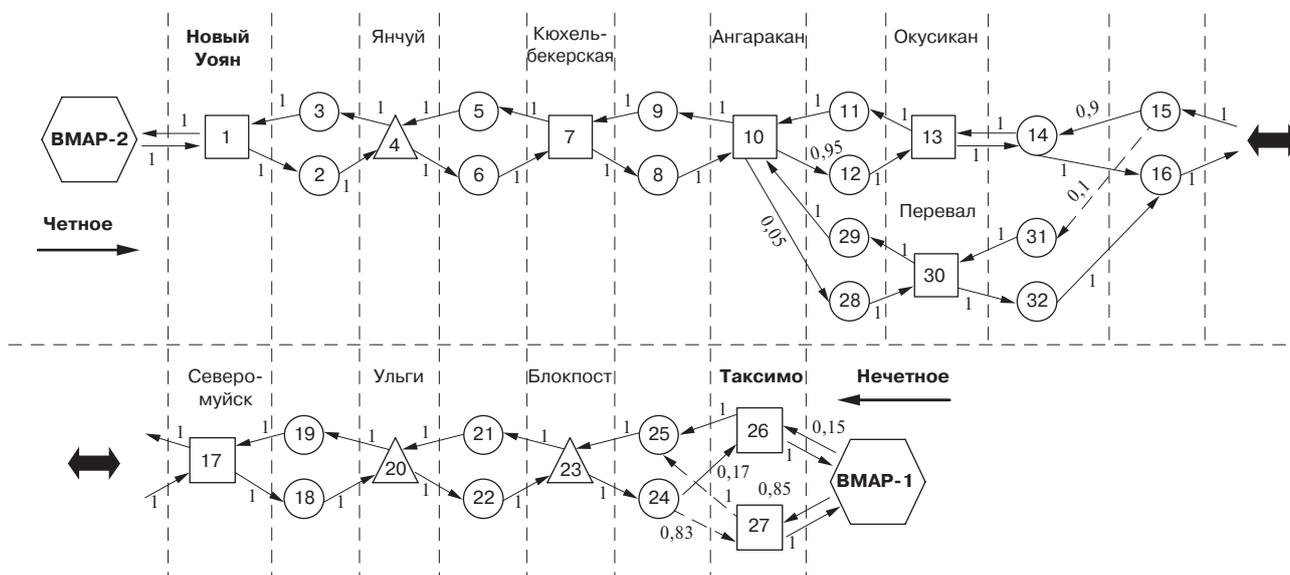


Рис. 2. Схема СеМО Северомуйского участка:
1...32 — номера узлов; 0,05...1 — показатели весовых коэффициентов

Fig. 2. Mass service network diagram of the Severomuyskiy section:
1...32 — node numbers; 0.05...1 — weight coefficients

за 35 сут; P_{loss} — вероятность отказа; $T_{ход}$ и $ST_{ход}$ — математическое ожидание (М) и среднеквадратическое отклонение (СКО) времени прохождения заявок сквозь систему по главному ходу, ч; $T_{обход}$ и $ST_{обход}$ — М и

СКО времени прохождения заявок сквозь систему по обходному пути, ч; $T_{блок}$ и $ST_{блок}$ — М и СКО суммарного времени блокировки одной заявки во всех узлах, т. е. суммарного времени ожидания отправления для отдельного поезда на всем участке, мин; $T_{ср}$ и $ST_{ср}$ — М и СКО времени блокировки узлов, которые описывают станции, мин; K_i — загрузка каналов в узле i ; R_i — среднее число заявок, поступивших в узел i за сутки; $T_{узел\ i}$ и $ST_{узел\ i}$ — М и СКО времени пребывания заявки в узле i , мин; $T_{уб\ i}$ — среднее время пребывания одной заявки в заблокированном канале в узле i (время ожидания отправления), мин.

Таблица 3.1

Результаты эксперимента 1. Общие показатели эффективности СеМО

Table 3.1

Experiment 1 results.
General performance indicators of the mass service network

Наименование характеристики, размерность	Условное обозначение	Значение
М времени блокировки узлов, мин	$T_{ср}$	5,01
СКО времени ожидания блокировки узлов, мин	$ST_{ср}$	22,23
Число заявок, поступивших в систему за 35 сут, ед.	V	1547,2
М времени прохождения заявок сквозь систему по главному ходу, ч	$T_{ход}$	8,12
СКО времени прохождения заявок сквозь систему по главному ходу, ч	$ST_{ход}$	0,51
М суммарного времени блокировки одной заявки во всех узлах, мин	$T_{блок}$	45,09
Вероятность отказа	P_{loss}	0
М времени прохождения заявок сквозь систему по обходному пути, ч	$T_{обход}$	8,93
СКО времени прохождения заявок сквозь систему по обходному пути, ч	$ST_{обход}$	0,58
СКО суммарного времени блокировки одной заявки во всех узлах, мин	$ST_{блок}$	13,89

Эксперимент 1. Целью является проверка адекватности построенной модели и оценка текущего состояния объекта исследования. В табл. 3.1 представлены результаты численного исследования полученной СеМО. Входящий поток заявок в нее задается матрицами (2) и соответствует текущему объему поездопотоков (44 поезда в сутки).

Статистических данных о движении поездов по данному участку в открытых источниках не было обнаружено, поэтому адекватность модели была оценена по двум показателям. Первый — число поездов в сутки, которые следуют через отдельную станцию по графику движения поездов на 2021–2022 гг. Это значение для каждой станции сравнивалось с количеством заявок, поступивших в соответствующие узлы (R) из табл. 3.2. В результате среднее относительное отклонение составило 0,27%, а максимальное — 1,26%. Второй показатель — среднее время хода поезда от станции Новый Уоян до Таксимо с учетом стоянки на всех

станциях, кроме самих станций Новый Уоян и Таксимо. Оно рассчитывалось на основе графика движения поездов и анализа технологий работы станций⁸. По главному ходу оно составляет 278 мин, через обходной путь — 326 мин. Время нахождения заявки в соответствующих узлах $T_{\text{ход}} \times 60 - T_{\text{узел 1}} - T_{\text{узел 26}} - T_{\text{узел 27}} = 286,6$; $T_{\text{обход}} \times 60 - T_{\text{узел 1}} - T_{\text{узел 26}} - T_{\text{узел 27}} = 337,3$, следовательно, относительное отклонение составит 3,1 и 3,5 % соответственно.

Выполним интерпретацию результатов расчетов (см. табл. 3.2) для объекта исследования. Можно видеть, что, во-первых, наибольшая загрузка каналов наблюдается в узлах 2, 3, 5 и 6, а наиболее продолжительное время блокировки — в узле 1, следовательно, перегон между станциями Новый Уоян и Кюхельбекерская имеет самую большую загрузку. Это связано с тем, что он протяженнее, чем все прочие перегоны на главном ходу. Во-вторых, для прохождения Северомуйского участка поезд тратит в среднем на $T_{\text{блок}} = 43$ мин, это больше, чем минимальное расчетное время хода (см. табл. 1). При текущем объеме поездопотоков такое значение допустимо. В-третьих, вероятность отказа равна нулю, т. е. поездопоток принимается на участок бесперебойно, что свидетельствует об имеющемся запасе пропускной способности.

Теперь оценим максимальную пропускную способность Северомуйского участка. Главным показателем того, что система справляется с нагрузкой, примем $P_{\text{loss}} < 0,005$. В данном исследовании вероятность отказа отображает число поездов, временно отставленных от движения (брошенные поезда). Ее значение принято на основе оценок специалистов по логистике на железнодорожном транспорте. Для БАМа такое значение P_{loss} означает минимальный риск отставления поезда от движения на станциях соседних участков из-за занятости рассматриваемого участка (нештатная ситуация).

Эксперимент 2. Максимальная теоретическая пропускная способность Северомуйского участка по Инструкции ОАО «РЖД»⁹ оценивается в 64 поезда/сут (32 пары). Это значение принято целевым, и постепенно до него увеличен объем входящего поездопотока. Соотношение пассажирских и грузовых поездов при росте поездопотоков не изменялось. В табл. 4 представлены результаты имитационного моделирования при увеличении значений элементов матриц (2) на 9, 18, 20, 30, 38 и 44 %, что соответствует проследованию по участку 48, 52, 54, 57, 60 и 63 поездов/сут (с учетом разворота).

На основе полученных результатов (табл. 4) можно сделать следующие выводы о рассматриваемом объекте. Максимальный поездопоток, при котором отсутствует риск нарушения расписания ($P_{\text{loss}} = 0$),

Таблица 3.2

Показатели эффективности отдельных узлов

Table 3.2

Performance of individual nodes

Номер узла	K_i	R_i	$T_{\text{узел } i}$	$ST_{\text{узел } i}$	$T_{\text{уб } i}$
Узел 1	0,07	45,07	22,53	49,37	16,34
Узел 2	0,61	24,01	36,66	0,48	0
Узел 3	0,54	21,07	36,64	0,47	0
Узел 4	0,03	45,07	3,28	2,68	1,05
Узел 5	0,53	21,09	36,23	0,48	0
Узел 6	0,60	24,00	36,23	0,48	0
Узел 7	0,08	45,07	10,74	11,85	3,97
Узел 8	0,54	23,97	32,63	0,48	0
Узел 9	0,48	21,10	32,64	0,50	0
Узел 10	0,07	45,05	10,41	15,61	3,57
Узел 11	0,42	18,58	32,63	0,48	0
Узел 12	0,49	21,42	32,64	0,48	0
Узел 13	0,06	39,98	8,93	8,58	2,13
Узел 14	0,11	39,98	4,12	0,74	0,12
Узел 15	0,20	21,59	13,21	0,83	0,21
Узел 16	0,22	23,91	13,09	0,36	0
Узел 17	0,07	45,05	8,44	8,44	1,67
Узел 18	0,45	23,89	27,23	0,44	0
Узел 19	0,40	21,17	27,23	0,44	0
Узел 20	0,02	45,04	2,38	2,15	0,17
Узел 21	0,38	21,18	25,80	0,36	0
Узел 22	0,43	23,87	25,82	0,37	0
Узел 23	0,03	45,04	3,31	3,18	1,08
Узел 24	0,51	23,85	30,82	0,38	0
Узел 25	0,46	21,19	30,82	0,37	0
Узел 26	0,10	6,97	62,55	8,72	3,19
Узел 27	0,27	36,98	115,58	22,87	7,79
Узел 28	0,07	2,53	38,83	0,31	0
Узел 29	0,07	2,54	38,81	0,36	0
Узел 30	0,00	5,06	6,66	7,12	0,09
Узел 31	0,09	2,54	48,71	0,41	0
Узел 32	0,09	2,53	50,50	3,78	1,76

Примечание. K_i — загрузка каналов в узле i ; R_i — среднее число заявок, поступивших в узел i за сутки; $T_{\text{узел } i}$ и $ST_{\text{узел } i}$ — М и СКО времени пребывания заявки в узле i , мин; $T_{\text{уб } i}$ — среднее время пребывания одной заявки в заблокированном канале в узле i (время ожидания отправления), мин.

Note. K_i — channel load in Node i ; R_i — average number of requests received by Node i per day; $T_{\text{узел } i}$ and $ST_{\text{узел } i}$ — a mathematical expectation and standard deviation of the request dwell time in Node i , min; $T_{\text{уб } i}$ — average dwell time of one request in a blocked channel in Node i (departure waiting time), min.

⁸ Там же. URL: <https://login.consultant.ru/link/?req=doc&demo=2&base=EXP&n=798693&dst=100001%2C-1> (дата обращения: 17.09.2023).

⁹ Там же. URL: <https://login.consultant.ru/link/?req=doc&demo=2&base=EXP&n=798693&dst=100001%2C-1> (дата обращения: 17.09.2023).

составляет 52 поезда/сут (26 пар). При поездопотоке в 57 поездов/сут за 35 дней в среднем четыре поезда будут отставлены от расписания на станциях соседних участков. Это свидетельствует о периодичности появления нештатных ситуаций, в данном случае — чуть менее раза в неделю. При движении 63 и более поездов в сутки по Северомуйскому участку среднее число отставленных от расписания поездов превышает допустимое значение ($P_{loss} \geq 0,005$). Таким образом, максимальный объем поездопотоков должен составить 53–54 поезда/сут (27 пар). Тогда отсутствует периодичность появления нештатных ситуаций, а среднее время ожидания отправления T_{cp} отдельного поезда увеличится на 3–4 мин для каждой станции, что не является критическим для железнодорожного участка.

На Северомуйском участке возможно введение частично пакетного графика. Однако это требует существенного изменения расписания и модификации некоторых элементов железнодорожной сети, в частности увеличения количества путей на всех разъездах минимум до трех, что позволит пропустить по одному перегону большее число поездов. Целью следующего эксперимента является оценка эффективности введения частично пакетного графика.

Модификация математической модели Северомуйского участка для учета частично пакетного графика. Во-первых, примем, что четверть грузовых поездов прибывают пакетами (группами). Данное значение рекомендовано экспертами на основе анализа графика движения поездов за 2021–2022 гг. и является максимально возможным при малом числе

путей на разъездах (не больше трех), а также текущей энергоэффективности устройств электроснабжения участка. По этим же причинам максимальный размер пакета примем равным двум составам. Пассажирские поезда в пакеты не включаются. Тогда входящий поездопоток описывается следующими матрицами [13]:

$$\begin{aligned} D_{1,0} &= \begin{pmatrix} -0,83 & 0 \\ 0 & -0,95 \end{pmatrix}; D_{1,1} = \begin{pmatrix} 0,529 & 0,031 \\ 0,807 & 0,143 \end{pmatrix}; \\ D_{1,2} &= \begin{pmatrix} 0,176 & 0,031 \\ 0 & 0 \end{pmatrix}; D_{2,0} = \begin{pmatrix} -1 & 0 \\ 0 & -1,14 \end{pmatrix}; \\ D_{2,1} &= \begin{pmatrix} 0,623 & 0,128 \\ 0,946 & 0,194 \end{pmatrix}; D_{2,2} = \begin{pmatrix} 0,208 & 0,043 \\ 0 & 0 \end{pmatrix}. \end{aligned} \quad (3)$$

Во-вторых, внесем следующие изменения в модели перегонов и разъездов. В узлы, которые описывают работу перегона с разъездом, введем групповое обслуживание заявок (узлы 2, 3, 5, 6, 8, 9, 11, 12, 15, 16, 18, 19, 21, 22, 24, 25, 28, 29, 31 и 32) —*/G^x/1/0. Разъезды Янчуй, Ульги и Блокпост (узлы 4, 20 и 23) будем описывать двухканальной СМО с групповым обслуживанием —*/M^x/2/0. Максимальный размер обслуживаемой группы X равен двум (размер пакета). Время обслуживания в этих узлах будет зависеть от размера обслуживаемой группы: одна заявка — параметры времени обслуживания для соответствующего узла задаются по данным в табл. 2; две заявки — к этому времени добавляется минимальное значение межпоездного интервала, которое для участков с автоблокировкой составляет

Таблица 4

Результаты эксперимента 2

Table 4

Experiment 2 results

Номер варианта	Число заявок, поступивших в систему V	Среднее число поступивших заявок в сутки D	Вероятность отказа P _{loss}	M времени прохождения заявок сквозь систему по главному ходу T _{ход} , ч	M времени прохождения заявок сквозь систему по обходному пути T _{обход} , ч	M суммарного времени блокировки одной заявки во всех узлах T _{блок} , мин	Максимальное время блокировки T _{уб max} , мин	M времени блокировки узлов T _{cp} , мин
1	1655,0	48,0	0	8,02	8,86	49,5	19,4 (узел1)	5,8
2	1795,4	52,2	0	8,17	9,02	58,8	25,6 (узел1)	6,9
3	1841,2	54,0	0,0007	8,35	9,17	69,8	27,2 (узел1)	8,2
4	1973,6	57,0	0,0019	8,52	9,34	80,4	35,2 (узел1)	9,7
5	2086,6	60,3	0,0023	8,73	9,56	92,4	40,6 (узел1)	11,2
6	2183,2	63,2	0,0053	9,08	9,90	112,8	52,4 (узел1)	13,9

Примечание. Здесь и далее D — среднее число поступивших заявок в сутки с учетом разворота, T_{уб max} — максимальное время блокировки среди всех узлов.

Note. Hereinafter, D — average number of incoming requests per day given the turnaround, T_{уб max} — maximum blocking time among all nodes.

Результаты эксперимента 3

Table 5

Experiment 3 results

Номер варианта	Среднее число поступивших групп заявок в сутки C , ед.	Число заявок, поступивших в систему V , ед.	Среднее число поступивших заявок в сутки D , ед.	Вероятность отказа, P_{loss}	М времени прохождения заявок сквозь систему по главному ходу $T_{ход}$, ч	М времени прохождения заявок сквозь систему по обходному пути $T_{обход}$, ч	М суммарного времени блокировки одной заявки во всех узлах $T_{блок}$, мин	Максимальное время блокировки $T_{уб\max}$, мин	М времени блокировки узлов $T_{ср}$, мин
1	44,3	1873,7	54,3	0,0017	8,40	9,23	64,89	13,28 (узел 27)	5,69
2	46,2	1954,4	57,1	0,0022	8,49	9,30	67,43	13,32 (узел 27)	6,10
3	48,7	2065,9	60,2	0,0035	8,57	9,38	72,77	14,14 (узел 27)	6,45
4	50,6	2145,7	62,3	0,0051	8,66	9,48	77,52	15,47 (узел 27)	6,94

8 мин¹⁰. Модели работы станций и маршрутные матрицы не изменились.

Эксперимент 3. В табл. 5 представлены результаты численного исследования модифицированной модели Северомуйского участка при разном объеме входящего потока заявок. В первом случае он задается матрицами (3) и равен поступлению 44 пакетов, или 54 поездов в сут. В остальных случаях значение элементов этих матриц увеличено на 5,6; 11 и 15 %, что соответствует прохождению по участку 57, 60 и 62 поездов/сут (с учетом разворота).

Сравним и проанализируем результаты экспериментов 2 и 3. Можно видеть, что введение частично пакетного графика движения позволяет уменьшить время блокировки. В частности, при $D \approx 54$ значения $T_{блок}$ и $T_{ср}$ в табл. 5 меньше на 7 и 31 %, чем в табл. 4, а при $D \approx 60$ уже на 21 и 42 % соответственно. Аналогичная ситуация происходит и со средним временем прохождения заявок сквозь систему ($T_{ход}$ и $T_{обход}$). Тем не менее вероятность отказа, наоборот, в эксперименте 3 растет быстрее при увеличении D . Это вызвано поступлением заявок группами и недостаточной вместимостью узлов 1, 26 и 27 (недостаточно путей в ПО на станциях Новый Уоян и Таксимо). В результате среднее число отставленных поездов от графика превышает допустимое значение ($P_{loss} \geq 0,005$) уже при 62 поездах/сут. Таким образом, при введении частично пакетного графика максимальный объем

поездотоков составит 53–54 поезда/сут. В этом случае периодичности в появлении нештатных ситуаций не наблюдается.

Общий вывод по результатам вычислительных экспериментов. Введение частично пакетного графика позволяет снизить среднюю задержку в отправлении поездов со станций, поэтому наблюдается уменьшение среднего времени хода по участку. Однако этот положительный эффект нивелируется тем, что, во-первых, средняя скорость движения пакета ниже по сравнению с движением отдельного поезда. Во-вторых, при поездотоке более 52 поездов/сут на станциях, в частности Кюхельбекерская, Окусикан и Северомуйск, может быть недостаточно свободных путей для принятия поступающего пакета. Тогда поезда останавливаются на соседних станциях и перегонах, в результате чего крупные станции Новый Уоян и Таксимо оказываются переполнены. Именно поэтому с ростом объемов поездотоков вероятность появления нештатных ситуаций возрастает быстрее при наличии пакетного движения, чем без него. Таким образом, пропускной способности Северомуйского участка достаточно для пропуска 52 поездов/сут в штатном режиме и до 54 поездов/сут при минимальном допустимом риске появления нештатных ситуаций. Применение на нем частично пакетного графика видится нам нерациональным, что согласуется с Инструкцией по расчету пропускной и провозной способностей железных дорог ОАО «РЖД»¹¹.

¹⁰ Паспорт инвестиционного проекта «Модернизация железнодорожной инфраструктуры Байкало-Амурской и Транссибирской железнодорожных магистралей с развитием пропускных и провозных способностей (второй этап)». URL: <http://government.ru/docs/all/134155/> (дата обращения: 16.09.2023).

¹¹ Инструкция по расчету пропускной и провозной способностей железных дорог ОАО «РЖД». URL: <https://login.consultant.ru/link/?req=doc&demo=2&base=EXP&n=798693&dst=100001%2C-1> (дата обращения: 17.09.2023).

Обсуждение и заключение. В настоящее время нагрузка Восточного полигона приблизилась к критической величине. С целью увеличения его пропускной способности Правительством РФ запланирована модернизация инфраструктуры полигона, для осуществления которой необходима комплексная оценка текущего состояния дорог и их участков, а также эффективности возможных мер по их реконструкции. Данное исследование посвящено поиску возможного решения одной из составляющих этой задачи: разработке модельно-алгоритмического инструментария для анализа работы участков БАМа.

Конкретной целью работы явилась оценка пропускной способности Северомуйского участка БАМа и определение эффективности введения частично пакетного графика движения поездов на нем. В качестве инструмента применялись методы математического и компьютерного моделирования. Для построения модели использован аппарат теории массового обслуживания, благодаря чему были учтены инфраструктура выбранного объекта и влияние случайных факторов на движение и обслуживание поездов на станциях.

На основе результатов моделирования установлено, что участок способен пропустить в штатном режиме до 27 пар поездов в сутки. Введение частично пакетного графика позволяет снизить задержки на станциях, но не дает возможности увеличить пропускную способность выше обозначенного уровня. При этом для эффективного использования частично пакетного графика может потребоваться реконструкция некоторых отдельных пунктов, так как количества приемо-отправочных путей в них недостаточно. В первую очередь на разъездах Янчуй, Чуро, Аркум и Ульги необходимо увеличить число путей до 4, на станциях Кюхельбекерская, Окусикан, Северомуйск и Ангаракан до 6 приемо-отправочных путей. Таким образом, применение частично пакетного графика на Северомуйском участке представляется нерациональным.

Согласно паспорту инвестиционного проекта по развитию Восточного полигона, в 2022 г. число поездов, которые проходят по Северомуйскому участку, должно было составить 27 пар, в конце 2023 г. — 33 пары, а к 2025 г. — 43 пары поездов в сутки. График движения поездов на 2021–2022 гг. включал 23 пары поездов в сутки, а максимальный допустимый, как было определено, 27 пар. Таким образом, при текущей инфраструктуре пропускную способность участка можно увеличить примерно на 15–18%, что недостаточно для выполнения целевых показателей даже на 2023 г., не говоря уже про 2025 г. Из-за большой протяженности БАМа нельзя утверждать, что этот участок является лимитирующим, однако однопутное движение на нем не позволяеткратно увеличить пропускную способность магистрали. Это подтверждает

необходимость создания двухпутного сообщения, по крайней мере, на Северомуйском участке.

Предложенный инструментарий имеет ограничения, которые характерны для аппарата теории массового обслуживания. Так, получаемые модели имеют высокий уровень обобщения и не могут заменить подробного описания железнодорожных участков. В частности, в них не учитывается диспетчерское регулирование движения поездов. Тем не менее модели достаточно универсальны и позволяют провести первичный анализ работы железнодорожного участка произвольной структуры (в частности, как однопутного, так и многопутного). Это актуально при проектировании железнодорожной сети, когда влияние диспетчерского управления невозможно спрогнозировать, так как информация о реальных объемах поездопотоков отсутствует. При этом предлагаемые модели не нуждаются в больших объемах статистической информации для параметрической идентификации. Таким образом, они имеют преимущество перед имитационными моделями агентного типа или системной динамикой, которое заключается в меньших трудозатратах при разработке.

Предложенная математическая модель в перспективе может быть использована для исследования других участков БАМа. Здесь интересными являются два направления: первое — моделирование участков, которые стыкуются с морскими портами Дальнего Востока, второе — исследование взаимодействия однопутной дороги и двухпутной, в частности БАМа и Транссиба в местах стыковки. Интересным видится и моделирование всего БАМа для поиска на нем ограничивающих движение участков. Также данный инструментарий может быть применен и для оценки планируемой инфраструктуры Северо-Сибирской железнодорожной магистрали, которая должна соединить железнодорожную сеть Ханты-Мансийского автономного округа — Югры с БАМом.

Финансирование: работа выполнена при поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации в рамках проекта № 121041300065-9.

Funding: the research was funded by the Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation in the framework of project No 121041300065-9.

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. Бардаль А. Б. Транспортная система Дальневосточного федерального округа: современное состояние и перспективы Восточного полигона железных дорог // Регионалистика. 2021. Т. 8, № 3. С. 21–31

- [Bardal A. B. The Transport System of the Far Eastern Federal District: Current State and Prospects of the Eastern Range of Railways. *Regionalistica*. 2021;8(3):21–31. (In Russ.). <https://doi.org/10.14530/reg.2021.3.21>.
2. Тураева М. О. Грузовой транспорт России: некоторые итоги 2022 года // Вестник Института экономики Российской академии наук. 2023. № 3. С. 45–63 [Turaeva M. O. Performance of Russian freight transport in 2022: some outcomes. *Vestnik Instituta Ekonomiki Rossiyskoy Akademii Nauk*. 2023;(3):45–63. (In Russ.). https://doi.org/10.52180/2073-6487_2023_3_45_63.
3. Pyrgidis C. N. *Railway Transportation Systems. Design, Construction and Operation*. Boca Raton: CRC Press; 2016. 511 p. <https://doi.org/10.1201/b19472>.
4. Брусянин Д. А., Казаков А. Л., Маслов А. М. Оптимизация региональной маршрутной сети междугородных и пригородных пассажирских перевозок с использованием логистических принципов // Транспорт Урала. 2012. № 1 (32). С. 106–109 [Brusyanin D. A., Kazakov A. L., Maslov A. M. Optimization of regional route network of intercity and commuter traffic with the use of logistic principles. *Transport of the Ural*. 2012;(1):106–109 (In Russ.). EDN: <https://www.elibrary.ru/owwuab>.
5. Оптимизация условий организации движения соединенных поездов на постоянной основе на Транссибирской магистрали Восточного полигона сети железных дорог / М. И. Мехедов [и др.] // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2021. Т. 80, № 1. С. 4–12 [Mekhedov M. I., Sotnikov E. A., Kholodnyak P. S., Kursin D. A., Kornienko N. B. Condition optimization for organizing the operation of connected trains on an ongoing basis on the Trans-Siberian Railway of the Eastern operational range of the railway network. *Russian Railway Science Journal*. 2021;80(1):4–12. (In Russ.). <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2021-80-1-4-12>.
6. Milenkovic M., Bojovic N. *Optimization Models for Rail Car Fleet Management*. Elsevier Publ.; 2020. 282 p. <https://doi.org/10.1016/C2017-0-03011-2>.
7. Kerner B. S. *Introduction to Modern Traffic Flow Theory and Control*. Berlin: Springer Publ.; 2009. 265 p. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-02605-8>.
8. Kozlov P., Osokin O., Timukhina E., Tushin N. Optimization of Fleet Size and Structure While Serving Given Freight Flows. In: Popovic Z., Manakov A., Breskich V. (eds.) *VIII International Scientific Siberian Transport Forum. TransSiberia 2019. Vol. 2*. Cham: Springer Publ.; 2020. p. 1064–1075. https://doi.org/10.1007/978-3-030-37919-3_104.
9. Об использовании моделей оптимального управления транспортными потоками / П. А. Козлов [и др.] // Вестник Уральского государственного университета путей сообщения. 2019. № 1 (41). С. 60–69 [Kozlov P. A., Kolokol'nikov V. S., Tushin N. A., Osokin O. V. On using effective management models for transport flows. *Herald of the Ural State University of Railway Transport*. 2019;(1):60–69. (In Russ.). <https://doi.org/10.20291/2079-0392-2019-1-60-69>.
10. Козлов П. А., Вакуленко С. П., Евреенова Н. Ю. Методы исследования проектов развития объектов транспортной инфраструктуры // Академик Владимир Николаевич Образцов — основоположник транспортной науки: труды междунар. науч.-практ. конф., посвященной 125-летию университета, Москва, 22 октября 2021 г. М.: РУТ, 2021. С. 174–181 [Kozlov P. A., Vakulenko S. P., Evreenova N. Yu. Methods for researching projects for the development of transport infrastructure facilities. In: *Academician Vladimir Nikolayevich Obratsov, the founder of transport science: Proceedings of the International Scientific and Practical Conference Dedicated to the 125th Anniversary of the University, 22 October 2021, Moscow*. Moscow: RUT; 2021. p. 174–181. (In Russ.). <https://doi.org/10.47581/2022/Obratsov.25>.
11. Петров М. Б., Серков Л. А., Кожов К. Б. Имитационная модель обоснования приоритетов развития железнодорожных связей между Уралом и Западной Сибирью // Вестник УрГУПС. 2021. № 4 (52). С. 50–58 [Petrov M. B., Serkov L. A., Kozhov K. B. Simulation model of substantiation of priorities for the development of railway links between the Urals and Western Siberia. *Herald of the Ural State University of Railway Transport*. 2021;(4):50–58. (In Russ.). <https://doi.org/10.20291/2079-0392-2021-4-50-58>.
12. Назаров А. А., Терпугов А. Ф. Теория массового обслуживания. Томск: Изд-во НТЛ, 2010. 228 с. [Nazarov A. A., Terpugov A. F. *Queueing Theory*. Tomsk: Publishing House NTL; 2010. 228 p. (In Russ.).
13. Dudin A., Klimenok V., Vishnevsky V. *The Theory of Queueing Systems with Correlated Flows*. Cham: Springer Publ.; 2019. 431 p. <https://doi.org/10.1007/978-3-030-32072-0>.
14. Marinov M., Viegas J. A simulation modelling methodology for evaluating flat-shunted yard operations. *Simulation Modelling Practice and Theory*. 2009;17(6):1106–1129. <https://doi.org/10.1016/j.simpat.2009.04.001>.
15. Dorda M., Teichmann D. Modelling of Freight Trains Classification Using Queueing System Subject to Breakdowns. *Mathematical Problems in Engineering*. 2013;2013:307652. <https://doi.org/10.1155/2013/307652>.
16. Карасев С. В., Калидова А. Д. Моделирование пропуска поездов через однопутный лимитирующий элемент трассы при организации скоростного движения с использованием существующей инфраструктуры // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2018. Т. 77, № 1. С. 34–43 [Karasev S. V., Kalidova A. D. Modeling of train flow handling through a limiting single-track section of the route at the organization of high-speed operation using the existing infrastructure. *Russian Railway Science Journal*. 2018;77(1):34–43. (In Russ.). <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2018-77-1-34-43>.
17. Weik N., Nießen N. Quantifying the effects of running time variability on the capacity of rail corridors. *Journal of Rail Transport Planning & Management*. 2020;15:100203. <https://doi.org/10.1016/j.jrtpm.2020.100203>.
18. Wilson N., Fourie C. J., Delmistro R. Mathematical and simulation techniques for modelling urban train networks. *South African Journal of Industrial Engineering*. 2016;27(2):109–119. <http://dx.doi.org/10.7166/xx-x-1364>.
19. Huisman T., Boucherie R. J., Van Dijk N. M. A solvable queueing network model for railway networks and its validation and applications for the Netherlands. *European Journal of Operational Research*. 2002;142(1):30–51. [https://doi.org/10.1016/S0377-2217\(01\)00269-7](https://doi.org/10.1016/S0377-2217(01)00269-7).
20. Бычков И. В., Казаков А. Л., Жарков М. Л. Интеллектуальная технология моделирования железнодорожных станций на основе теории массового обслуживания // Управление товарными потоками и перевозочным процессом на железнодорожном транспорте на основе клиентоориентированности и логистических принципов: коллективная монография членов и научных партнеров Объединенного ученого совета ОАО «РЖД» / под ред. Б. М. Лapidуса, А. Т. Осминина. СПб.: ЛЕМА, 2019. С. 185–193 [Bychkov I. V., Kazakov A. L., Zharkov M. L. Smart technology of railway station modelling based on the mass service theory. In: Lapidus B. M., Osminin A. T. *Management of railway commodity flows and carriage processes based on customer orientation and logistic principles: collective monograph of members and research partners of the Joint Scientific Council of the Russian Railways*. St. Petersburg: LEMA Publ.; 2019. p. 185–193 (In Russ.).
21. Bychkov I., Kazakov A., Lempert A., Zharkov M. Modeling of Railway Stations Based on Queueing Networks. *Applied Sciences*. 2021;11(5):2425. <https://doi.org/10.3390/app11052425>.
22. Kazakov A., Lempert A., Zharkov M. An approach to railway network sections modeling based on queueing networks. *Journal of Rail Transport Planning & Management*. 2023;27:100404. <https://doi.org/10.1016/j.jrtpm.2023.100404>.
23. Kazakov A., Lempert A., Zharkov M. Modeling a Section of a Single-Track Railway Network Based on Queueing Networks. In: Dudin A., Nazarov A., Moiseev A. (eds.) *Information Technologies and Mathematical Modelling. Queueing Theory and Applications: Proceedings of the 21st International Conference, ITMM 2022, 25–29 October 2022, Karshi, Uzbekistan*. Cham: Springer Publ.; 2023. p. 40–54. https://doi.org/10.1007/978-3-031-32990-6_4.

24. Федоров Ю. Н. Роль БАМа в современной транспортной сети России // Железнодорожный транспорт. 2019. № 7. С. 5–10 [Fedorov Yu. N. The Role of Baikal-Amur Mainline in Russia's modern transport network. *Zheleznodorozhnyy transport*. 2019;(7):5-10. (In Russ.)]. EDN: <https://elibrary.ru/ejrhre>.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Максим Леонидович ЖАРКОВ,

канд. техн. наук, научный сотрудник, Институт динамики систем и теории управления им. В. М. Матросова СО РАН (ИДСТУ СО РАН, 664033, г. Иркутск, ул. Лермонтова, д. 134), Author ID: 978394, <https://orcid.org/0000-0003-4981-338X>

Александр Леонидович КАЗАКОВ,

д-р физ.-мат. наук, профессор, профессор РАН, главный научный сотрудник, Институт динамики систем и теории управления им. В. М. Матросова СО РАН (ИДСТУ СО РАН, 664033, г. Иркутск, ул. Лермонтова, д. 134); профессор, кафедра управления эксплуатационной работой, Иркутский государственный университет путей сообщения (ИрГУПС, 664074, г. Иркутск, ул. Чернышевского, д. 15), Author ID: 14911, <https://orcid.org/0000-0002-3047-1650>

Антон Викторович СУПРУНОВСКИЙ,

старший преподаватель, кафедра управления эксплуатационной работой, Иркутский государственный университет путей сообщения (ИрГУПС, 664074, г. Иркутск, ул. Чернышевского, д. 15), Author ID: 852076, <https://orcid.org/0000-0001-8356-4271>

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Maxim L. ZHARKOV,

Cand. Sci. (Eng.), Researcher, Matrosov Institute for System Dynamics and Control Theory of Siberian Branch of Russian Academy of Sciences (664033, Irkutsk, 134, Lermontova St.), Author ID: 978394, <https://orcid.org/0000-0003-4981-338X>

Alexander L. KAZAKOV,

Dr. Sci. (Phys. and Math.), Professor, Professor of Russian Academy of Sciences, Chief Researcher, Matrosov Institute for System Dynamics and Control Theory of Siberian Branch of Russian Academy of Sciences (664033, Irkutsk, 134, Lermontova St.); Professor, Department of Operational Management, Irkutsk State Transport University (664074, Irkutsk, 15, Chernyshevskiy St.), AuthorID: 14911, <https://orcid.org/0000-0002-3047-1650>

Anton V. SUPRUNOVSKY,

Senior Lecturer, Department of Operational Management, Irkutsk State Transport University (664074, Irkutsk, 15, Chernyshevskiy St.), Author ID: 852076, <https://orcid.org/0000-0001-8356-4271>

ВКЛАД АВТОРОВ

Максим Леонидович ЖАРКОВ. Составление алгоритма исследования, построение математической модели, проведение вычислительных экспериментов и формирование выводов по ним, написание текста статьи (40%).

Александр Леонидович КАЗАКОВ. Определение и формирование направления исследования, формулировка цели и постановка задачи, формирование выводов по результатам исследования и рекомендаций по их использованию, редактирование текста статьи (40%).

Антон Викторович СУПРУНОВСКИЙ. Описание объекта, сбор и подготовка данных его работы для вычислительных экспериментов, интерпретация результатов экспериментов для объекта исследования (20%).

CONTRIBUTION OF THE AUTHORS

Maxim L. ZHARKOV. Drawing up a research algorithm, building the mathematical model, implementing computational experiments, drawing conclusions, article writing (40%).

Alexander L. KAZAKOV. Definition and formation of the direction of the research, formulation of the goal and statement of the task, and drawing the conclusions based on the results of the study, article editing (40%).

Anton V. SUPRUNOVSKY. Description of the object, collection and preparation of its operation data for computational experiments, and interpretation of experimental results for the object of study (20%).

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

The authors have read and approved the final manuscript.

Статья поступила в редакцию 21.09.2023, рецензия от первого рецензента получена 06.10.2023, рецензия от второго рецензента получена 11.10.2023, рецензия от третьего рецензента получена 16.10.2023, принята к публикации 13.11.2023.

The article was submitted 21.09.2023, first review received 06.10.2023, second review received 11.10.2023, third review received 16.10.2023, accepted for publication 13.11.2023.

ВНИМАНИЮ ЧИТАТЕЛЕЙ!

ЭЛЕКТРОННЫЕ ВЕРСИИ СТАТЕЙ ЖУРНАЛА В ОТКРЫТОМ ДОСТУПЕ

На сайте www.elibrary.ru открыт доступ к электронным версиям статей, опубликованных в научно-техническом журнале «Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта».

Для работы с фондами библиотеки пользователю необходимо самостоятельно зарегистрироваться, заполнив регистрационную форму на главной странице eLibrary.ru. Доступ возможен по Вашему логину и паролю с любого компьютера, имеющего выход в интернет.

Материалы журнала, размещенные на сайте Научной электронной библиотеки для свободного использования, допускается использовать, копировать, цитировать исключительно в некоммерческих целях с соблюдением соответствующих положений действующего авторского законодательства (Гражданский кодекс РФ от 18.12.2006 № 230-ФЗ, Часть IV; Глава 70 «Авторское право») с обязательным указанием имени автора/ов произведения и источника заимствования.

На сайте журнала www.journal-vniizht.ru контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

Содержание журнала «Вестник ВНИИЖТ» за 2023 год

№ 1

ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

- Д. И. Галлямов, Д. В. Овчинников.** Влияние подуклонки рельсов на контактные напряжения и давления в системе «колесо — рельс» 9–17
- Т. И. Набатчикова, А. В. Костин, С. Н. Науменко.** Необходимость учета внешних факторов при выборе специального транспортного средства для перевозки скоропортящихся пищевых продуктов 18–24
- И. Л. Поварков, В. А. Рыжов, М. Е. Калугин, А. Н. Журавлев.** Совершенствование системы воздухообеспечения тепловозных дизелей 25–35
- Д. А. Ступин, А. В. Саврухин, Р. А. Ефимов.** Анализ нагруженности вагонов-цистерн для перевозки опасных грузов при роспуске с горки 36–46
- Е. В. Торская, И. Ю. Цуканов, А. Р. Мещерякова, К. Л. Заграничек, С. М. Захаров, Е. А. Шур.** Моделирование контактно-усталостной поврежденности рельсов в зоне сварного стыка 47–57
- А. В. Харитонов.** Возможность повышения критической скорости высокоскоростных электропоездов за счет поперечного подпрессоривания тяговых двигателей 58–68

АВТОМАТИЗАЦИЯ И УПРАВЛЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ ПРОЦЕССАМИ НА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОМ ТРАНСПОРТЕ

- Ю. М. Кулинич, С. А. Шухарев, В. К. Духовников, Д. А. Стародубцев.** Оптимальное управление асинхронным приводом вспомогательных машин электроподвижного состава 70–79
- М. И. Мехедов, Н. В. Корниенко, А. С. Ададунов.** Зависимость участковой скорости от обеспеченности транзитных поездов локомотивами на железнодорожном участке Кошта — Бабаево 80–88

№ 2

ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

- А. Н. Балалаев, М. А. Паренюк.** Виртуальный стенд для определения тепловых характеристик вакуумных теплоизоляционных панелей 99–108
- В. И. Беляев.** Влияние силовой характеристики поглощающих аппаратов на продольную динамику электропоезда и многоцикловую усталость сцепки 109–116
- Г. И. Гаджиметов.** Оценка кососимметричной нагрузки, действующей на раму тележки грузового вагона при сходе колеса с рельса 117–126
- А. С. Зуев, М. Д. Глуценко.** О применении численных методов для анализа магнитного поля в тяговых электрических машинах переменного тока 127–134
- Е. К. Рыбников, С. В. Володин, Т. О. Вахромеева.** Оценка ударной прочности корпуса тягового редуктора высокоскоростного электропоезда с учетом скорости деформации материала 135–145
- П. В. Трегубчак.** Проектирование конструкции моноблочных крестовин для тяжелых условий эксплуатации 146–156

АВТОМАТИЗАЦИЯ И УПРАВЛЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ ПРОЦЕССАМИ НА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОМ ТРАНСПОРТЕ

- А. Л. Казаков, Р. Ю. Упырь, А. Д. Доможирова.** Нейросетевой подход к изучению функционирования системы курсирования кольцевых маршрутных поездов 158–167
- А. А. Севостьянов, Д. В. Величко.** Моделирование организации технологических процессов по содержанию геометрии рельсовой колеи 168–176

№ 3

**ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА**

- А. Н. Балалаев, М. А. Паренюк.** Прибор для оценки качества теплоизоляции пассажирских вагонов 189–197
- Б. Э. Глюзберг.** Система критериев и требований, определяющих скорости движения подвижного состава по стрелочным переводам 198–211
- М. Ю. Пустоветов.** Уточненная компьютерная модель электромагнитных процессов вспомогательного асинхронного двигателя с автономным инвертором напряжения для электровоза 212–223
- В. И. Сакало, А. В. Сакало.** Оценка возможности появления контактно-усталостных повреждений в колесах и рельсах с использованием критерия Данг Вана 224–235
- Е. А. Третьяков, О. В. Балагин, С. В. Живушко.** Повышение эксплуатационной надежности электровозов за счет снижения увлажненности изоляции тяговых электродвигателей на основе электрокинетических явлений 236–245

**АВТОМАТИЗАЦИЯ И УПРАВЛЕНИЕ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ ПРОЦЕССАМИ
НА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОМ ТРАНСПОРТЕ**

- А. С. Ададулов, И. Ю. Савельев, М. А. Чепулис, К. Г. Аринушкина.** Разработка перспективного алгоритма расчета и оценки геометрических параметров колесной пары в комплексе КОНЛОК 247–256
- В. И. Дудин, С. А. Лелехов, А. Н. Фещуков.** Особенности использования индукционного нагрева цилиндрических деталей, сопряженных с осью 257–264

ЭКОНОМИКА И УПРАВЛЕНИЕ

- Л. Б. Хайруллина, Н. Л. Мамаева.** К вопросу образования и утилизации отходов на объектах железнодорожного транспорта 266–273

№ 4

**ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА**

- А. А. Бакланов.** Анализ кинематических и энергетических параметров сцепления колес электровоза с рельсами 285–296
- А. Ю. Луговский, О. К. Богданов.** Результаты исследований силового воздействия колес полувагонов с осевой нагрузкой 25 тс на рельсы в кривых участках пути 297–313
- Е. А. Потахов.** Численное моделирование трогания поезда при неполном отпуске тормозов 314–324
- П. Ю. Семенов, С. Л. Самошкин, А. Н. Макаров.** Разработка и стендовые испытания генераторно-приводной установки нового поколения для железнодорожных вагонов 325–334
- С. В. Чунин, А. С. Гасюк, М. В. Тимаков, Д. М. Фазлиахметов, Е. В. Муравлев, О. А. Лобачев.** Расчетно-экспериментальная оценка ресурса рамы тележки и промежуточной рамы восьмиосного тепловоза 335–346

**АВТОМАТИЗАЦИЯ И УПРАВЛЕНИЕ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ ПРОЦЕССАМИ
НА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОМ ТРАНСПОРТЕ**

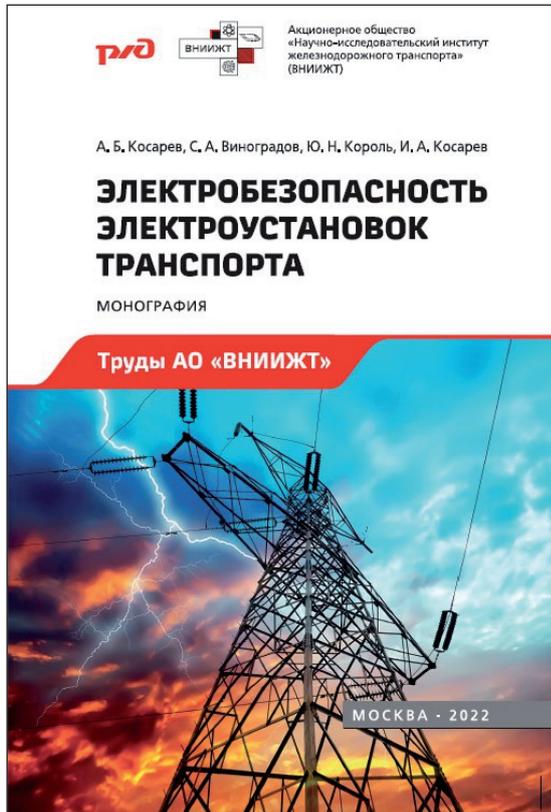
- Ю. М. Кулинич, Д. А. Стародубцев.** Применение метода модального управления в асинхронном приводе 348–357

ТРАНСПОРТНОЕ МАТЕРИАЛОВЕДЕНИЕ

- П. В. Трегубчак.** Особенности работы металла в зоне образования дефектов моноблочной крестовины 359–368

**ТРАНСПОРТНЫЕ И ТРАНСПОРТНО-
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ**

- М. Л. Жарков, А. Л. Казаков, А. В. Супруновский.** Оценка пропускной способности однопутного участка БАМа с использованием теории массового обслуживания 370–384
- Содержание журнала за 2023 год** 385–386



Электробезопасность электроустановок транспорта : монография / А. Б. Косарев, С. А. Виноградов, Ю. Н. Король, И. А. Косарев. — Москва : РАС, 2022. — 448 с. — ISBN 978-5-6047616-1-8.

Рассмотрены системы электроснабжения железнодорожного транспорта с точки зрения требований электробезопасности, условий работы используемого оборудования и специфики эксплуатационного обслуживания.

Приведена и доказана авторская концепция многофакторного анализа условий электробезопасности электроустановок железнодорожного транспорта. Для этого использован метод неполноблочных планов, экспертного оценивания факторов, а также ряд методик, в том числе методика расчета вероятности безопасной работы электроустановок транспорта, методика аттестации и отбора персонала, занимающегося вопросами обеспечения условий электробезопасности. Представлены технические решения по обеспечению безопасности работ в зонах электромагнитного влияния.

Эффективность предлагаемых средств повышения электрической и электромагнитной безопасности систем железнодорожного электроснабжения оценивается путем сравнения вероятности превышения реальными параметрами электромагнитных полей допустимых значений при отсутствии и наличии предлагаемых технических решений и организационных мероприятий.

Рассмотрены методы расчета различных режимов работы систем тягового электроснабжения с использованием методов линейной алгебры и теории многополюсников.

Монография предназначена для инженерно-технических работников, ученых и аспирантов, занимающихся вопросами электрифицированного железнодорожного транспорта.

По вопросам приобретения обращаться по адресу: 129626, г. Москва, 3-я Мытищинская ул., д. 10, Научно-издательский отдел АО «ВНИИЖТ».

Тел.: (495) 602-83-01, e-mail: journal@vniizht.ru, www.vniizht.ru



СПОСОБ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА ОТ ПОДВАГОННЫХ ГЕНЕРАТОРОВ НА ОСНОВЕ АНАЛИЗА КРИВОЙ СКОРОСТИ

И. О. Лобыцин, И. А. Панков, Г. Е. Селезнев

Изобретение относится к области железнодорожного транспорта. Способ определения сопротивления движению тягового подвижного состава от подвагонных генераторов на основе анализа кривой скорости заключается в том, что с помощью бортовой системы тягового подвижного состава измеряют скорость его движения и время фиксации скорости и формируют фактическую кривую скорости. На основании кривой скорости определяют изменение интенсивности разгона подвижного состава в диапазоне скоростей

автоматического подключения генераторов. После чего на основе тяговой характеристики локомотива подвижного состава определяют сопротивление движению от подвагонных генераторов. Технический результат изобретения заключается в повышении точности определения сил сопротивления движению подвижного состава.

Патент на изобретение RU 2803206 C1, 11.09.2023.

Заявка № 2023105758 от 13.03.2023.

<https://elibrary.ru/item.asp?id=54659503>

По вопросам использования интеллектуальной собственности обращаться по адресу: 129626, г. Москва, 3-я Мытищинская ул., д. 10, Научно-издательский отдел АО «ВНИИЖТ».

Тел.: (495) 602-83-01, e-mail: journal@vniizht.ru, www.vniizht.ru

МОНОГРАФИИ И СБОРНИКИ

Научно-издательский отдел предлагает приобрести Труды АО «ВНИИЖТ»:

- Рожицкий Д.Б. Нетяговая энергетика железнодорожного транспорта. Нормирование потребления топливно-энергетических и водных ресурсов. М.: ООО «РАС», 2022. 322 с.
- Косарев А.Б., Виноградов С.А., Король Ю.Н., Косарев И.А. Электробезопасность электроустановок транспорта. М.: ООО «РАС», 2022. 448 с.
- Кондрашов В.М., Максимов И.Н. Альтернативные методы исследования динамики железнодорожных экипажей. М.: ООО «РАС», 2022. 105 с.
- Обобщение мирового опыта тяжеловесного движения. Управление содержанием подвижного состава. Том 1. Грузовые вагоны / Под ред. С.М. Захарова. М.: ИННА, 2021. 455 с.
- Обобщение мирового опыта тяжеловесного движения. Управление содержанием подвижного состава. Том 2. Грузовые локомотивы / Под ред. С.М. Захарова. М.: ИННА, 2021. 344 с.
- Марков Д.П. Атомно-молекулярные механизмы вещественного трения. М.: ООО «РАС», 2019. 102 с.
- Косарев А.Б., Гогричани Г.В. Актуальные вопросы развития железнодорожного транспорта. Ч. 1. М.: ООО «РАС», 2019. 272 с.
- Косарев А.Б., Гогричани Г.В. Актуальные вопросы развития железнодорожного транспорта. Ч. 2. М.: ООО «РАС», 2019. 300 с.
- Ромен Ю.С. Взаимодействие пути и экипажа в рельсовой колее. М.: ООО «РАС», 2019. 160 с.
- АСУ «Экспресс» - автоматизированная система управления пассажирскими перевозками на железнодорожном транспорте / Под ред. А.В. Комиссарова. М.: ООО «РАС», 2019. 168 с.
- Экспериментальная оценка взаимодействия экипажа и пути при скоростном и высокоскоростном движении / Под ред. А.М. Бржезовского. М.: ООО «РАС», 2019. 148 с.
- Экономические исследования железнодорожного комплекса и их практическое значение / Под ред. О.Ф. Мирошниченко. М.: ООО «РАС», 2019. 210 с.
- Певзнер В.О. Научные основы системы управления состоянием пути. М.: ООО «РАС», 2018. 272 с.
- Научное сопровождение развития высокоскоростных магистралей в России / Под ред. А.Б. Косарева, О.Н. Назарова. М.: ООО «РАС», 2018. 119 с.
- Особенности системы ведения рельсового хозяйства на Российских железных дорогах / Под ред. А.Ю. Абдурашитова. М.: ООО «РАС», 2017. 160 с.
- Вопросы развития железнодорожного транспорта / Под ред. М.М. Железнова, Г.В. Гогричани, М.: ООО «РАС», 2017. 272 с.
- Обобщение мирового опыта тяжеловесного движения. Управление содержанием системы колесо-рельс / Под ред. С.М. Захарова, М.: ООО «Интекст», 2017. 420 с.
- Савин А.В. Безбалластный путь. М.: ООО «РАС», 2017. 192 с.
- Случайные процессы взаимодействия пути и подвижного состава / Под ред. А.Я. Когана, Э.Д. Загитова, И.В. Полещук. М.: ООО «РАС», 2016. 208 с.
- Сильноточный скользящий контакт (свойства, повреждаемость и процессы, протекающие в нем) / Под ред. В.Я. Берента. М.: ООО «Аналитика Родис», 2016. 328 с.
- Антюхин Г.Г., Поварков И.Л. Совершенствование учета расхода моторного масла тепловозами. М.: ООО «Аналитика Родис», 2016. 101 с.
- Шенфельд К.П., Сотников Е.А. Развитие методов управления перевозочным процессом на железнодорожном транспорте в современных условиях. М.: ООО «Издательство «Научный мир», 2015. 200 с.

- Косарев А.Б., Косарев Б.И., Сербиненко Д.В. Электромагнитные процессы в системах энергоснабжения железных дорог переменного тока. М.: ВМГ-Принт, 2015. 349 с.
- Тюрнин П.Г., Тибилев А.Т., Миронос Н.В. Токосъем: надежность, экономичность и пути совершенствования. М.: ВМГ-Принт, 2015. 162 с.
- Ромен Ю.С. Динамика железнодорожного экипажа в рельсовой колее. Методы расчета и испытаний. М.: ВМГ-Принт, 2014. 208 с.
- Современная методология технического нормирования расхода топливно-энергетических ресурсов локомотивами на тягу поездов / Под ред. Л.А. Мугинштейн, А.И. Молчанов, С.А. Виноградов, К.М. Попов, Е.Н. Школьников. М.: ВМГ-Принт, 2014. 141 с.
- Повышение эффективности устройства и содержания железнодорожного пути / Под ред. А.Ю. Абдурашитова. М.: ВМГ-Принт, 2014. 125 с.
- Актуальные проблемы экономики железнодорожного транспорта и пути их решения / Под ред. О.Ф. Мирошниченко. М.: ВМГ-Принт, 2014. 255 с.
- Повышение эффективности инноваций и мотивация их внедрения на железных дорогах России. Научно-методическое пособие / Под ред. М.М. Толкачевой, Г.Е. Писаревского. М.: ООО «Интекст», 2014. 152 с.
- Железнодорожный транспорт на современном этапе / Под ред. Б.М. Лапидуса, Г.В. Гогричани. М.: ВМГ-Принт, 2014. 292 с.
- Земляное полотно железнодорожного пути. Справочник / Под ред. П.И. Дыдышко. М.: ООО «Интекст», 2014. 416 с.
- Железнодорожный транспорт на современном этапе развития / Под ред. М.М. Железнова, Г.В. Гогричани. М.: ООО «Интекст», 2013. 288 с.
- Путь и путевое хозяйство. Взаимодействие колеса и рельса / Под ред. М.М. Железнова. М.: ООО «Интекст», 2013. 236 с.
- Лапидус Б.М. Железнодорожный бизнес: как встать на главный путь. М.: ООО «Интекст», 2013. 383 с.
- Макроэкономическая роль железнодорожного транспорта: Теоретические основы, исторические тенденции и взгляд в будущее / Под ред. Б.М. Лапидуса, Д.А. Мачерета. М.: КРАСАНД, 2013. 324 с.
- Основы разработки нормативов содержания пути и установления скоростей движения / Под ред. В.О. Певзнера, Ю.С. Ромена. М.: ООО «Интекст», 2013. 224 с.
- Экспериментальные исследования процессов движения подвижного состава / Под ред. А.В. Заручейского, П.Т. Гребенюка. М.: ООО «Интекст», 2013. 80 с.
- Современные и перспективные конструкции железнодорожного пути для различных условий эксплуатации / Под ред. А.Ю. Абдурашитова. М.: ООО «Интекст», 2013. 152 с.
- Имитационное моделирование в задачах организации движения поездов / Под ред. Л.А. Мугинштейна. М.: ООО «Интекст», 2012. 56 с.
- Обобщение мирового опыта тяжеловесного движения. Конструкция и содержание железнодорожной инфраструктуры / Под ред. С.М. Захарова. М.: ООО «Интекст», 2012. 568 с.
- Проблемы железнодорожного транспорта. Задачи и пути их решения / Под ред. Б.М. Лапидуса, Г.В. Гогричани. М.: ООО «Интекст», 2012. 260 с.
- Энергооптимальные методы управления движением поездов / Под ред. Л.А. Мугинштейна, И.А. Ябло А.Е. Илютовича. М.: ООО «Интекст», 2012. 80 с.

Актуальная информация о Трудах ВНИИЖТ доступна на сайте (переход через QR-код):



По вопросам приобретения книг и за справочной информацией обращаться в научно-издательский отдел АО «ВНИИЖТ»:

Anokhov.Igor@vniizht.ru
 rio@vniizht.ru
 тел.: +7 (495) 602-83-01, +7 (495) 602-84-56

