



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

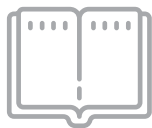


ВЕСТНИК
НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОГО ИНСТИТУТА
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА
RUSSIAN RAILWAY SCIENCE JOURNAL
Том 82, №1. 2023

Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта

Том 82, №1. 2023

Издаётся с 1942 г.
Published since 1942



АСПИРАНТУРА ВНИИЖТ

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



Кадровый научный потенциал института

более
100
лет научного опыта

25 докторов наук

109 кандидатов наук

Уникальные возможности для проведения научных исследований

17 научных центров

более **25** лабораторий

 испытательный центр железнодорожной техники



скоростной испытательный полигон (г. Белореченск)



экспериментальное кольцо (г. Щербинка)

СПЕЦИАЛЬНОСТИ ПОДГОТОВКИ



- | | |
|--|---|
|  2.9.2 Железнодорожный путь, изыскание и проектирование железных дорог |  2.6.1 Металловедение и термическая обработка металлов и сплавов |
|  2.9.3 Подвижной состав железных дорог, тяга поездов и электрификация |  2.6.17 Материаловедение (на железнодорожном транспорте) |
|  2.9.4 Управление процессами перевозок |  2.5.3 Трение и износ в машинах |
|  2.3.3 Автоматизация и управление технологическими процессами и производствами (на железнодорожном транспорте) |  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: 10.21780/2223-9731-2023-82-1

ВЕСТНИК НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОГО ИНСТИТУТА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА (ВЕСТНИК ВНИИЖТ)

RUSSIAN RAILWAY SCIENCE JOURNAL (VESTNIK VNIIZHT)

ТОМ 82, №1. 2023

Учредитель:
АО «Научно-исследовательский
институт железнодорожного транспорта»

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

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

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

Founder:
Railway Research Institute

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

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

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.

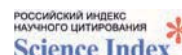
Журнал предоставляет открытый доступ к полным текстам публикаций, исходя из следующего принципа: открытый доступ к результатам исследований способствует увеличению глобального обмена знаниями.

«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)



Ассоциации научных редакторов и издателей (АНРИ)



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 Association of Science Editors and Publishers (ASEP)



the Digital Object Identifier Registration Agency (CrossRef)



Journal materials are available under the Creative Commons Attribution 4.0 License



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

Главный редактор

Косарев Александр Борисович, д-р техн. наук, проф., первый заместитель генерального директора АО «ВНИИЖТ», Москва, Российская Федерация, Author ID: 352781, <https://orcid.org/0000-0001-9684-036X>

Заместитель главного редактора

Римская Ольга Николаевна, канд. экон. наук, доцент, АО «ВНИИЖТ», Москва, Российская Федерация, Author ID: 583440, <https://orcid.org/0000-0002-1548-0815>

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

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

Гогричиани Георгий Венедиктович, д-р техн. наук, АО «ВНИИЖТ», Москва, Российская Федерация, Author ID: 762111, <https://orcid.org/0000-0001-8586-8068>

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>

Коган Александр Яковлевич, д-р техн. наук, проф., АО «ВНИИЖТ», Москва, Российская Федерация, Author ID: 536285, <https://orcid.org/0000-0002-0287-8015>

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>

Мугинштейн Лев Александрович, д-р техн. наук, проф., АО «ВНИИЖТ», Москва, Российская Федерация, Author ID: 762110, <https://orcid.org/0000-0002-7894-7435>

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>

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 С. А., председатель, канд. техн. наук, генеральный директор АО «ВНИИЖТ», Москва, Российская Федерация

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

Дынькин Б. Е., д-р техн. наук, проф., почетный президент МАТУ АТР, РГУПС, Ростов-на-Дону, Российская Федерация

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

Липидус Б. М., д-р экон. наук, проф., председатель Объединенного ученого совета ОАО «РЖД», Москва, Российская Федерация

Лёвин Б. А., д-р техн. наук, проф., президент РУТ (МИИТ), Москва, Российская Федерация

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

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

Назаров О. Н., канд. техн. наук, ОАО «РЖД», Москва, Российская Федерация

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

Смольянинов А. В., д-р техн. наук, проф., УрГУПС, Екатеринбург, Российская Федерация

Шенфельд К. П., д-р техн. наук, исполнительный директор АО «ВНИИЖТ», Москва, 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 24.03.2023. Формат бумаги 60×90 1/8. Офсетная печать. Усл. печ. л. 11,25. Тираж 300 экз. Заказ 159. 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

Olga N. Rimskaya, Cand. Sci. (Econ.), Associate Professor, Railway Research Institute, Moscow, Russian Federation, Author ID: 583440, <https://orcid.org/0000-0002-1548-0815>

EDITORIAL BOARD

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

Georgiy V. Gogrichiani, Dr. Sci. (Eng.), Railway Research Institute, Moscow, Russian Federation, Author ID: 762111, <https://orcid.org/0000-0001-8586-8068>

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>

Alexander Ya. Kogan, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Chief Scientific Associate, Railway Research Institute, Moscow, Russian Federation, Author ID: 536285, <https://orcid.org/0000-0002-0287-8015>

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>

Lev A. Muginshtein, Dr. Sci. (Eng.), Professor, Railway Research Institute, Moscow, Russian Federation, Author ID: 762110, <https://orcid.org/0000-0002-7894-7435>

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 Xuewei, 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>

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 University of Railway Engineers, Rostov-on-Don, Moscow, Russian Federation

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

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

Boris A. Levin, Dr. Sci. (Eng.), Professor, President of the Russian University of Transport 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

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

Konstantin P. Shenfeld, Dr. Sci. (Eng.), Executive Director of the Railway Research Institute, Moscow, 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 24.03.2023. Format is 60×90 1/8. Offset printing. 11.25 printed sheets. 300 copies. Order No. 159. Free price

СОДЕРЖАНИЕ

ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Влияние подуклонки рельсов на контактные напряжения и давления в системе «колесо — рельс»

Д. И. Галлямов, Д. В. Овчинников 9–17

Необходимость учета внешних факторов при выборе специального транспортного средства для перевозки скоропортящихся пищевых продуктов

Т. И. Набатчикова, А. В. Костин, С. Н. Науменко 18–24

Совершенствование системы воздухообеспечения тепловозных дизелей

И. Л. Поварков, В. А. Рыжов, М. Е. Калугин, А. Н. Журавлев 25–35

Анализ нагруженности вагонов-цистерн для перевозки опасных грузов при роспуске с горки

Д. А. Ступин, А. В. Саврухин, Р. А. Ефимов 36–46

Моделирование контактно-усталостной поврежденности рельсов в зоне сварного стыка

Е. В. Торская, И. Ю. Цуканов, А. Р. Мещерякова, К. Л. Заграничек,
С. М. Захаров, Е. А. Шур 47–57

Возможность повышения критической скорости высокоскоростных электропоездов за счет поперечного поддрессирования тяговых двигателей

А. В. Харитонов 58–68

АВТОМАТИЗАЦИЯ И УПРАВЛЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ ПРОЦЕССАМИ НА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОМ ТРАНСПОРТЕ

Оптимальное управление асинхронным приводом вспомогательных машин электроподвижного состава

Ю. М. Кулинич, С. А. Шухарев, В. К. Духовников, Д. А. Стародубцев 70–79

Зависимость участковой скорости от обеспеченности транзитных поездов локомотивами на железнодорожном участке Кошта — Бабаево

М. И. Мехедов, Н. В. Корниенко, А. С. Ададунов 80–88

CONTENTS

TECHNICAL MEANS OF RAILWAY TRANSPORT

Effects of rail canting on the contact stress and pressure in the wheel–rail system

Damir I. Gallyamov, Dmitriy V. Ovchinnikov 9–17

Relevance of external factors in choosing a special vehicle for the perishable freight conveyance

Tatiana I. Nabatchikova, Aleksandr V. Kostin, Sergey N. Naumenko 18–24

Improvement of the air supply system for diesel locomotives

Igor L. Povarkov, Valeriy A. Ryzhov, Mikhail E. Kalugin, Andrey N. Zhuravlev 25–35

Load analysis of dangerous freight cistern cars during gravity hump

Dmitriy A. Stupin, Andrey V. Savrukhin, Roman A. Efimov 36–46

Simulation of contact-fatigue damage to rails in a welded rail joint area

Elena V. Torskaya, Ivan Yu. Tsukanov, Almira R. Meshcheryakova,
Konstantin L. Zagranichuk, Sergey M. Zakharov, Evgeniy A. Shur 47–57

Possibility of increasing the critical speed of high-speed electric trains using transverse cushioning of tractive motors

Anton V. Kharitonov 58–68

AUTOMATION AND CONTROL OF TECHNOLOGICAL PROCESSES IN RAILWAY TRANSPORT

Optimal control of asynchronous drive of auxiliary machines of electric rolling stock

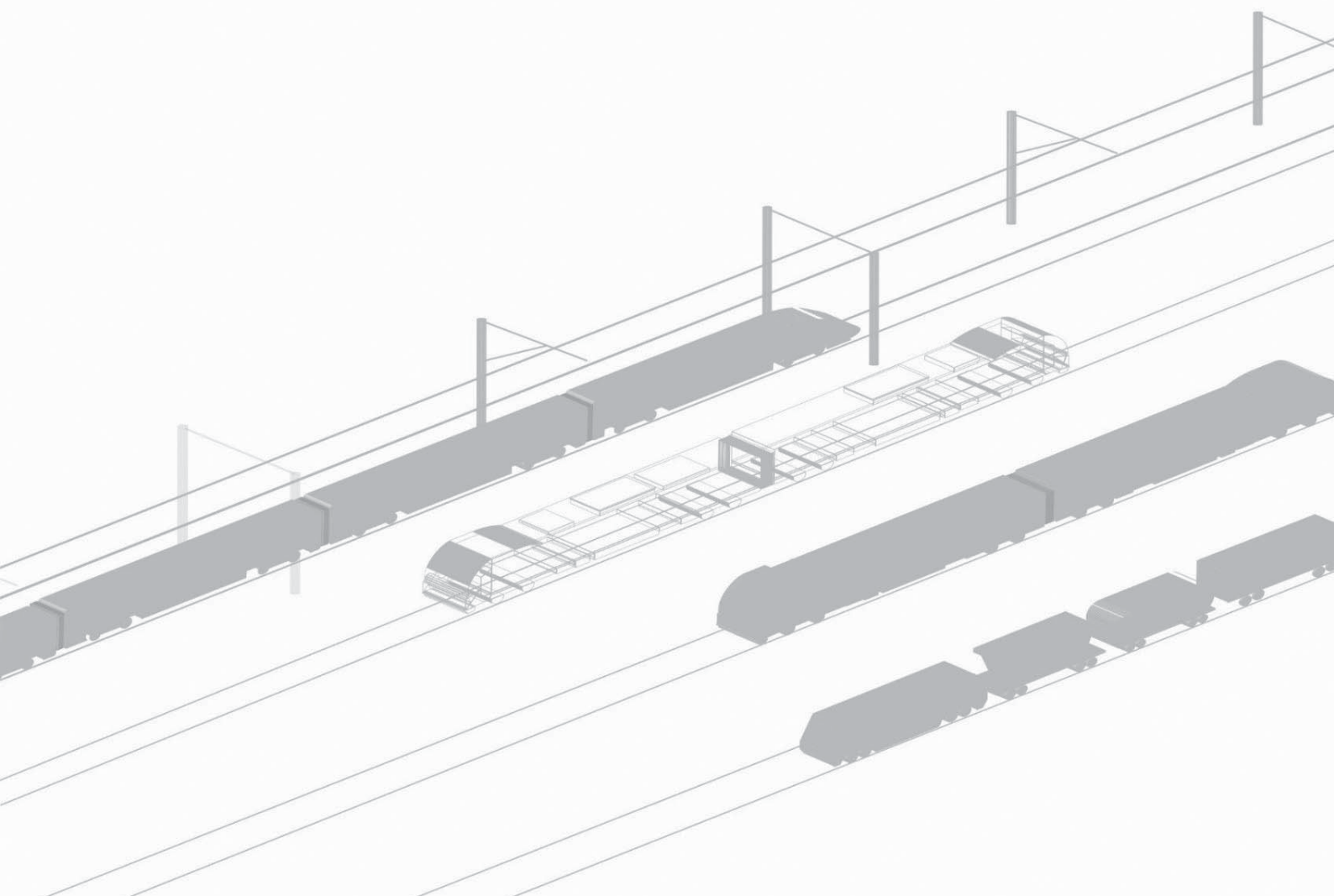
Yuriy M. Kulinich, Sergey A. Shukharev, Vyacheslav K. Dukhovnikov,
Dmitriy A. Starodubtsev 70–79

Dependence of the service speed on the provision of transit trains with locomotives on the Koshta — Babayevo railway section

Mikhail I. Mekhedov, Natalya V. Kornienko, Aleksandr S. Adadurov 80–88

ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

TECHNICAL MEANS OF RAILWAY TRANSPORT



ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Оригинальная статья

УДК 625.031.1

DOI: 10.21780/2223-9731-2023-82-1-9-17

EDN: <https://elibrary.ru/oraqoa>**ВЛИЯНИЕ ПОДУКЛОНКИ РЕЛЬСОВ НА КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ И ДАВЛЕНИЯ В СИСТЕМЕ «КОЛЕСО — РЕЛЬС»****Д. И. Галлямов✉, Д. В. Овчинников**Самарский государственный университет путей сообщения,
Самара, Российская Федерация**АННОТАЦИЯ**

Введение. Актуальной задачей сегодня является оптимизация взаимодействия подвижного состава и железнодорожного пути. Ее решение позволит увеличить скорость движения поездов, повысить безопасность и срок службы колес и рельсов. На срок службы колес и рельсов значительное влияние оказывают контактные напряжения и давления. Их величина зависит от геометрии колеи, в том числе и от подуклонки рельсов, пятна контакта и упругих свойств контактирующих элементов.

Материалы и методы. Проанализировано влияние подуклонки рельсов на контактные напряжения и давления в системе «колесо — рельс» при различном усилии воздействия колес подвижного состава, а также проведена оценка влияния упругости подрельсового основания на деформации и напряжения в пятне контакта без учета изменения силовых параметров взаимодействия пути и подвижного состава при изменении общей жесткости пути. То есть в этой работе величины усилий, передаваемых от колес подвижного состава на рельсы, являются исходными данными для определения напряженно-деформированного состояния системы «колесо — рельс». Для проведения анализа была разработана конечно-элементная модель для расчета напряженно-деформированного состояния системы «колесо — рельс» при различной степени уплотнения подрельсового основания. Исходя из анализа полученных расчетных данных сделаны выводы о влиянии упругости подрельсового основания и подуклонки на контактные напряжения и давления в системе «колесо — рельс». Также проведена оценка влияния подуклонки рельсов на напряженно-деформированное состояние системы «колесо — рельс» при отклонениях от нормативного положения в пределах допускаемых норм.

Результаты. Результаты расчета демонстрируют, что изменение упругости подрельсового основания слабо влияет на контактные давления и напряжения (без учета влияния на непосредственные силовые характеристики взаимодействия подвижного состава и пути). При этом изменения подуклонки в пределах допускаемых значений от 1/12 до 1/60 приводят к превышению контактными напряжениями предела текучести рельсовой стали, что является одной из причин снижения долговечности материала и, как следствие, уменьшения срока службы рельсов с одновременным возрастанием риска хрупкого излома в зоне экстремальных механических напряжений.

Обсуждение и заключение. Полученные результаты расчета демонстрируют необходимость контроля такого параметра рельсовой колеи, как подуклонка, так как изменение напряженно-деформированного состояния рельсов вследствие изменения подуклонки влияет на срок их службы и безопасность движения в целом. Для контроля этого параметра предлагается использовать автоматизированные и ручные средства диагностики.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: подуклонка рельсов, упругость рельсового основания, контактные давления, контактные напряжения, срок службы рельсов, метод конечных элементов

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Галлямов Д. И., Овчинников Д. В. Влияние подуклонки рельсов на контактные напряжения и давления в системе «колесо — рельс» // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2023. Т. 82, № 1. С. 9–17. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-1-9-17>.



TECHNICAL MEANS OF RAILWAY TRANSPORT

Original article

UDK 625.031.1

DOI: 10.21780/2223-9731-2023-82-1-9-17

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



EFFECTS OF RAIL CANTING ON THE CONTACT STRESS AND PRESSURE IN THE WHEEL – RAIL SYSTEM

Damir I. Gallyamov✉, Dmitriy V. Ovchinnikov

Samara State Transport University,
Samara, Russia

ABSTRACT

Introduction. An urgent task today is to optimise the interaction between rolling stock and the railway track. A solution to it will increase train speed, enhance the safety and service life of wheels and rails. The service life of wheels and rails is under significant influence of contact stress and pressures. Their magnitude depends on the track geometry, including rail canting, contact spot and elastic properties of the contacting elements.

Materials and methods. The authors analysed the effects of rail canting on contact stress and pressure in the wheel–rail system at various loads from the rolling stock wheels, and assessed the effects of the underrail base elasticity on deformation and stress in the contact spot ignoring the force interaction between the track and the rolling stock when the overall stiffness of the track changes. Thus, this work sets the magnitude of the forces transmitted from the wheels of the rolling stock to the rails as the input data for determining the stress-strain state of the wheel–rail system. For the analysis, the authors developed a finite element model for calculating the stress-strain state of the wheel–rail system at various compaction degrees of the underrail base. The analysis of the obtained calculated data led to conclusions about the influence of the underrail base elasticity and the canting on the contact stresses and pressures in the wheel–rail system. The authors also assessed the effects of rail canting on the stress-strain state of the wheel–rail system for deviations from the standard position within the allowed limits.

Results. The calculation results show that the change in the underrail base elasticity has a weak effect on contact pressures and stresses (excluding the effect on the immediate force interaction of the rolling stock and the track). At the same time changes in the canting within the allowable values from 1/12 to 1/60 causes the contact stresses to exceed the yield strength of the rail steel, which, among other reasons, reduces the durability of the material and, as a result, reduces the service life of the rails, and, at the same time, increases the risk of brittle fracture in the area of extreme mechanical stress.

Discussion and conclusion. The obtained results of the calculation show that such a parameter of the rail track as canting requires control, since a change in the stress-strain state of the rails due to a change in canting affects their service life and traffic safety in general. It is suggested to automated and manual diagnostic tools to monitor this parameter.

KEYWORDS: rail canting, underrail base elasticity, contact pressures, contact stress, rail service life, finite element method

FOR CITATION: Gallyamov D. I., Ovchinnikov D. V. Effects of rail canting on the contact stress and pressure in the wheel–rail system. *Russian Railway Science Journal*. 2023;82(1):9-17. (In Russ.). <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-1-9-17>.

Введение. Согласно Стратегии научно-технологического развития ОАО «РЖД» на период до 2030 г. одним из приоритетных направлений является разработка и внедрение технических средств и технологий организации высокоскоростного, скоростного и тяжеловесного движения при обеспечении оптимального взаимодействия подвижного состава и элементов инфраструктуры [1].

Под взаимодействием подвижного состава и инфраструктуры понимаются параметры взаимодействия системы «колесо — рельс», оказывающие влияние на вертикальную и поперечную динамику подвижного состава, предельно допустимые нагрузки на ось, а также срок службы колес и рельсов.

Контактирование колеса и рельса происходит по крайне малой, по сравнению с размером колес и рельсов, площадке, называемой пятном контакта. Материал под пятном и вокруг него находится в условиях объемно-напряженного состояния.

Впервые решение задачи о контактных напряжениях и деформациях было получено Г. Герцем в 1881–1882 гг. на основе методов теории упругости [2].

Исходя из решения нормальной задачи Герца максимальное напряжение $P_{\max}$ может быть рассчитано по формуле

$$P_{\max} = \sqrt[3]{\frac{3FE^2}{2\pi^3 r_e^2 (1-\epsilon^2)^2}},$$

где F — нормальная сила нагружения колеса и рельса; E — модуль упругости; ϵ — коэффициент Пуассона; r_e — эквивалентный радиус, зависящий от характерных радиусов взаимодействия колеса и рельса в месте контакта.

Интенсивность напряжений в области контакта зависит от величины приложенной силы, а также от формы контактирующих поверхностей и свойств материалов [3].

Верхнее строение пути при прохождении подвижного состава работает как единая система, и каждый ее элемент обеспечивает упругую передачу нагрузки на нижележащие элементы. Упругие свойства подрельсового основания меняются вследствие изнашивания и смятия материала полимерных прокладок, ослабления сил прижатия рельса к подрельсовым опорам, а также изменения степени уплотнения балластного слоя, что в итоге оказывает влияние на распределение давления в пятне контакта.

В данной работе проводится анализ влияния параметров упругости подрельсового основания на контактные напряжения и давления в системе «колесо — рельс» в зависимости от типа промежуточного скрепления и подуклонки рельса с помощью метода конечных элементов.

Материалы и методы. Для решения этой задачи авторами была разработана объемная конечно-элементная модель с полным геометрическим подобием натурных конструкций (рис. 1) и проведен расчет напряженно-деформированного состояния при взаимодействии колеса и рельса с учетом упругости подрельсового основания для различных значений подуклонки, а также положения колеса относительно рельса.

Метод конечных элементов (МКЭ) — численный метод решения дифференциальных уравнений с частными производными, а также интегральных уравнений, возникающих при решении задач прикладной физики. Метод широко используется для решения задач механики деформируемого твердого тела, теплообмена, гидродинамики и электродинамики [4–9]. На железнодорожном транспорте МКЭ применяется для решения задач путевого комплекса, подвижного состава [10–12], а также систем обеспечения движения поездов [13, 14].

Мощность модели составляет более 450 тыс. узлов. В зоне контакта сетка элементов заметно сгущается (размер элемента — 1 мм) для более точного отображения интенсивности напряжений. При расчетах использованы следующие параметры:

- диаметр вагонного колеса — 950 мм;
- нагрузка на ось — 10, 20 и 30 тс;
- положение оси колеса — вертикальное;
- наклон оси рельса — 1/20, 1/12 и 1/60;
- ширина колеи — 1520, 1514 и 1530 мм соответственно;
- типы промежуточных скреплений — КБ-65, ЖБР-Ш, APC-4 и Vossloh W-30.

Положение колеса на рельсе задано шириной колеи и подуклонкой рельса. Значения ширины колеи для подуклонки 1/12 и 1/60 получены путем наклона рельса относительно середины подошвы (рис. 2).

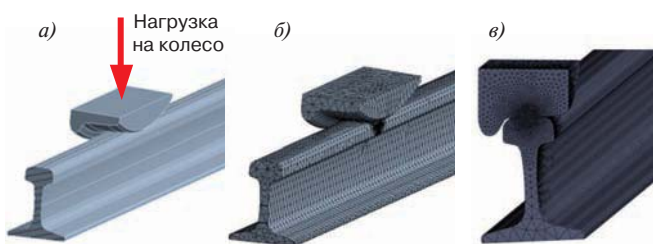


Рис. 1. Объемная конечно-элементная модель: а — трехмерная модель колеса и рельса; б — конечно-элементная модель колеса и рельса; в — сгущение элементной сетки в зоне контакта колеса и рельса

Fig. 1. A volumetric finite element model: а — a 3D wheel and rail model; б — a finite element model of wheel and rail; в — condensation of the elemental mesh in wheel and rail contact zone

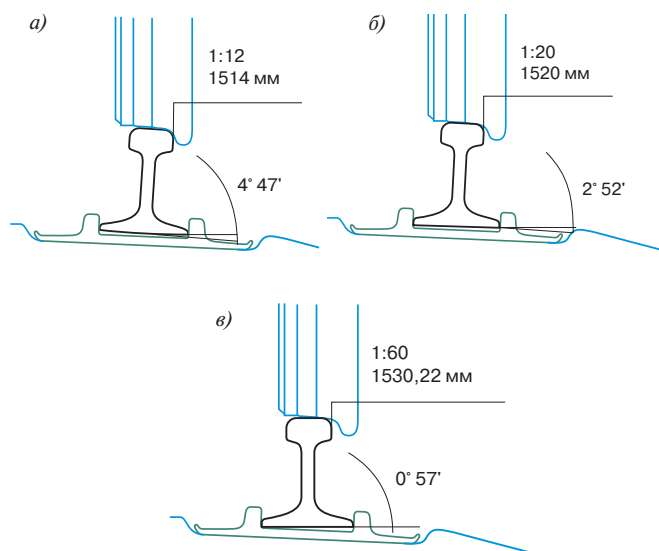


Рис. 2. Изменение ширины колеи и положения колеса при изменении подуклонки рельсов:
а — 1/12; б — 1/20; в — 1/60

Fig. 2. Rail gauge and wheel position change during the rail canting change:
а — 1/12; б — 1/20; в — 1/60

Для упрощения расчетного процесса решения данной задачи в модели была осуществлена замена элементов промежуточных креплений, балластного слоя и земляного полотна на упругие элементы с помощью инструмента «Втулочное соединение». Данный вид соединения позволяет задать параметры жесткости

на перемещение и кручение по осям в прямоугольной системе координат, что дает возможность уменьшить количество твердотельных элементов (в том числе нелинейных) без потери точности выходных данных. В качестве задаваемой характеристики данный инструмент использует жесткость, измеряемую в ньютонах на метр.

В результате рельс опирается подошвой на упругое основание, жесткость которого соответствует жесткости реального подрельсового основания, и контактирует с ним в тех же точках, что и со шпалами при эпюре 2000 шт./км (рис. 3).

Жесткость упругих элементов для каждого типа крепления определяется моделированием воздействия вертикальной силы на поверхность катания рельса. Полученные результаты прогиба рельса сравниваются с результатами расчета, представленного в [3, табл. 1]. Соответствие значения прогиба рельса при заданной нагрузке в табл. 1 и 2 свидетельствует о правильно определенной жесткости упругих элементов.

Результаты исследования. Полученные в результате расчета контактных напряжений и давлений данные представлены в табл. 3 и на рис. 4.

Влияние упругости подрельсового основания на изменение контактных напряжений и давлений представлено в табл. 4.

Полученные результаты свидетельствуют о том, что изменение упругости подрельсового основания и тип промежуточного крепления не оказывают существенного влияния на контактные напряжения и давления, возникающие в системе «колесо — рельс»: снижение величин эквивалентных напряжений не

Таблица 1

Прогиб рельса и упругость подрельсового основания, полученные в среде конечно-элементного анализа

Table 1

Rail deflection and underrail base elasticity obtained in the finite element analysis environment

Тип крепления, показатель	Уплотненный грунт и балласт при нагрузке на ось, тс			Неуплотненный грунт и балласт при нагрузке на ось, тс		
	10	20	30	10	20	30
Тип крепления	КБ-65					
Прогиб рельса (y), мм	0,56	1,11	1,65	1,02	2,04	3,06
Модуль упругости (U), МПа	51,9	51,9	51,9	23,7	23,7	23,7
Тип крепления	ЖБР-Ш					
Прогиб рельса (y), мм	0,41	0,82	1,23	0,85	1,75	2,66
Модуль упругости (U), МПа	77,7	77,7	77,7	28,7	28,7	28,7
Тип крепления	АРС-4					
Прогиб рельса (y), мм	0,41	0,82	1,23	0,84	3,39	4,28
Модуль упругости (U), МПа	78,1	78,1	78,1	18,8	18,8	18,8
Тип крепления	Vossloh W-30					
Прогиб рельса (y), мм	0,37	0,74	1,11	0,83	1,74	2,66
Модуль упругости (U), МПа	88,9	88,9	88,9	29,1	29,1	29,1

Таблица 2

Жесткость упругих элементов при использовании втулочного соединения

Table 2

Stiffness of elastic elements when using a sleeve connection

Тип скрепления, показатель	Уплотненный грунт и балласт при нагрузке на ось, тс			Неуплотненный грунт и балласт при нагрузке на ось, тс		
	10	20	30	10	20	30
Тип скрепления	КБ-65					
Прогиб рельса (y), мм	0,56	1,11	1,65	1,02	2,04	3,06
Жесткость упругих элементов (k), кН/мм	13,4	13,4	13,4	5,18	5,35	5,23
Тип скрепления	ЖБР-Ш					
Прогиб рельса (y), мм	0,41	0,82	1,23	0,85	1,75	2,66
Жесткость упругих элементов (k), кН/мм	21,65	21,65	21,65	6,9	6,6	6,5
Тип скрепления	АРС-4					
Прогиб рельса (y), мм	0,41	0,82	1,23	0,84	3,39	4,28
Жесткость упругих элементов (k), кН/мм	21,65	21,65	21,65	7,0	2,5	3,2
Тип скрепления	Vossloh W-30					
Прогиб рельса (y), мм	0,37	0,74	1,11	0,83	1,74	2,66
Жесткость упругих элементов (k), кН/мм	25,65	25,65	25,65	7,15	6,65	6,5

Таблица 3

Контактные напряжения и давления в рельсе при подклонке 1/20

Table 3

Rail contact stresses and pressures at 1/20 canting

Тип промежуточного рельсового скрепления	Уплотненный грунт и балласт при нагрузке на ось, тс			Неуплотненный грунт и балласт при нагрузке на ось, тс		
	10	20	30	10	20	30
Контактные напряжения в головке рельса (σ), МПа						
КБ-65	396,18	507,35	586,00	392,66	500,96	576,63
ЖБР-Ш	397,7	510,29	589,96	393,74	502,4	578,74
АРС-4	397,7	510,29	589,96	393,79	494,92	571,01
Vossloh W-30	398,22	511,29	591,3	394,89	502,45	578,74
Контактные давления на поверхности катания (p), МПа						
КБ-65	660,84	862,8	1006,1	661,3	863,38	1006,1
ЖБР-Ш	660,65	862,56	1005,8	661,06	863,08	1005,8
АРС-4	660,65	862,56	1005,8	661,05	864,37	1005,9
Vossloh W-30	660,61	862,51	1005,7	662,39	863,07	1005,8

превышает в среднем 2%. Следует отметить, что жесткость пути в целом воздействует на динамические характеристики взаимодействия пути и подвижного состава, т. е. оказывает значительное влияние на итоговые усилия, передаваемые от колеса на рельс. Однако в рамках этой работы параметры силового воздействия являются исходными данными для определения напряженно-деформированного состояния системы «колесо — рельс», и вопрос влияния упругости рельсового основания ставился исключительно с точки

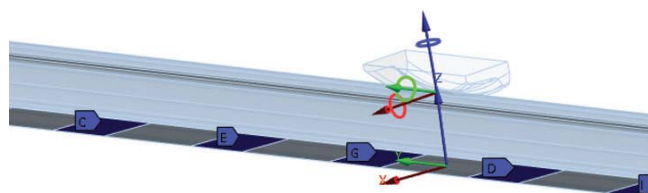


Рис. 3. Плоскости приложения упругих элементов к подошве рельса

Fig. 3. Planes of application of elastic elements to the rail foot

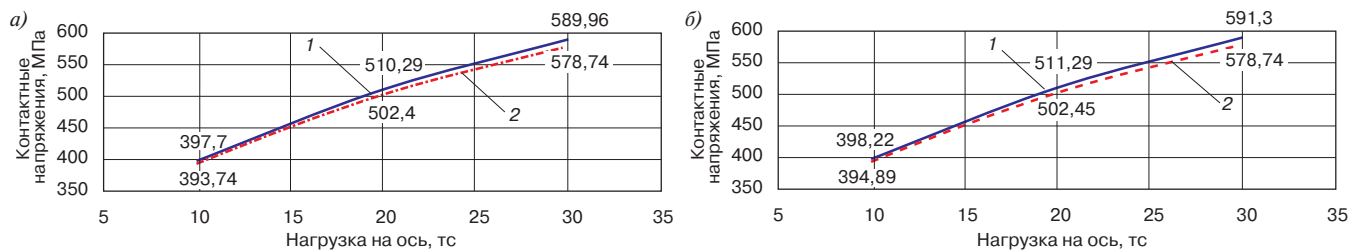


Рис. 4. Влияние упругости подрельсового основания на контактные напряжения:
а — скрепление ЖБР-Ш; б — скрепление Vossloh W-30: 1 — уплотненное основание; 2 — неуплотненное основание

Fig. 4. Effects of the underrail base elasticity on the contact stresses:
а — ZhBR-Sh fastening; б — Vossloh W-30 fastening: 1 — compacted base; 2 — uncompacted base

Таблица 4

Влияние упругости подрельсового основания на контактные напряжения и давления в рельсе

Table 4

Effects of the underrail base elasticity on the rail contact stresses and pressures

Тип промежуточного рельсового скрепления	Рост или снижение (–) контактных напряжений при нагрузке на ось, тс			Рост или снижение (–) контактных давлений при нагрузке на ось, тс		
	10	20	30	10	20	30
КБ-65	0,89 %	1,26 %	1,60 %	0,07 %	0,07 %	0 %
ЖБР-Ш	1 %	1,55 %	1,90 %	0,06 %	0,06 %	0 %
АРС-4	0,98 %	3,01 %	3,21 %	0,06 %	0,02 %	0,01 %
Vossloh W-30	0,84 %	1,73 %	2,12 %	0,27 %	0,06 %	0,01 %

зрения оценки контактных давлений и напряжений при единообразных силовых параметрах взаимодействия колеса и рельса.

В связи с тем, что изменение упругости подрельсового основания слабо влияет на контактные напряжения и давления, расчет для подуклонки 1/12 и 1/60 был проведен только для уплотненного основания. Результаты представлены в табл. 5 и на рис. 5, 6.

Рост контактных напряжений и давлений в головке рельса приводит к изменению его напряженно-деформированного состояния, что негативно сказывается на сроке службы [15] посредством увеличения износа [16], образования поперечных усталостных трещин в головке в виде светлого или темного пятна, приводящих к отказу рельса до пропуска гарантийного тоннажа [17–20].

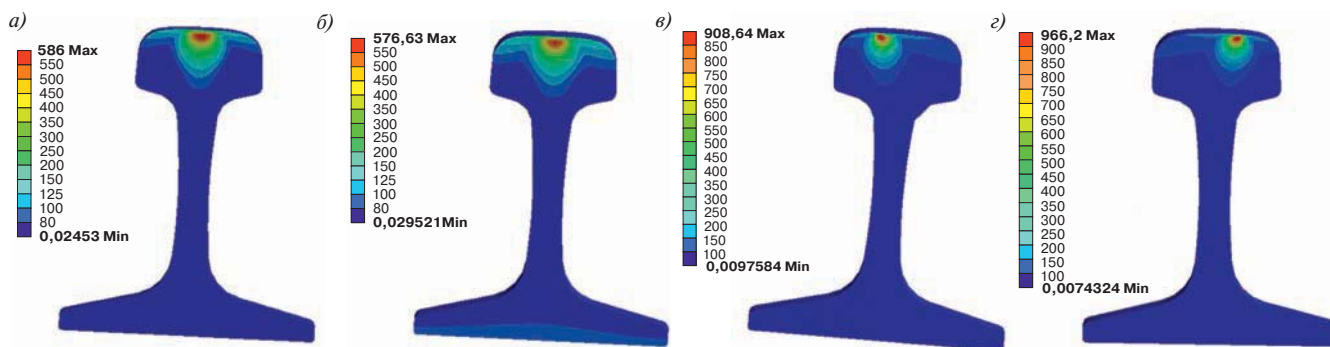


Рис. 5. Контактные напряжения в головке рельса при нагрузке на ось 30 тс:
а — подуклонка 1/20, уплотненное основание; б — подуклонка 1/20, неуплотненное основание; в — подуклонка 1/12, уплотненное основание; г — подуклонка 1/60, уплотненное основание

Fig. 5. Railhead contact stresses at 30 tf axial load:
а — 1/20 canting, compacted base; б — 1/20 canting, uncompacted base; в — 1/12 canting, compacted base; г — 1/60 canting, compacted base

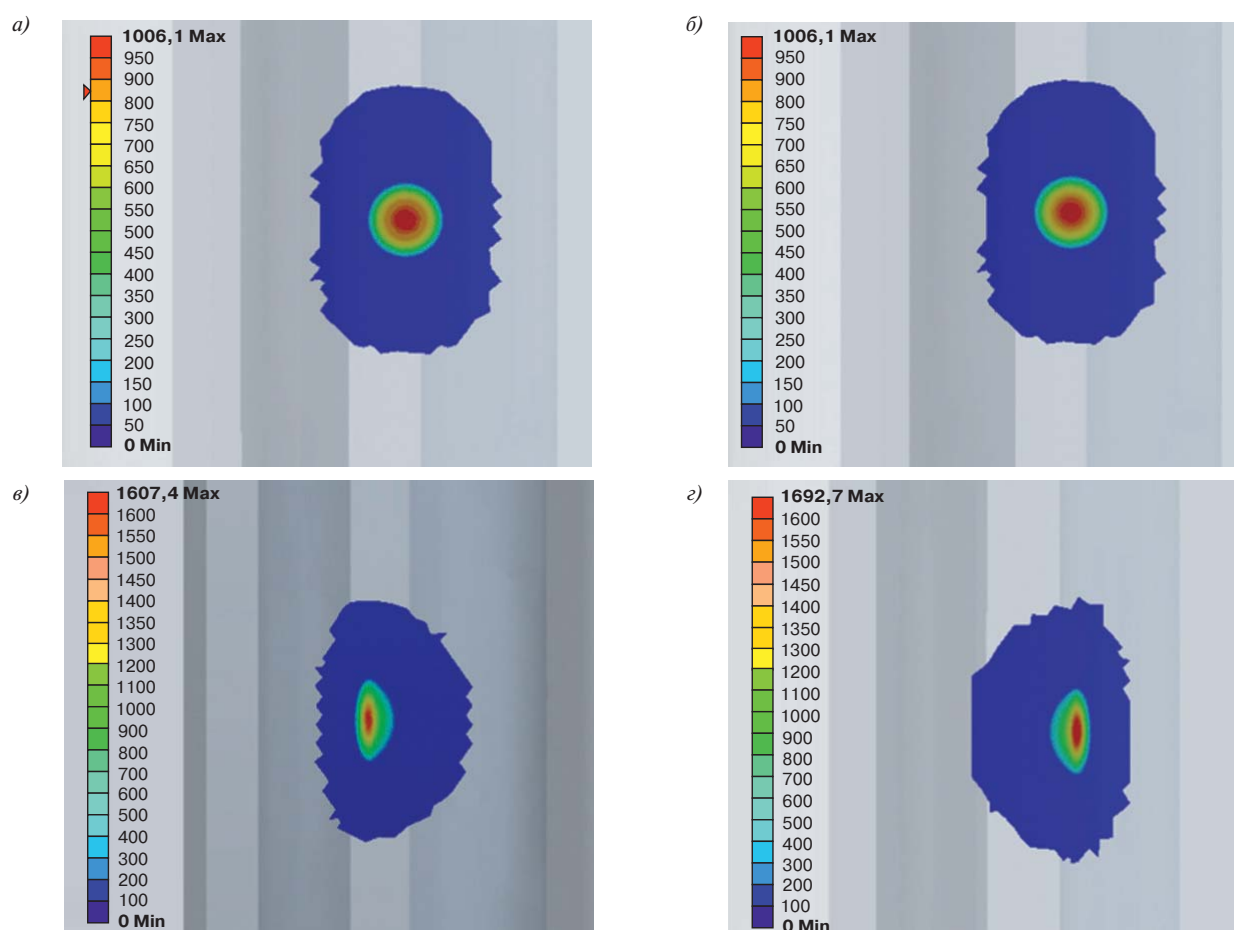


Рис. 6. Контактные давления в головке рельса при нагрузке на ось 30 тс:
 а — подуклонка 1/20, уплотненное основание; б — подуклонка 1/20, неуплотненное основание; в — подуклонка 1/12, уплотненное основание; з — подуклонка 1/60, уплотненное основание

Fig. 6. Railhead contact pressures at 30 tf axial load:
 а — 1/20 canting, compacted base; б — 1/20 canting, uncompacted base; в — 1/12 canting, compacted base; з — 1/60 canting, compacted base

Таблица 5

Контактные напряжения и давления в рельсе при подуклонке 1/12 и 1/60

Table 5

Rail contact stresses and pressures at 1/12 and 1/60 canting

Тип промежуточного рельсового крепления	Подуклонка 1/12, уплотненный грунт и балласт при нагрузке на ось, тс			Подуклонка 1/60, уплотненный грунт и балласт при нагрузке на ось, тс		
	10	20	30	10	20	30
Контактные напряжения в головке рельса (σ), МПа						
КБ-65	638,85	794,52	908,64	689,63	848,93	966,2
ЖБР-Ш	639,99	796,68	911,39	690,88	851,09	969,16
АРС-4	639,99	796,68	911,39	690,88	851,09	969,16
Vossloh W-30	640,37	797,4	912,29	691,01	851,82	970,07
Контактные давления на поверхности катания (p), МПа						
КБ-65	1075	1389,4	1607,4	1146,1	1468,3	1692,7
ЖБР-Ш	1075	1389,5	1607,6	1146	1468,7	1693,6
АРС-4	1075	1389,5	1607,6	1146	1468,7	1693,6
Vossloh W-30	1075	1389,5	1607,6	1145,6	863,07	1005,8

Заключение. 1. Разработана и апробирована конечно-элементная модель для расчета напряженно-деформированного состояния системы «колесо — рельс» при различной степени уплотнения подрельсового основания.

2. Проведены расчеты эквивалентных напряжений и контактных давлений, возникающих при взаимодействии колеса и рельса при различных исходных данных: жесткость основания, подуклонка, положение колеса.

3. Результаты показывают, что изменение упругости подрельсового основания слабо влияет на контактные напряжения и давления: максимальное снижение уровня напряжений не превышает 3,21%. Таким образом, установлено, что уплотненность подрельсового основания и тип промежуточных скреплений не оказывают существенного влияния на контактные напряжения и давления в контексте условия единообразности параметров силового взаимодействия колеса и рельса, т. е. без учета влияния упругости рельсового основания непосредственно на силовые динамические характеристики взаимодействия пути и подвижного состава.

4. Значимыми факторами, влияющими на уровень напряженно-деформированного состояния системы «колесо — рельс», являются подуклонка рельса и ширина колеи (положение колеса относительно рельса). При изменении подуклонки в пределах допускаемых значений от 1/12 до 1/60 контактные напряжения могут превышать предел текучести рельсовой стали, что является одной из причин снижения долговечности материала и, как следствие, уменьшения срока службы рельсов с одновременным возрастанием риска хрупкого излома в зоне экстремальных механических напряжений.

Полученные результаты расчета демонстрируют необходимость усиления контроля за геометрией рельсовой колеи, в том числе за подуклонкой, так как значительное увеличение эквивалентных контактных напряжений в рельсах вследствие отклонения подуклонки даже в рамках допускаемых значений оказывает существенное влияние на срок их службы и безопасность движения в целом.

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

Acknowledgments: the authors express their gratitude to the reviewers for their constructive comments, improving the quality of the article.

Финансирование: исследование было выполнено в рамках научно-исследовательской и опытно-конструкторской работы «Влияние подуклонки рельсов на условия взаимодействия колеса и рельса с разработкой прибора определения статического угла наклона рельса» (Росжeldор № 122022200418-2).

Funding: the study was carried out as part of the research and development work “Effects of rail canting on wheel and rail inter-

action and the development of a device for determining the static angle of the rail” (Roszheldor No. 122022200418-2).

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 ИСТОЧНИКОВ / REFERENCES

1. Стратегия развития железнодорожного транспорта в Российской Федерации до 2030 года [Электронный ресурс]: утв. распоряжением Правительства Российской Федерации от 17 июня 2008 г. № 877-р. URL: <http://static.government.ru/media/files/DkdcT7dHs4fGLrhkK5lk0egvr4rA2QZi.pdf> (дата обращения: 18.09.2022) [*Strategiya razvitiya zheleznodorozhnogo transporta v Rossiyskoy Federatsii do 2030 goda* [The Strategy of Rail Transport Development in the Russian Federation until 2030]. Approved by the Order of the Government of the Russian Federation dated June 17, 2008 No. 877-r. (In Russ.). URL: <http://static.government.ru/media/files/DkdcT7dHs4fGLrhkK5lk0egvr4rA2QZi.pdf> (accessed: 18.09.2022)].
2. Тимошенко С.П., Гудьер Дж.Н. Теория упругости / пер. с англ. М.И. Рейтмана. М.: Наука, 1975. 576 с. [Timoshenko S.P., Goodier J.N. *Theory of Elasticity*. Transl. from Eng. by M.I. Reytman. Moscow: Nauka; 1975. 576 p. (In Russ.).]
3. Овчинников Д.В., Покацкий В.А., Галлямов Д.И. Определение модуля упругости подрельсового основания железнодорожного пути методом конечных элементов // Транспортная инфраструктура Сибирского региона. 2019. Т. 1. С. 585–591 [Ovchinnikov D.V., Pokatskiy V.A., Gallyamov D.I. *Opredelenie modulya uprugosti podrel'sovogo osnovaniya zheleznodorozhnogo puti metodom konechnykh elementov* [Determining the elasticity module of the rail base using the finite element method]. *Transportnaya infrastruktura Sibirskogo regiona*. 2019;1:585-591. (In Russ.).]
4. Корнеев В.Г. Схемы метода конечных элементов высоких порядков точности. Л.: Изд-во Лен. ун-та, 1977. 206 с. [Korneev V.G. *Skhemy metoda konechnykh elementov vysokikh poradykov tochnosti* [High accuracy finite element method diagrams]. Leningrad: Leningrad University Publishing; 1977. 206 p. (In Russ.).]
5. Мышкова И.А. Теоретические основы расчета стержневых конструкций методом конечных элементов: метод. указания. Иркутск: ИрИИТ, 2002. 44 с. [Myshkova I.A. *Teoreticheskie osnovy rascheta stержnevyykh konstruksiy metodom konechnykh elementov: metod. ukazaniya* [Theoretical foundations for the calculation of bar structures using the finite element method: guidelines]. Irkutsk: IrIIT; 2002. 44 p. (In Russ.).]
6. Розин Л.А. Метод конечных элементов в применении к упругим системам. М.: Стройиздат, 1977. 128 с. [Rozin L.A. *Metod konechnykh elementov v primeneni k uprugim sistemam* [The finite element method applied to elastic systems]. Moscow: Stroyizdat; 1977. 128 p. (In Russ.).]
7. Сабоннадь Ж.-К. Метод конечных элементов и САПР / пер. с фр. В.А. Соколова, М.Б. Блеер. М.: Мир, 1989. 190 с. [Sabonnadere J.-C. *Metod konechnykh elementov i SAPR* [The finite element method and CAD]. Transl. from French by V.A. Sokolov, M.B. Bleyer. Moscow: Mir; 1989. 190 p. (In Russ.).]
8. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов / пер. с англ. А.А. Шестакова. М.: Мир, 1979. 392 с. [Segerlind L. *Primenenie metoda konechnykh elementov* [Application of the finite element method]. Transl. from Eng. by A.A. Shestakov. Moscow: Mir; 1979. 392 p. (In Russ.).]
9. Синицын А.П. Метод конечных элементов в динамике сооружений. М.: Стройиздат, 1978. 230 с. [Sinityn A.P. *Metod konechnykh elementov v dinamike sooruzheniy* [The finite element

method in structural dynamics]. Moscow: Stroyizdat; 1978. 230 p. (In Russ.).

10. Peng D., Jones R., Constable T. Tools and methods for addressing the durability of rolling stock. *Engineering Failure Analysis*. 2013;34:278-289. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2013.08.011>.

11. Расчет назначенного срока службы цельнокатаных колес железнодорожного подвижного состава по критерию надежности / А.А. Воробьев [и др.] // Известия Петербургского университета путей сообщения. 2021. Т. 18, № 1. С. 121–131 [Vorob'ev A. A., Fedorov I. V., Chistyakov E. Yu., Abduganiev T. R., Glukhov A. E. Calculation of the design life of solid-rolled wheels of railway rolling stock according to the criterion of reliability. *Proceedings of Petersburg Transport University*. 2021;18(1):121-131. (In Russ.).] <https://doi.org/10.20295/1815-588X-2021-1-121-131>.

12. Иванов П. Ю., Агафонов В. М., Дульский Е. Ю. Математическое моделирование процесса нагрева изоляции обмотки статора асинхронной вспомогательной машины электровоза // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2016. № 1 (49). С. 183–189 [Ivanov P. Yu., Agafonov V. M., Dul'skiy E. Yu. Mathematical modeling of the process of heating of stator winding insulation of electric locomotive's asynchronous auxiliary machine. *Modern technologies. System analysis. Modeling*. 2016;1(49):183-189. (In Russ.).]

13. Кудряшов Е. В., Заренков С. В., Ходунова О. А. Метод расчета эластичности контактной подвески на основе простой конечно-элементной модели. Измерения эластичности // Известия Транссиба. 2011. № 4 (8). С. 16–26 [Kudryashov E. V., Zarenkov S. V., Khodunova O. A. Metod rascheta elastichnosti kontaktnoy podveski na osnove prostoyn konechno-elementnoy modeli. Izmereniya elastichnosti [A method for calculating the elasticity of a contact suspension based on a simple finite element model. Elasticity measurements]. *Izvestiya Transsiba*. 2011;4(8):16-26. (In Russ.).]

14. Залесова О. В., Якубович М. В. Расчет наведенного напряжения на отключенной ЛЭП с помощью программы FEMM // Труды Кольского научного центра РАН. 2011. № 1 (4). С. 37–42 [Zalésova O. V., Yakubovich M. V. Calculation of induced voltage in deenergized transmission line by FEMM program. *Transactions Kola Science Centre*. 2011;1(4):37-42. (In Russ.).]

15. Методика определения ресурса железнодорожного пути в зависимости от условий его эксплуатации / В.П. Сычев [и др.] // Наука и техника транспорта. 2021. № 3. С. 44–50 [Sychev V. P., Ovchinnikov D. V., Abdurashitov A. Yu., Sycheva A. V. Procedure for determining railway track life depending on its operating conditions. *Science and Technology in Transport*. 2021;3:44-50. (In Russ.).] https://doi.org/10.53883/20749325_2021_03_44.

16. Абдурашитов А. Ю., Покацкий В. А., Тарасов А. В. Влияние профилей контактирующих поверхностей системы колесо—рельс на интенсивность износа головки рельсов в кривых участках пути // Повышение эффективности и надежности работы рельсов: сб. науч. тр. ОАО «ВНИИЖТ» / под ред. А. Ю. Абдурашитова. М.: Интекст, 2011. С. 61–64 [Abdurashitov A. Yu., Pokatskiy V. A., Tarasov A. V. Vliyanie profiley kontaktiruyushchikh poverkhnostey sistemy koleso—rel's na intensivnost' iznosa golovki rel'sov v krivlykh uchastkakh puti [Effects of the contact surface profiles of the wheel—rail system on the wear rate of the rail head in curved sections of the track]. In: Abdurashitov A. Yu. (ed.). *Povyshenie effektivnosti i nadezhnosti raboty rel'sov: sb. nauch. tr. OAO «VNIIZhT»* [Improving the efficiency and reliability of rail operation: Coll. of scientific works of VNIIZhT]. Moscow: Intext; 2011. P. 61–64. (In Russ.).]

17. Vo K. D., Tieu A. K., Zhu H. T., Kosasih P. B. A 3D dynamic model to investigate wheel—rail contact under high and low adhesion. *International Journal of Mechanical Sciences*. 2014;85:63-75. <https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2014.05.007>.

18. Daves W., Kubin W., Scheriau S., Pletz M. A finite element model to simulate the physical mechanisms of wear and crack initiation in wheel/rail contact. *Wear*. 2016;366-367:78-83. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2016.05.027>.

19. Magheri S., Malvezzi M., Meli E., Rindi A. An innovative wheel—rail contact model for multibody applications. *Wear*. 2011;271(1-2):462-471. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2010.10.038>.

20. Wen J., Marteau J., Bouvier S., Risbet M., Cristofari F., Secordel P. Comparison of microstructure changes induced in two pearlitic rail steels subjected to a full-scale wheel/rail contact rig test. *Wear*. 2022;456-457:203-354. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2020.203354>.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Дамир Ильдарович ГАЛЛЯМОВ, преподаватель, кафедра «Железнодорожный путь и строительство», Самарский государственный университет путей сообщения (443066, Самарская обл., г. Самара, 1-й Безымянный пер., д. 18), Author ID: 1030630, <https://orcid.org/0000-0001-6578-6946>

Дмитрий Владиславович ОВЧИННИКОВ, канд. техн. наук, доцент, кафедра «Железнодорожный путь и строительство», Самарский государственный университет путей сообщения (443066, Самарская обл., г. Самара, 1-й Безымянный пер., д. 18), Author ID: 769975, <https://orcid.org/0000-0001-8099-1374>

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Damir I. GALLYAMOV, Teacher, Department of Railway Track and Construction, Samara State Transport University (443066, Samara, 18, 1st Bezmyannyy Lane), Author ID: 1030630, <https://orcid.org/0000-0001-6578-6946>

Dmitriy V. OVCHINNIKOV, Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor, Department of Railway Track and Construction, Samara State Transport University (443066, Samara, 18, 1st Bezmyannyy Lane), Author ID: 769975, <https://orcid.org/0000-0001-8099-1374>

ВКЛАД АВТОРОВ

Дамир Ильдарович ГАЛЛЯМОВ. Разработка математической модели, проведение расчетов, оценка результатов, текст статьи (50%).

Дмитрий Владиславович ОВЧИННИКОВ. Постановка задачи, контроль проведения исследования, разработка математической модели, проведение расчетов, оценка результатов (50%).

CONTRIBUTION OF THE AUTHORS

Damir I. GALLYAMOV. Development of a mathematical model, calculations, assessment of results, text of the article (50%).

Dmitriy V. OVCHINNIKOV. Setting up the problem, monitoring the research, developing a mathematical model, calculations, assessing the results (50%).

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

The authors have read and approved the final manuscript.

Статья поступила в редакцию 14.10.2022, рецензия от первого рецензента получена 23.12.2022, рецензия от второго рецензента получена 06.12.2022, рецензия от третьего рецензента получена 16.02.2023, принята к публикации 20.02.2023.

The article was submitted 14.10.2022, first review received 23.12.2022, second review received 06.12.2022, third review received 16.02.2023, accepted for publication 20.02.2023.



ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Оригинальная статья

УДК 629.463.12

DOI: 10.21780/2223-9731-2023-82-1-18-24

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



НЕОБХОДИМОСТЬ УЧЕТА ВНЕШНИХ ФАКТОРОВ ПРИ ВЫБОРЕ СПЕЦИАЛЬНОГО ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ СКОРОПОРТЯЩИХСЯ ПИЩЕВЫХ ПРОДУКТОВ

Т. И. Набатчикова¹, А. В. Костин¹, С. Н. Науменко²✉

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

²Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ),
Москва, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Введение. С вступлением в действие новых правил перевозок железнодорожным транспортом скоропортящихся грузов изменилась структура грузопотоков в сторону увеличения объемов перевозок в изотермических специальных транспортных средствах. При их выборе грузоотправителю необходимо знать расчетную величину допустимого срока перевозки скоропортящегося пищевого продукта, в течение которого температура последнего не выйдет за границы интервала установленных температурных условий для перевозки и хранения.

Материалы и методы. Для расчета величины допустимого срока перевозки груза используется величина общего коэффициента теплопередачи кузова специального транспортного средства, определяемая по результатам проведения теплотехнических испытаний методами внутреннего обогрева или охлаждения с применением математических зависимостей, позволяющих учесть расчетное изменение коэффициента теплопередачи во время движения в составе поезда.

Результаты. Выполнен расчет допустимого срока перевозки бутилированного пива в изотермическом специальном транспортном средстве в летний период для допустимых температур хранения скоропортящегося пищевого продукта от 0 до 10 °С в диапазоне средних скоростей движения состава от 0 до 120 км/ч. В соответствии с результатами расчета допустимый срок перевозки при использовании величины коэффициента теплопередачи, полученной по результатам проведения теплотехнических испытаний, составил 69,4 ч, а при расчете по методике с учетом внешних факторов — 57,1 ч, т. е. сократился на 12,3 ч, или ориентировочно на 18 %.

Обсуждение и заключение. Допустимый срок перевозки скоропортящегося пищевого продукта в изотермических специальных транспортных средствах зависит от влияния средней скорости движения на маршруте перевозки, инфильтрации в транспортное средство наружного воздуха и солнечной радиации. Во избежание снижения качества продукта или его порчи грузоотправителю необходимо учитывать указанные обстоятельства при выборе параметров специальных транспортных средств.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: перевозки скоропортящихся грузов, специальное транспортное средство, общий коэффициент теплопередачи, теплоизоляция, теплоограждающие конструкции, коэффициент теплоотдачи, инфильтрация, допустимый срок перевозки

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Набатчикова Т. И., Костин А. В., Науменко С. Н. Необходимость учета внешних факторов при выборе специального транспортного средства для перевозки скоропортящихся пищевых продуктов // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2023. Т. 82, № 1. С. 18–24. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-1-18-24>.

✉ naumenko.sergey@vniizht.ru (С. Н. Науменко)

© Набатчикова Т. И., Костин А. В.,
Науменко С. Н., 2023



TECHNICAL MEANS OF RAILWAY TRANSPORT

Original article

UDK 629.463.12

DOI: 10.21780/2223-9731-2023-82-1-18-24

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



RELEVANCE OF EXTERNAL FACTORS IN CHOOSING A SPECIAL VEHICLE FOR THE PERISHABLE FREIGHT CONVEYANCE

Tatiana I. Nabatchikova¹, Aleksandr V. Kostin¹,
Sergey N. Naumenko²✉

¹Russian University of Transport,
Moscow, Russian Federation

²Railway Research Institute,
Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

Introduction. The new Rules for the perishable freight conveyance have changed the structure of freight flows towards higher volumes of transportation in special isothermal vehicles. When choosing them, the shipper should know the estimated period of transportation of perishable food, where the temperature of the latter would remain within the range of established transportation and storage temperatures.

Materials and methods. The calculation of the permissible transportation period uses the overall heat transfer coefficient of the body of a special vehicle determined by thermal tests using internal heating or cooling methods with mathematical dependencies that factor in the calculated change in the heat transfer coefficient during movement in train set.

Results. The authors calculated the permissible transportation period of bottled beer in a special isothermal vehicle in summer for permissible storage temperatures of perishable food from 0 to 10 °C in the range of average train speeds from 0 to 120 km/h. The calculation results show that the permissible transportation time with the heat transfer coefficient obtained in thermal tests amounted to 69.4 hours, and the calculation using external factors showed 57.1 hours, i. e. decreased by 12.3 hours, or approximately 18%.

Discussion and conclusion. The permissible period of perishable freight conveyance in special isothermal vehicles depends on the average transportation speed and the infiltration of outside air and solar radiation into the vehicle. The shipper should consider these circumstances while selecting the parameters of special vehicles in order to prevent food from deterioration or spoilage.

KEYWORDS: perishable freight conveyance, special vehicle, overall heat transfer coefficient, thermal insulation, heat-enclosing structures, heat emission coefficient, infiltration, permissible transportation period

FOR CITATION: Nabatchikova T. I., Kostin A. V., Naumenko S. N. Relevance of external factors in choosing a special vehicle for the perishable freight conveyance. *Russian Railway Science Journal*. 2023;82(1):18-24. (In Russ.). <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-1-18-24>.

Введение. В декабре 2019 г. вступили в силу новые правила перевозок железнодорожным транспортом скоропортящихся грузов [1]. Эти правила не регламентируют, как прежде, предельные сроки перевозки скоропортящихся грузов в зависимости от вида подвижного состава, периодов года и климатических зон железных дорог [2]. Другими словами, ОАО «РЖД» перестало регламентировать условия перевозок. Теперь грузоотправитель самостоятельно выбирает и условия перевозки согласно назначенным изготовителем продукции требованиям к транспортировке или хранению скоропортящегося пищевого продукта (СПП), и род подвижного состава. Выбранные грузоотправителем условия перевозки согласовываются с грузополучателем, и, следовательно, ответственность за сохранность и качество СПП при перевозке железнодорожным транспортом возлагается на грузоотправителя.

Опубликованный в [3] анализ перевозок СПП по железным дорогам за период 2018–2021 гг. подтвердил ожидаемые изменения рынка, которые вызвали новые правила. Так, термосопригодные грузы и напитки, ранее перевозившиеся в вагонах-термосах, теперь транспортируются в менее дорогих неспециализированных вагонах и контейнерах, а утерянные объемы термосопригодных грузов частично компенсируются увеличением объемов перевозки в вагонах-термосах замороженных грузов, прежде перевозимых в рефрижераторных транспортных средствах.

Для разработки действовавшей ранее методики по установлению предельного срока перевозки скоропортящихся грузов в вагонах-термосах [4] были проведены сложные комплексные исследования тепломассообмена между воздухом и грузом: при транспортировке последнего из камер хранения в вагон, в процессе погрузки и при перевозке в вагонах-термосах с установлением зависимостей изменения среднеобъемной температуры штабеля груза и средней температуры воздуха при нерегулярном и регулярном тепловых режимах с получением эмпирических зависимостей и пр.

Сегодня в связи с тем, что рыночные отношения повышают требования к сохранению качества СПП при перевозке, требования к условиям и технологии перевозки СПП должны быть ужесточены. В сложившейся ситуации при выборе условий перевозки и параметров специального транспортного средства (СТС) грузоотправителю необходимо придавать значение как увеличению скорости доставки грузов, так и снижению качества теплоизоляционных свойств СТС в связи с их старением [5, 6].

Величина общего коэффициента теплопередачи для СТС определяется методами, описанными в Приложении 1 Соглашения о международных перевозках

скоропортящихся пищевых продуктов и о специальных транспортных средствах, предназначенных для этих перевозок (СПС) [7].

Здесь необходимо заметить, что если величина общего коэффициента теплопередачи определяется в ходе испытаний, то используются стационарные условия испытательной станции. В процессе движения СТС по маршруту величина общего коэффициента теплопередачи меняется. Ее изменение обусловлено влиянием таких внешних факторов, как температура, влажность наружного воздуха, скорость движения СТС в составе поезда, солнечная радиация, о чем достаточно подробно говорится в статьях [8, 9].

Оценка изменения общего коэффициента теплопередачи в зависимости от влияния внешних факторов. В общий коэффициент теплопередачи K_m , Вт/(м²·К), получаемый при проведении теплотехнических испытаний кузова СТС, входят приведенный трансмиссионный K_m^{tr} и условный инфильтрационный K_m^{inf} коэффициенты теплопередачи [10]:

$$K_m = K_m^{tr} + K_m^{inf}. \quad (1)$$

Приведенный трансмиссионный коэффициент теплопередачи совокупности наружных ограждений СТС, в свою очередь, определяется как

$$K_m^{tr} = \frac{\sum K_i^{tr} F_i}{\sum F_i} = \frac{\sum \frac{F_i}{R_i}}{\sum F_i}, \quad (2)$$

где K_i^{tr} — трансмиссионный коэффициент теплопередачи i -го ограждения, Вт/(м²·К); F_i — поверхность i -го ограждения, м²; R_i — суммарное термическое сопротивление i -го ограждения, м²·К/Вт.

$$K_i^{tr} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{vi}} + \sum \frac{\delta_{ij}}{\lambda_{ij}} + \frac{1}{\alpha_{ni}}} = \frac{1}{R_{\alpha vi} + \sum R_{\lambda ij} + R_{\alpha ni}} = \frac{1}{R_i}, \quad (3)$$

где α_{vi} и α_{ni} — соответственно конвективный коэффициент теплоотдачи от воздуха в СТС к внутренней стенке i -го ограждения и конвективный коэффициент теплоотдачи от наружной стенки этого ограждения СТС к наружному воздуху, Вт/(м²·К); δ_{ij} — толщина j -слоя i -го ограждения, м; λ_{ij} — приведенный коэффициент теплопроводности j -го слоя i -го ограждения (с учетом включения в него теплопроводных включений), Вт/(м·К); $R_{\alpha vi}$, $\sum R_{\lambda ij}$, $R_{\alpha ni}$ — соответственно термическое сопротивление теплоотдачи от воздуха в СТС к внутренней стенке i -го ограждения, суммарное приведенное термическое сопротивление теплопроводности этого ограждения, термическое сопротивление теплоотдачи от наружной стенки i -го ограждения СТС к наружному воздуху, м²·К/Вт.

Условный инфильтрационный коэффициент теплопередачи K_m^{inf} служит для оценки поступления в СТС наружного воздуха через неплотности кузова (инфильтрация).

Относительное изменение K_m от скорости движения поезда с учетом указанных выше факторов может быть оценено из соотношения [11]:

$$\frac{\Delta K_m}{K_m} = \frac{K_m \delta \bar{\lambda}}{\beta \lambda_{из}^2} \frac{\partial \lambda_{из}}{\partial t} \Delta t + \left(\frac{\partial \beta}{\partial w} + \frac{K_m}{\alpha_n^2} \frac{\partial \alpha_n}{\partial w} \right) \times \times \frac{\Delta w}{\beta} + \frac{K_m}{\alpha_n^2 \beta} \Delta \alpha_n, \quad (4)$$

где δ — толщина слоя изоляции, м; $\bar{\lambda}$ — коэффициент, характеризующий уменьшение термического сопротивления теплопроводности кузова СТС из-за наличия в нем теплопроводящих элементов; t — средняя температура изоляции, °C; $\lambda_{из}$ — коэффициент теплопроводности изоляции, Вт/(м·K); w — скорость движения СТС, км/ч; β — коэффициент инфильтрации; α_n — конвективный коэффициент теплоотдачи от воздуха к наружной стенке СТС, Вт/(м²·K); $\alpha_{нл}$ — условный лучистый коэффициент теплоотдачи, учитывающий влияние на теплообмен солнечной радиации, Вт/(м²·K).

При изменении скорости движения СТС значения $R_{ави}$ и $\sum R_{\lambda ij}$, приведенные в (3), практически не изменяются, и мы будем в дальнейшем принимать их в качестве константы:

$$R_{bi} = R_{ави} + \sum R_{\lambda ij}, \quad (5)$$

где R_{bi} — суммарное термическое сопротивление i -го ограждения.

Для определения α_n применим эмпирическую формулу [12]:

$$\alpha_n = 9 + 3,5w^{0,66}. \quad (6)$$

С нашей точки зрения, при использовании формулы (6) коэффициент теплоотдачи для СТС оценивается более корректно, так как в нее, в отличие от обычно применяемого соотношения М.А. Михеева [13], не входит определяющий размер, за который для СТС принимается длина вагона, что из-за негладкого профиля его кузова не совсем верно. Достоверность формулы (6) подтверждена экспериментальными исследованиями [14]. Следует также отметить, что эта формула используется при расчете среднего коэффициента теплопередачи ограждений помещения подвижного состава для условий эксплуатации в [15].

При увеличении скорости движения повышается инфильтрация наружного воздуха в грузовое помещение СТС, что также влияет на его теплообмен с окружающей средой. Влияние инфильтрации учитываем

коэффициентом инфильтрации β [11], характеризующим увеличение теплообмена из-за переноса теплоты инфильтрационным воздухом.

Увеличение β при повышении скорости движения СТС в (4) определялось из соотношения [11]:

$$\frac{\partial \beta}{\partial w} = \frac{\Delta \bar{G}_n}{\Delta w}, \quad (7)$$

где $\Delta \bar{G}_n$ — отношение расхода инфильтрационного воздуха в СТС при определенной скорости его движения к расходу инфильтрационного воздуха на стоянке.

Оценка допустимого срока перевозки груза в СТС. Перевозка грузов в изотермическом СТС характеризуется изменением температуры груза. Допустимый срок перевозки груза определим из следующего соотношения [16]:

$$\tau_{max} = \frac{m_r c_r + m_b c_{pb}}{K_m F} \ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}, \quad (8)$$

где m_r , m_b — соответственно масса груза (с учетом тары) и воздуха в СТС, кг; c_r , c_{pb} — соответственно удельные массовые теплоемкости груза (с учетом тары) и воздуха в СТС, Дж/(кг·K); F — площадь поверхности ограждающих конструкций СТС, м²; $\Delta t_1 = |t_n - t_0|$; $\Delta t_2 = |t_n - t_{max(min)}|$, где t_n — температура наружного воздуха, °C; t_0 — температура погрузки груза в вагон, °C; $t_{max(min)}$ — соответственно максимально или минимально допустимая (по условиям перевозки) температура груза, °C.

В качестве примера рассмотрим допустимый срок перевозки бутилированного пива (в стеклянных бутылках) в изотермическом СТС с нормальной изоляцией из пенополиуретана (ППУ) в летний период при следующих условиях:

- общий коэффициент теплопередачи кузова СТС, определенный по результатам проведения теплотехнических испытаний $K_{mw=0} = 0,6$ Вт/(м²·K);
- теплоемкость груза с учетом тары $c_r = 2750$ Дж/(кг·K);
- теплоемкость воздуха в СТС $c_{pb} = 1010$ Дж/(кг·K);
- масса груза $m_r = 25970$ кг;
- масса воздуха $m_b = 9$ кг;
- максимально допустимая температура груза $t_{max} = 10$ °C [2];
- температура наружного воздуха $t_n = 30$ °C;
- температура погрузки $t_0 = 4$ °C;
- площадь поверхности ограждающих конструкций СТС $F = 125$ м²;
- зависимость коэффициента теплопроводности ППУ изоляции стенки СТС от температуры $\lambda_{из} = 0,030 + 0,00015t$ [17];
- условный лучистый коэффициент теплоотдачи $\alpha_{нл} = 8$ Вт/(м²·K) [18];

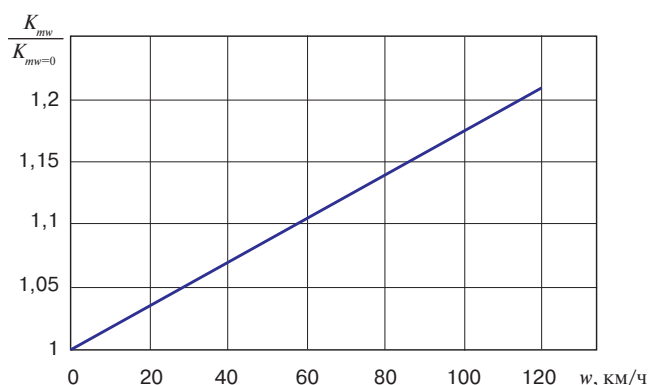


Рис. 1. Относительное изменение общего коэффициента теплопередачи кузова СТС в зависимости от скорости его движения:

K_{mw} — общий коэффициент теплопередачи кузова СТС при скорости движения w ; $K_{mw=0}$ — общий коэффициент теплопередачи кузова СТС, определенный по результатам теплотехнических испытаний

Fig. 1. Relative change in the overall heat transfer coefficient of the body of a special vehicle, depending on its movement speed:

K_{mw} — the overall heat transfer coefficient of the body of a special vehicle at speed w ; $K_{mw=0}$ — the overall heat transfer coefficient of the body of a special vehicle determined by thermal tests

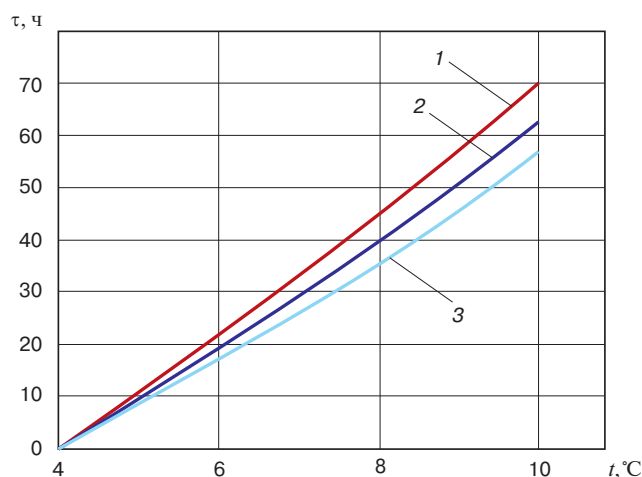


Рис. 2. Время нагрева груза в СТС в пути следования τ :
1 — без учета влияния скорости движения на K_m ; 2 — с учетом влияния скорости 60 км/ч на K_m ; 3 — с учетом влияния скорости 120 км/ч на K_m

Fig. 2. Cargo heating time in a special vehicle during travel time τ :

1 — without considering the effect of movement speed on K_m ;
2 — considering the effect of a speed of 60 km/h on K_m ; 3 — considering the effect of a speed of 120 km/h on K_m

• средняя температура изоляции стенки СТС $t = 20^\circ\text{C}$ [7].

Результаты расчета относительного изменения общего коэффициента теплопередачи при увеличении скорости движения СТС в составе поезда приведены на рис. 1.

С учетом полученной зависимости величины K_m от скорости движения СТС в составе поезда оценим

изменение температуры груза за время его перевозки (рис. 2).

Как видно из рисунка, увеличение скорости движения поезда, с учетом инфильтрации воздуха в СТС, значительно влияет на время нагрева груза.

При учете влияния скорости поезда до K_m кузова СТС время нагрева груза до максимально допустимой температуры (10°C) при допустимой средней скорости поезда 120 км/ч составило 57,1 ч, а без учета этого влияния при использовании в расчете величины K_m , полученной по результатам теплотехнических испытаний, — 69,4 ч.

То есть в случае расчета грузоотправителем допустимого срока перевозки без учета влияния внешних факторов пиво в течение 12,3 ч может находиться в СТС при температуре, превышающей заданный им температурный интервал, препятствующий процессу брожения. При превышении этого срока высока вероятность, что пиво потеряет потребительские свойства.

Заключение. Проведенные исследования показали, что при перевозке скоропортящихся грузов в изотермическом СТС для оценки допустимого срока перевозки СПП грузоотправителю необходимо учитывать влияние на общий коэффициент теплопередачи кузова СТС скорости его движения в составе поезда, инфильтрации в СТС наружного воздуха и солнечной радиации. Результаты проведенного исследования могут быть применены при разработке специального программного обеспечения для грузоотправителя.

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 ИСТОЧНИКОВ / REFERENCES

1. Правила перевозок железнодорожным транспортом скоропортящихся грузов [Электронный ресурс]: утв. приказом Минтранса России от 4 марта 2019 г. №66. URL: http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_326540 (дата обращения: 09.11.2022) [Pravila perevozok zheleznodorozhnym transportom skoroporyashchikhsya gruzov [Rules for the rail transportation of perishable goods]. Approved by the Order of the Russian Ministry of Transport dated 4 March 2019 No. 66. (In Russ.). URL: http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_326540/ (accessed: 09.11.2022)].

2. Правила перевозок железнодорожным транспортом скоропортящихся грузов [Электронный ресурс]: утв. приказом Министерства путей сообщения Российской Федерации от 18 июня 2003 г. №7. URL: <https://docs.cntd.ru/document/553937031?marker=65A0IQ> (дата обращения: 09.11.2022) [Pravila perevozok zheleznodorozhnym transportom skoroporyashchikhsya gruzov [Rules for the rail transportation of perishable goods]. Approved by the Order of the Russian Ministry of Transport dated 18 June 2003 No. 7. URL: <https://docs.cntd.ru/document/553937031?marker=65A0IQ> (accessed: 09.11.2022)].

goods]. Approved by the Order of the Russian Ministry of Railways dated 18 June 2003 No. 7. (In Russ.). URL: <https://docs.cntd.ru/document/553937031?marker=65A0IQ> (accessed: 09.11.2022)].

3. Давыдов Д. О. Оценка обеспечения требуемых температурных условий при перевозке скоропортящихся грузов железнодорожным транспортом // Транспорт: наука, техника, управление. 2022. № 9. С. 15–21 [Davydov D. O. Estimation of provision of the required temperature conditions in the transportation of perishable foodstuff by railway transport. *Transport: science, equipment, management*. 2022;9:15-21. (In Russ.)]. <https://doi.org/10.36535/0236-1914-2022-09-3>.

4. Типовая методика по установлению температурных режимов и предельных сроков перевозки ОАО «РЖД» новых видов скоропортящихся грузов в изотермических транспортных средствах, кроме изотермических цистерн и контейнеров-цистерн, на особых условиях [Электронный ресурс]: утв. вице-президентом ОАО «РЖД» от 4 декабря 2012 г. № 355. Доступ из АСПИЖТ [Типовaya metodika po ustanovleniyu temperaturnykh rezhimov i predel'nykh srokov perevozki OAO «RZhD» novykh vidov skoroporyashchikhsya грузов v izotermicheskikh transportnykh sredstvakh, krome izotermicheskikh tsistern i konteynerov-tsistern, na osobykh usloviyakh] JSC Russian Railways standard methods for establishing temperature regimes and deadlines for the transportation of new types of perishable goods in isothermal vehicles, other than isothermal tanks and tank containers, under special conditions]. Approved by Vice President of JSC Russian Railways dated 4 December 2012 No. 355. (In Russ.). Accessed from ASPIZHt].

5. Перспективы развития ускоренных грузовых перевозок / С. А. Виноградов [и др.] // Железнодорожный транспорт. 2021. № 4. С. 10–15 [Vinogradov S. A., Mekhedov M. I., Vakulenko S. P., Yakuben' A. Yu. Perspektivy razvitiya uskorennykh gruzovykh perevozok [Development prospects of accelerated freight transport]. *Zheleznodorozhnyy transport*. 2021;4:10-15. (In Russ.)].

6. Технология «Холодный экспресс» — основа будущих технологий перевозочного процесса / С. П. Вакуленко [и др.] // Логистический аудит транспорта и цепей поставок: материалы III Междунар. науч.-практ. конф., Тюмень, 28 апреля 2020 г. / отв. ред. С. А. Эртман. Тюмень: Тюменский индустриальный университет, 2020. Т. 1. С. 44–49 [Vakulenko S. P., Romenskiy D. Yu., Mekhedov M. I., Gavrilov A. A. Tekhnologiya «Kholodnyy ekspress» — osnova budushchikh tekhnologiy perevochnogo protsesssa [Cold Express: the basis for future transportation technologies]. In: Ertman S. A. (ed.). *Logisticheskiy audit transporta i tseyey postavok: materialy III Mezhdunar. nauch.-prakt. konf., Tyumen', 28 aprelya 2020 g.* [Logistic audit of transport and supply chains: Proceedings of the III International Research-to-Practice Conference, Tyumen, 28 April 2020]. Tyumen: Tyumen Industrial University; 2020. Vol. 1. P. 44–49 (In Russ.)].

7. Соглашение о международных перевозках скоропортящихся пищевых продуктов и о специальных транспортных средствах, предназначенных для этих перевозок (СПС) [Электронный ресурс]. Женева: ООН, 2022. 107 с. URL: https://unece.org/sites/default/files/2022-09/2201321R_pdf_web%20with%20corrections.pdf (дата обращения: 05.11.2022) [Soglasheniye o mezhdunarodnykh perevozkakh skoroporyashchikhsya pishchevykh produktov i o spetsial'nykh transportnykh sredstvakh, prednaznachennykh dlya etikh perevozok (SPS) [Agreement on the International Carriage of Perishable Foodstuffs and on the Special Equipment to be Used for such Carriage (ATP)]. Geneva: UNO; 2022. 107 p. (In Russ.). URL: https://unece.org/sites/default/files/2022-09/2201321R_pdf_web%20with%20corrections.pdf (accessed: 05.11.2022)].

8. Набатчикова Т. И., Науменко С. Н., Гусев Г. Б. О влиянии внешних факторов на коэффициент теплопередачи кузова специализированного транспортного средства для перевозки скоропортящихся грузов // Вестник научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2020. Т. 79. № 2. С. 88–92 [Nabatchikova T. I., Naumenko S. N., Gusev G. B. On the influence of external factors on the heat transfer coefficient of the body of a specialized vehicle for the transportation of perishable

freight. *Russian Railway Science Journal*. 2020;79(2):88-92. (In Russ.)]. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2020-79-2-88-92>.

9. Naumenko S., Nabatchikova T., Gusev G., Polivoda F. Impact of External Conditions on Selecting Special Transport Vehicle for Perishable Cargo Transportation. *Transportation Research Procedia*. 2021;54:445-454. <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2021.02.094>.

10. СП 50.13330.2012. Тепловая защита зданий. Актуализированная редакция СНиП 23-02-2003. М.: ФАУ «ФЦС», 2012. 96 с. [SP 50.13330.2012. *Teplovaya zashchita zdaniy* [Thermal protection of buildings]. Updated SNiP 23-02-2003. Moscow: FAU FTsS; 2012. 96 p. (In Russ.)].

11. Бартош Е. Т. Энергетика изотермического подвижного состава. М.: Транспорт, 1976. 304 с. [Bartosh E. T. *Energetika izotermicheskogo podvijnogo sostava* [Energy studies of isothermal rolling stock]. Moscow: Transport; 1976. 304 p. (In Russ.)].

12. Энергетика и технология хладотранспорта: учеб. пособие для вузов ж.-д. транспорта / Л. Я. Левенталь [и др.]. М.: Транспорт, 1993. 228 с. [Levental' L. Ya., Lysenko N. E., Suchkov D. I., Khenach A. *Energetika i tekhnologiya khladotransporta: ucheb. posobiye dlya vuzov zh.-d. transporta* [Energy and cold transport technology: Textbook for railway universities]. Moscow: Transport; 1993. 228 p. (In Russ.)].

13. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. 3-е изд., репр. М.: Бастет, 2010. 344 с. [Mikheev M. A., Mikheeva I. M. *Osnovy teploperedachi* [Основы теплопередачи]. 3rd ed., repr. Moscow: Bastet; 2010. 344 p. (In Russ.)].

14. Набатчикова Т. И. Экспериментальное исследование влияния скорости движения изотермического транспортного средства на коэффициент теплопередачи // Железная дорога: путь в будущее: сб. материалов I Междунар. науч. конф. аспирантов и молодых ученых, Москва, 28–29 апреля 2022 г. М.: Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта, 2022. С. 106–109 [Nabatchikova T. I. Eksperimental'noe issledovanie vliyaniya skorosti dvizheniya izotermicheskogo transportnogo sredstva na koefitsient teploperedachi [Experimental research of the influence of the speed of movement of an isothermal vehicle on the heat transfer coefficient]. In: *Zheleznyaya doroga: put' v budushchee: sb. materialov I Mezhdunar. nauch. konf. aspirantov i molodykh uchenykh, Moskva, 28–29 aprelya 2022 g.* [Railways: A Path to the Future: Proceedings of the I International Scientific Conference of Postgraduate and Young Scientists, Moscow, 28–29 April 2022]. Moscow: Railway Research Institute; 2022. P. 106–109. (In Russ.)].

15. СТ ССФЖТ ЦТ-ЦП 129-2002. Локомотивы, моторвагонный и специальный подвижной состав железных дорог. Кабины, салоны, служебные и бытовые помещения. Методики испытаний по показателям систем обеспечения микроклимата: дата введения 2003-06-27. М., 2003. 56 с. [ST SSFZhT TsT-TsP 129-2002. *Lokomotivy, motorvagonnyy i spetsial'nyy podvijnoy sostav zheleznykh dorog. Kabiny, salony, sluzhebye i bytove pomeshcheniya. Metodiki ispytaniy po pokazatelyam sistem zashchity mikroklimate* [Locomotives, motor-car and special rolling stock of railways. Cabins, salons, service and household premises. Test methods for microclimate systems indicators]. Introduction date 2003-06-27. Moscow; 2003. 56 p. (In Russ.)].

16. Выбор специального транспортного средства для перевозки скоропортящихся грузов по железной дороге / Т. И. Набатчикова [и др.] // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2020. Т. 79. № 6. С. 360–364 [Nabatchikova T. I., Naumenko S. N., Kostin A. V., Gusev G. B. Selection of special vehicle for transportation of perishable freights by rail. *Railway Science Journal*. 2020;79(6):360-364. (In Russ.)]. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2020-79-6-360-364>.

17. СП 41-103-2000. Свод правил по проектированию и строительству. Проектирование тепловой изоляции оборудования и трубопроводов. М.: Госстрой России, 2001. 42 с. [SP 41-103-2000. *Svod pravil po proektirovaniyu i stroitel'stvu. Proektirovanie teplovoy izolyatsii oborudovaniya i truboprovodov* [Code of practice for design and construction. Designing of thermal insulation of equipment and pipelines]. Moscow: Gosstroy Rossii; 2001. 42 p. (In Russ.)].

18. Китаев Б. Н. Теплообменные процессы при эксплуатации вагонов. М.: Транспорт, 1984. 184 с. [Kitaev B. N. Teploobmennyye protsessy pri ekspluatatsii vagonov [Heat exchange processes in car operation]. Moscow: Transport; 1984. 184 p. (In Russ.)].

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Татьяна Игоревна НАБАТЧИКОВА, аспирант, кафедра «Теплоэнергетика железнодорожного транспорта», Российский университет транспорта (РУТ (МИИТ), 127994, г. Москва, ул. Образцова, д. 9, стр. 9), Author ID: 1035245, <https://orcid.org/0000-0002-9682-4316>

Александр Владимирович КОСТИН, канд. техн. наук, доцент, кафедра «Теплоэнергетика железнодорожного транспорта», Российский университет транспорта (РУТ (МИИТ), 127994, г. Москва, ул. Образцова, д. 9, стр. 9), Author ID: 692501, <https://orcid.org/0000-0001-8965-9343>

Сергей Николаевич НАУМЕНКО, д-р техн. наук, ученый секретарь, Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ, 129626, г. Москва, ул. 3-я Мытищинская, д. 10), Author ID: 722006, <https://orcid.org/0000-0002-6097-9375>

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Tatiana I. NABATCHIKOVA, Postgraduate, Department of Thermal Power Engineering of Railway Transport, Russian University of Transport (127994, Moscow, 9, bldg. 9, Obraztsova St.), Author ID: 1035245, <https://orcid.org/0000-0002-9682-4316>

Aleksandr V. KOSTIN, Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor, Department of Thermal Power Engineering of Railway Transport, Russian University of Transport (127994, Moscow, 9, bldg. 9, Obraztsova St.), Author ID: 692501, <https://orcid.org/0000-0001-8965-9343>

Sergey N. NAUMENKO, Dr. Sci. (Eng.), Scientific Secretary, Railway Research Institute (129626, Moscow, 10, 3rd Mytishchinskaya St.), Author ID: 722006, <https://orcid.org/0000-0002-6097-9375>

ВКЛАД АВТОРОВ

Татьяна Игоревна НАБАТЧИКОВА. Обзор основных направлений исследований, сбор и структурирование материалов, расчет зависимостей (30%).

Александр Владимирович КОСТИН. Обоснование и структурирование методики расчета. Обработка результатов расчета (35%).

Сергей Николаевич НАУМЕНКО. Обоснование направления исследования, формулировка цели и задач. Формирование выводов и предложений (35%).

CONTRIBUTION OF THE AUTHORS

Tatiana I. NABATCHIKOVA. Overview of the main areas of research, collection and structuring of materials, calculation of dependencies (30%).

Aleksandr V. KOSTIN. Substantiation and structuring of the calculation methodology. Processing of calculation results (35%).

Sergey N. NAUMENKO. Substantiation of the research area, setting up goals and objectives. Drafting conclusions and suggestions (35%).

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

The authors have read and approved the final manuscript.

Статья поступила в редакцию 24.11.2022, рецензия от первого рецензента получена 06.12.2022, рецензия от второго рецензента получена 22.12.2022, принята к публикации 27.01.2023.

The article was submitted 24.11.2022, first review received 06.12.2022, second review received 22.12.2022, accepted for publication 27.01.2023.



ПАТЕНТЫ ВНИИЖТ

СПОСОБ ОПРЕДЕЛЕНИЯ РАСХОДА ЭНЕРГОРЕСУРСА НА ПОЕЗДКУ АВТОНОМНОГО ПРИГОРОДНОГО МОТОРВАГОННОГО ПОЕЗДА

К. М. Попов, С. А. Виноградов

Изобретение относится к информационным системам определения и нормирования расхода топливно-энергетических ресурсов на поездку поезда. Способ определения нормативного расхода энергоресурса на поездку автономного пригородного моторвагонного поезда заключается в измерении фактического расхода энергоресурса на разгон после каждой остановки, скорости в конце разгона, времени разгона и температуры атмосферного воздуха, определении количества совершенной механической работы на разгон и текущего значения массы моторвагонного поезда. Значения массы определяют дискретно в процессе каждого разгона, после чего усредняют их и определяют расчетный нормативный расход энергоресурса на поездку.

Расчетный расход энергоресурса на соблюдение микроклимата определяют с использованием текущих значений температуры атмосферного воздуха и коэффициентов влияния температуры на расход. Определяют расход энергоресурса на холостой ход силовых установок автономного пригородного моторвагонного поезда. После чего осуществляют сравнение фактического значения расхода энергоресурса с расчетным нормативным. Технический результат заключается в повышении точности и достоверности определения удельного норморасхода энергоресурса для пригородного участка. 2 з.п. ф-лы.

Патент на изобретение RU 2785498 C1, 08.12.2022.

Заявка № 2022117144 от 24.06.2022.

<https://www.elibrary.ru/item.asp?id=49946280>

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 629.424.1:621.436

DOI: 10.21780/2223-9731-2023-82-1-25-35

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

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЯ ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

И. Л. Поварков¹✉, В. А. Рыжов², М. Е. Калугин², А. Н. Журавлев¹¹Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ),
Москва, Российская Федерация²Коломенский завод,
Коломна, Московская область, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Введение. Система воздухообеспечения дизеля предназначена для увеличения подачи воздуха в поршневую часть двигателя, что позволяет повысить его мощность. Система включает агрегат наддува (турбокомпрессор) и охладитель наддувочного воздуха. Поскольку связь их с поршневой частью газовой смеси, это ограничивает диапазон режимов экономичной работы дизеля. В последние годы для повышения топливной эффективности дизеля доводка системы воздухообеспечения велась в направлении повышения коэффициента полезного действия турбокомпрессора и расширения диапазона его экономичной работы. В настоящее время эти резервы исчерпаны. В статье предлагается новое направление повышения топливной эффективности тепловозных дизелей в эксплуатации: управление двумя агрегатами наддува (регистрационный наддув) путем последовательного включения каждого для работы дизеля на каждом из двух мощностных режимов — ниже и выше средней мощности.

Материалы и методы. Приведена схема воздухообеспечения дизеля с регистрационной системой наддува и дана методика графоаналитического расчета совместной работы агрегатов наддува с поршневой частью двигателя.

Результаты. Обоснованы и выбраны пути повышения топливной экономичности тепловозных дизелей в эксплуатации за счет улучшения характеристик системы воздухообеспечения на режимах ниже средних мощностных. Расчетно-экспериментальным методом получена оценка повышения топливной эффективности тепловоза 2ТЭ25К, оборудованного дизелем с регистрационной системой наддува, по сравнению со штатным дизель-генератором 21-26ДГ.

Обсуждение и заключение. Практика создания, исследования и реализации регистрационных систем наддува на АО «Коломенский завод» и за рубежом показала, что, несмотря на сложность конструкции, применение таких систем целесообразно, поскольку они обеспечивают существенное увеличение эффективности силовой установки в эксплуатации. Рекомендуется проверить характеристики тепловозного дизеля с предлагаемой регистрационной системой воздухообеспечения на стендовом дизель-генераторе с последующей эксплуатационной проверкой на тепловозе.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: тепловозный дизель, система воздухообеспечения, агрегаты наддува, турбокомпрессор, регистрационная система наддува, графоаналитический расчет

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Поварков И. Л., Рыжов В. А., Калугин М. Е., Журавлев А. Н. Совершенствование системы воздухообеспечения тепловозных дизелей // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2023. Т. 82, № 1. С. 25–35. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-1-25-35>.

Original article

UDK 629.424.1: 621.436

DOI: 10.21780/2223-9731-2023-82-1-25-35

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



IMPROVEMENT OF THE AIR SUPPLY SYSTEM FOR DIESEL LOCOMOTIVES

Igor L. Povarkov¹✉, Valeriy A. Ryzhov², Mikhail E. Kalugin², Andrey N. Zhuravlev¹

¹Railway Research Institute,
Moscow, Russian Federation

²Kolomensky Zavod,
Kolomna, Moscow region, Russian Federation

ABSTRACT

Introduction. The diesel air supply system is designed to increase the air supply to the piston part of the engine, which increases its power. The system includes a supercharging unit (turbocharger) and an aftercooler. As their connection with the piston part is gas-air, this limits the range of feasible operation of the diesel engine. In recent years, the development of the air supply system, which is contributed to the improvement of the fuel efficiency of the diesel engine, is aimed at increasing the turbocharger efficiency and expanding its feasible operation range. The article proposes a new way of improving the fuel efficiency of diesel locomotives: control of two supercharging units (registered supercharging) by successively switching on each for diesel operation in each of the two power modes — below and above average power.

Materials and methods. A diagram of the diesel engine air supply with a registered supercharging system is given, and a method for graph-analytical computation of the combined operation of supercharging units with the piston part of the engine is given.

Results. The authors substantiated and selected ways of increasing the fuel efficiency of diesel locomotives in operation by improving the characteristics of the air supply system at modes below average power. The calculation and experimental method gave an estimate of the increase in the fuel efficiency of a 2TE25K diesel locomotive equipped with a diesel engine with a registered supercharging system, compared with a standard 21-26DG diesel generator.

Discussion and conclusion. The practice of creating, researching and implementing registered supercharging systems at JSC Kolomensky Zavod and abroad shows that, despite the complexity of the design, such systems give a significant increase in the efficiency of the propulsion system in operation. It is recommended to check the characteristics of a diesel locomotive with the proposed registered air supply system on a bench diesel generator, followed by an operational check on a diesel locomotive.

KEYWORDS: locomotive diesel engine, air supply system, supercharging units, turbocharger, registered supercharging system, graph-analytical computation

FOR CITATION: Povarkov I. L., Ryzhov V. A., Kalugin M. E., Zhuravlev A. N. Improvement of the air supply system for diesel locomotives. *Russian Railway Science Journal*. 2023;82(1):25-35. (In Russ.). <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-1-25-35>.

✉ povarkov.igor@vniizht.ru (I. L. Povarkov)

© Povarkov I. L., Ryzhov V. A., Kalugin M. E.,
Zhuravlev A. N., 2023

Введение. Длительная эксплуатация на наших тепловозах дизелей Д49 и 10Д100 выявила ряд недостатков, связанных прежде всего с изменением теплотехнического состояния дизеля и его агрегатов наддува при работе с разными нагрузками, что приводит к ухудшению эксплуатационных характеристик. Об этом свидетельствуют увеличение дымности газов и нагароотложений в выпускном тракте, снижение топливной экономичности и надежности ряда узлов дизеля, ухудшение экологических показателей, увеличение расходов на проведение обслуживаний и ремонтов. В связи с этим важное значение имеют работы, направленные на снижение разброса эксплуатационных характеристик дизеля за счет стабилизации его теплотехнического состояния в эксплуатации [1].

В последние годы дизелестроительные компании и научно-исследовательские институты выполнили комплекс работ по повышению уровня теплотехнического состояния тепловозных дизелей. Результаты этих работ позволили модернизировать заметную часть парка тепловозов. Это касается установки дизелей типа Д49 нового поколения на тепловозы 2ТЭ10МК и 2М62УК, применения на дизелях электронных систем управления подачи топлива и регулирования частоты вращения вала, высокоэффективных агрегатов наддува.

Внедрение приведенного комплекса усовершенствований повысило топливную экономичность тепловозов и улучшило их экологические показатели.

Вместе с тем опыт эксплуатации тепловозов показывает, что при работе дизеля на частичных нагрузках удельный расход топлива заметно возрастает. Одна из причин этого связана с особенностью системы воздухообеспечения дизелей с высоким газотурбинным наддувом, для которой характеристики агрегатов наддува рассчитываются для обеспечения экономичной работы на режиме полной мощности. Поскольку агрегаты наддува имеют газозоветную связь с поршневой частью двигателя, то при снижении мощности дизеля ниже средней турбокомпрессор практически не увеличивает расход воздуха, так как существенно снижается давление выхлопных газов и наддувочного воздуха.

Целью исследования является обоснование и выбор направлений повышения топливной эффективности тепловозных дизелей за счет совершенствования схем системы воздухообеспечения.

Анализ систем воздухообеспечения дизелей. Схемы системы воздухообеспечения основных типов тепловозных дизелей приведены на рис. 1.

В настоящее время на всех отечественных и зарубежных тепловозах применяются дизельные двигатели с газотурбинным наддувом и охлаждением

наддувочного воздуха. Большая часть дизелей четырехтактного типа.

Практически все системы воздухообеспечения четырехтактных дизелей имеют одноступенчатый наддув, для которого применяется один (рис. 1, а) или два (рис. 1, б) параллельно работающих турбокомпрессора. Также в систему входит охладитель наддувочного воздуха, после которого воздух поступает в поршневую часть дизеля.

В системах воздухообеспечения двухтактных дизелей используется двухступенчатый наддув. В качестве первой ступени применяются один (рис. 1, д) или два (рис. 1, е и з) параллельно работающих турбокомпрессора. Вторая ступень наддува — приводной компрессор центробежного (рис. 1, в) или объемного (рис. 1, г) типа. На дизеле GMC-710G (рис. 1, д) в качестве второй ступени наддува используется турбокомпрессор, который с помощью обгонной муфты соединяется с коленчатым валом дизеля.

Во всех системах воздухообеспечения тепловозных дизелей применяются турбокомпрессоры с компрессорными ступенями центробежного типа. Турбинные ступени этих агрегатов наддува в основном осевого типа. В последние годы в турбокомпрессорах начали применять турбины центробежного типа [2]. Это стало возможным благодаря разработке современных технологических процессов производства высокоэффективных конструкций таких турбин. Газовоздушное соединение агрегатов наддува с дизелем на всех типах четырехтактных дизелей последовательное и рассчитано на режим полной мощности двигателя.

Преимуществом системы наддува с одним турбокомпрессором является простота конструкции, невысокие затраты на обслуживание, ремонт и расход запчастей. Также реже отмечается помпаж компрессорной ступени. Недостаток системы заключается в инерционности ротора турбокомпрессора, что требует большего времени на его разгон и замедляет набор нагрузки дизелем.

Система наддува с двумя параллельно работающими турбокомпрессорами имеет лучшие динамические характеристики двигателей при наборе нагрузки. Ее недостатки связаны с усложнением конструкции и увеличением суммарных весогабаритных показателей агрегатов. Требуются большие затраты на обслуживание, ремонт и расход запчастей. Чаше отмечается помпаж турбокомпрессоров, связанный с рассогласованием проходных сечений сопловых аппаратов агрегатов.

Технико-экономические характеристики систем наддува с одним и двумя параллельно работающими турбокомпрессорами близки между собой, поскольку КПД современных агрегатов одинаков.

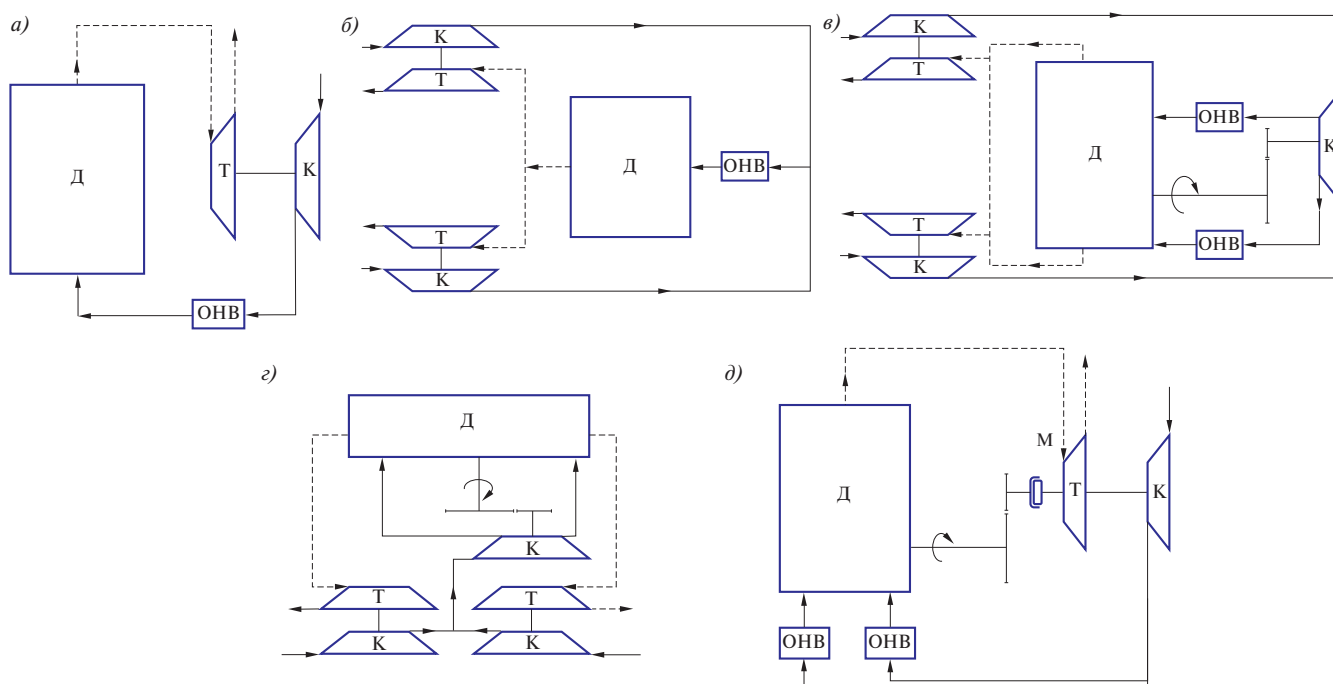


Рис. 1. Схемы системы воздухообеспечения основных типов тепловозных дизелей: четырехтактных Д49, GEVO12, W6L20LA (а), 8DM21/21, QST30-G5 (б) и двухтактных 10D100 (в), 14D40 (г), GMC-710G (д): Д — дизель; ОНВ — охладитель наддувочного воздуха; Т — турбинная ступень турбокомпрессора; К — компрессорная ступень турбокомпрессора или приводной нагнетателя; М — обгонная муфта

Fig. 1. Block diagrams of the air supply system for main type diesel locomotives: four-cycle D49, GEVO12, W6L20LA (a), 8DM21/21, QST30-G5 (b) and two-cycle 10D100 (v), 14D40 (g), GMC-710G (d): Д — diesel engine; ОНВ — aftercooler; Т — the turbine stage of the turbocharger; К — the compressor stage of the turbocharger or drive supercharger; М — overrun clutch

Направления совершенствования конструкции системы воздухообеспечения дизелей. Основными компонентами системы воздухообеспечения являются агрегаты наддува, их конструктивные особенности и характеристики в значительной степени определяют мощностные, энергоэффективные и ресурсные показатели работы дизелей [3].

Подробный анализ характеристик агрегатов наддува тепловозных дизелей и обоснование направлений повышения их эффективности приведены в работе [4]. Отмечено, что в 1990-х гг. основными направлениями в развитии агрегатов наддува являлись повышение их КПД и расширение диапазона экономичной работы.

За прошедший период времени отечественные компании ООО «СКБТ», АО «Коломенский завод» и АО «Пензадизельмаш» освоили производство турбокомпрессоров с высокими значениями КПД (66–67 %) [5], соответствующими уровню лучших мировых образцов в турбостроении. Так, например, КПД компрессорной ступени турбокомпрессора ТК35В-36 тепловозного дизель-генератора 18-9ДГ, достигающий 81 %, обеспечивается при степени повышения давления наддувочного воздуха в диапазоне от 1,5

до 3,0 и в области изменения расхода воздуха от 4,3 до 5,0 кг/с.

На тепловозных дизелях устанавливаются охладители наддувочного воздуха водовоздушного типа, тепловая эффективность охладителей на дизелях Д49 достигает 0,92 [6].

В последние годы для совершенствования системы воздухообеспечения тепловозных дизелей были проведены исследования по выбору способов регулирования агрегатов наддува, обеспечивающих эффективную работу с поршневой частью двигателя на режимах нагружения.

Одно из направлений связано с перепуском наддувочного воздуха в газовый коллектор и подводом мощности к ротору турбокомпрессора от высокооборотного электродвигателя [7]. Для высокофорсированных тепловозных дизелей со средним эффективным давлением 1,6–2,3 МПа перспективной является система наддува с высокооборотным электрическим мотор-генератором и автоматическим регулированием давления наддува. При этом целесообразно использовать один турбокомпрессор и мотор-генератор, мощность которого составляет 1,0–1,5 % от номинальной мощности дизеля [7]. Применение такой системы

наддува позволяет уменьшить удельный расход топлива при работе на эксплуатационных режимах, но не более чем на 0,7 %.

Известны также направления совершенствования системы воздухообеспечения дизелей за счет применения в схеме наддува силовой турбины, перепуска газов в выпускной патрубок за турбину и перепуска воздуха с компрессора на турбину [7, 8], турбины с регулируемым сопловым аппаратом.

Недостатки приведенных способов регулирования агрегатов наддува связаны с усложнением конструкции дизеля, а также с применением регулирующих органов — заслонок, лопаток соплового аппарата, работающих в среде наддувочного воздуха и выпускных газов.

Многолетний опыт эксплуатации отечественных тепловозных дизелей показал, что наиболее надежны и эффективны системы воздухообеспечения с минимальным количеством ступеней наддува (одноступенчатый наддув от турбокомпрессора) и простой связью агрегатов наддува с дизелем (последовательное соединение турбокомпрессора, охладителя наддувочного воздуха с поршневой частью двигателя). Поэтому основным направлением дальнейшего развития системы воздухообеспечения является повышение эффективности и надежности каждого агрегата и системы в целом.

Схема системы воздухообеспечения тепловозного дизеля повышенной эффективности. Серьезным недостатком одноступенчатых систем наддува является снижение их эффективности на режимах ниже 50 % мощности дизеля из-за падения энергии выпускных газов. При работе на этих режимах агрегаты наддува практически не подают дополнительный воздух. Вместе с тем эти режимы занимают около половины времени работы дизелей магистральных тепловозов, а для маневровых являются основными. Отсюда следует, что дополнительные резервы повышения экономичности двигателей в эксплуатации могут быть реализованы за счет улучшения характеристик системы воздухообеспечения на режимах ниже средних мощностных. Одним из них является применение в схеме системы воздухообеспечения двух турбокомпрессоров, каждый из которых обеспечивает наиболее экономичную работу дизеля на любом из режимов ниже и выше 50 % полной мощности. Поскольку каждый турбокомпрессор рассчитан для работы на своем режиме, то характеристики двух агрегатов различны, в том числе по мощности, расходу воздуха и другим параметрам. Такие системы регистрового наддува с последовательным включением одного и отключением второго агрегата применяются на отечественных [8] и зарубежных [9] двигателях. Так, в последней работе показано, что за счет подключения/отключения одного из двух турбокомпрессоров при работе двигателя на частичных нагрузках топливная экономичность улучшается примерно на 2,5 %.

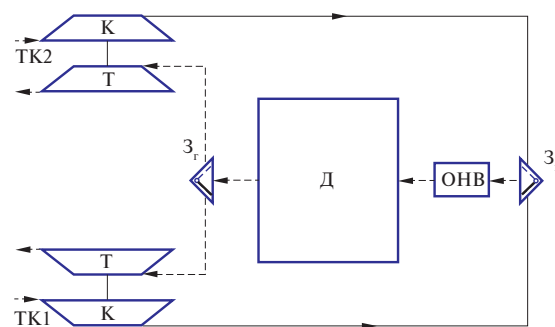


Рис. 2. Схема воздухообеспечения дизеля с регистровой системой наддува:
Д — дизель; TK1 и TK2 — турбокомпрессоры пусковой и маршевой; Т и К — турбинная и компрессорная ступени турбокомпрессора; ОНВ — охладитель наддувочного воздуха; $3_{\text{в}}$ и $3_{\text{г}}$ — воздушная и газовая заслонки

Fig. 2. Diagram of the diesel engine air supply with a registered supercharging system:
Д — diesel engine; TK1 and TK2 — starting and cruise turbocharger; Т and К — turbocharger turbine and compressor stages; ОНВ — aftercooler; $3_{\text{в}}$ and $3_{\text{г}}$ — air and gas valves

Схема воздухообеспечения дизеля с регистровой системой наддува (опытная) приведена на рис. 2. Здесь первый турбокомпрессор TK1 (пусковой) работает от режима холостого хода до примерно средней мощности дизеля, а второй отключен. На режимах от средней мощности до полной включается второй турбокомпрессор TK2 (маршевой), а турбокомпрессор TK1 отключается. Включение и отключение каждого турбокомпрессора осуществляется двумя заслонками $3_{\text{в}}$ и $3_{\text{г}}$, каждая из которых одновременно соединяет компрессорную и турбинную ступени этого агрегата с охладителем наддувочного воздуха и выпускным коллектором поршневой части двигателя.

В качестве штатной схемы воздухообеспечения дизеля также рассмотрена схема на рис. 2, где заслонки $3_{\text{в}}$ и $3_{\text{г}}$ находятся в положении работы турбокомпрессора TK2 на всех режимах его нагружения от холостого хода до полной мощности.

Графический расчет совместной работы компрессорных ступеней турбокомпрессоров с дизелем при регистровой системе наддува приведен на рис. 3. Для расчета выбраны два 12-цилиндровых дизель-генератора 5-26ДГ и 21-26ДГ тепловозов 2М62УК и 2ТЭ25К, полная мощность дизеля которых — 1470 и 2500 кВт при частоте вращения вала 750 и 1000 мин⁻¹ соответственно. В качестве пускового и маршевого турбокомпрессоров рассмотрены агрегаты наддува дизель-генераторов 5-26ДГ и 21-26ДГ соответственно. Для расчета использованы данные испытаний дизель-генераторов на АО «Коломенский завод».

Основные уравнения расчетной модели сведены в систему (1).

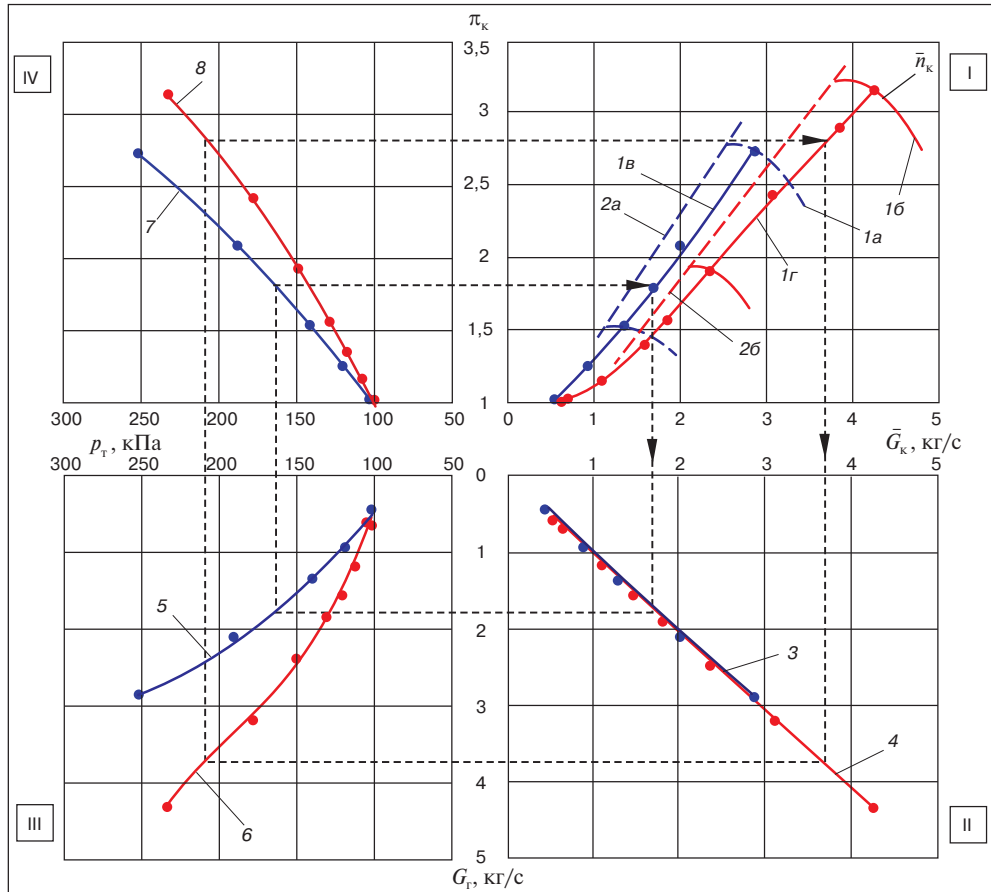


Рис. 3. Характеристики работы турбокомпрессоров с дизелем при регистрирующей системе наддува:

1а, 1б — характеристики компрессорных ступеней пускового и маршевого турбокомпрессоров соответственно; 1в, 1г — характеристики совместной работы компрессорных ступеней пускового и маршевого турбокомпрессоров с поршневой частью дизеля; 2а, 2б — границы помпажа компрессорных ступеней пускового и маршевого турбокомпрессоров; 3, 4 — расход газа через поршневую часть двигателя при работе пускового и маршевого турбокомпрессоров; 5, 6 — гидравлические характеристики газовойпускной части дизеля при работе пускового и маршевого турбокомпрессоров; 7, 8 — гидравлические характеристики компрессорной части пускового и маршевого турбокомпрессоров

Fig. 3. Characteristics of the operation of turbochargers with a diesel engine with a registered supercharging system:

1а, 1б — characteristics of the compressor stages of the start and cruise turbochargers respectively; 1в, 1г — characteristics of the combined operation of the compressor stages of the start and cruise turbochargers with the piston part of the diesel engine; 2а, 2б — surge limits of the compressor stages of the start and cruise turbochargers; 3, 4 — gas flow through the piston part of the diesel engine during the operation of the start and cruise turbochargers; 5, 6 — hydraulic characteristics of the gas outlet part of the diesel engine during the operation of the start and cruise turbochargers; 7, 8 — hydraulic characteristics of the compressor part of the start and cruise turbochargers

$$\left\{ \begin{array}{l} \pi_k = f(\bar{G}_k, \bar{n}_k) \\ \bar{G}_k = a \frac{G_k \sqrt{T_0}}{p_0} \\ \bar{n}_k = a \frac{n_k \sqrt{T_0}}{p_0} \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} \text{компрессорная ступень} \\ \text{турбокомпрессора;} \end{array}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} G_r = G_k + G_f \\ p_r = f(G_r) \\ \pi_k = f(p_r) \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} \text{связь дизеля} \\ \text{с турбокомпрессором по газу;} \\ \text{гидравлические характеристики} \\ \text{дизеля и компрессорной ступени} \\ \text{турбокомпрессора,} \end{array} \quad (1)$$

где π_k — степень повышения давления воздуха в компрессорной ступени; $\bar{G}_k, \bar{n}_k$ — приведенные расход воздуха через компрессорную ступень и частота вращения ротора соответственно, кг/с, мин⁻¹; T_0, p_0 — температура и давление воздуха на входе в компрессор соответственно, К, Па; G_k, n_k — расход воздуха через компрессорную ступень и частота вращения ротора турбокомпрессора соответственно, кг/с, мин⁻¹; a — коэффициент приведения размерности температуры и давления воздуха к нормальным атмосферным условиям в К и Па; G_r — расход газа через поршневую часть дизеля, кг/с; G_f — расход топлива, кг/с; p_r — давление газа перед турбиной, кПа.

Расчет был выполнен для всех режимов дизеля при работе пускового и маршевого турбокомпрессоров по

уравнениям (1). Результаты расчета представлены на рис. 3 в четырех квадрантах.

В I квадранте даны графические характеристики компрессорных ступеней пускового и маршевого турбокомпрессоров (1а, 1б соответственно), здесь же линиями 2а и 2б показаны границы помпажа компрессорных ступеней каждого турбокомпрессора.

Во II квадранте рассчитывается расход газа через поршневую часть двигателя G_r для всех режимов дизеля при работе пускового и маршевого турбокомпрессоров (линия 3 и 4 соответственно).

В III квадранте приведены гидравлические характеристики газовыпускной части дизеля, показанные линиями 5 и 6 для каждого агрегата наддува. Характеристики определены экспериментальным путем. Различие их протекания связано с изменением сопротивления турбинных ступеней пускового и маршевого турбокомпрессоров.

В IV квадранте выполнено согласование характеристик степени повышения давления воздуха в компрессорной ступени турбокомпрессора π_k с давлением газа перед турбинной ступенью агрегата p_r для пускового и маршевого турбокомпрессоров, показанное линиями 7 и 8 соответственно.

Анализ совместной работы пускового и маршевого турбокомпрессоров с поршневой частью двигателя выполнен следующим образом. От характеристик пускового и маршевого агрегатов (линии 1в и 1г) в I квадранте показаны связи с их характеристиками в квадрантах II, III, IV (линии со стрелками). Можно увидеть, что пусковой турбокомпрессор (линия 1в) обеспечивает большую степень повышения давления наддувочного воздуха π_k , чем маршевый агрегат (линия 1г) на режимах ниже средней мощности дизеля. Полную мощность дизеля позволяет реализовать маршевый турбокомпрессор, эффективно работающий на режимах выше средней мощности.

Следует отметить, что линии совместной работы каждого агрегата наддува проходят в области высоких КПД их турбокомпрессоров. Эта особенность схемы воздухообеспечения с регистровой системой наддува позволяет расширить диапазон экономичной работы дизеля на режимах от холостого хода до полной мощности.

Предварительная оценка повышения топливной эффективности дизеля с регистровой системой наддува выполнена расчетно-экспериментальным методом имитации работы двигателя с опытной схемой воздухообеспечения на режимах нагружения по тепловозной характеристике. Для этого использованы данные испытаний дизель-генераторов 5-26ДГ и 21-26ДГ на АО «Коломенский завод».

Расчетная имитация схемы воздухообеспечения дизеля с регистровой системой наддува (опытная) выполнена следующим путем. На режимах нагружения

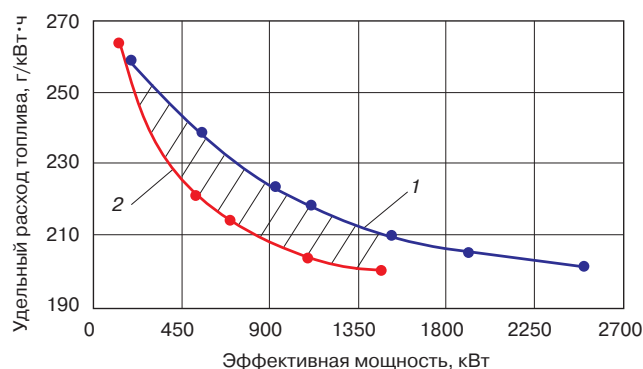


Рис. 4. Зависимость удельного расхода топлива от мощности дизеля на режимах нагружения дизель-генераторов 21-26ДГ (1) и 5-26ДГ (2) по тепловозной характеристике. Выделена область экономии топлива при работе дизеля с регистровой системой наддува

Fig. 4. Dependence of the specific fuel flow on the diesel power in the loading modes of 21-26DG (1) and 5-26DG (2) diesel generators according to the diesel locomotive characteristic. The area of fuel economy is highlighted during diesel operation with the registered supercharging system is operating

дизеля от низких нагрузок до средней мощности, когда работает пусковой турбокомпрессор, использованы данные испытания дизель-генератора 5-26ДГ. При дальнейшем увеличении мощности до полной, когда работает маршевый турбокомпрессор, использованы данные испытания дизель-генератора 21-26ДГ.

В качестве штатной схемы воздухообеспечения дизеля, когда на всех режимах нагружения работает маршевый турбокомпрессор, использованы данные испытания дизель-генератора 21-26ДГ.

На рис. 4 приведены зависимости удельного расхода топлива указанных дизель-генераторов от мощности дизеля. Выделены режимы от низких нагрузок до примерно средней мощности дизеля, где удельный расход топлива дизель-генератора 5-26ДГ заметно ниже, чем дизель-генератора 21-26ДГ. Так, при мощности дизеля дизель-генератора 21-26ДГ, равной 50 и 25 % от полной мощности, удельный расход топлива двигателя с регистровой системой наддува снизился на 8,2 и 7,6 % соответственно.

Зависимость частоты вращения вала дизель-генераторов от мощности дизеля показаны на рис. 5. Видно, что на режимах от низких нагрузок до примерно средней мощности дизеля частота вращения вала дизель-генератора 5-26ДГ заметно ниже, чем дизель-генератора 21-26ДГ. На режимах выше средней мощности дизеля частота вращения повышается, достигая номинального значения при полной мощности.

Для обоснования причин столь существенно-го повышения экономичности дизеля с регистровой системой воздухообеспечения на рис. 6, 7 и 8 приведены основные параметры работы дизель-генераторов 21-9ДГ (1) и 5-26ДГ (2) на режимах нагружения по тепловозной характеристике. Видно, что на режимах

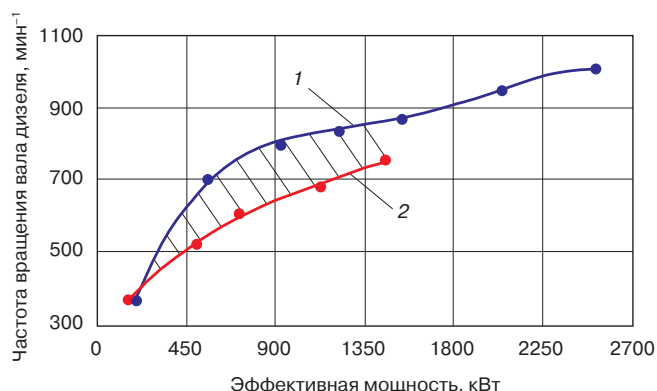


Рис. 5. Зависимость частоты вращения вала от мощности дизеля на режимах нагружения дизель-генераторов 21-26ДГ (1) и 5-26ДГ (2) по тепловозной характеристике. Выделена область работы дизеля с пониженной частотой вращения вала при регистровой системе наддува

Fig. 5. Dependence of the shaft speed on the diesel power in the loading modes of 21-26DG (1) and 5-26DG (2) diesel generators according to the diesel locomotive characteristic. The area of diesel operation with a reduced shaft speed with the registered supercharging system is highlighted

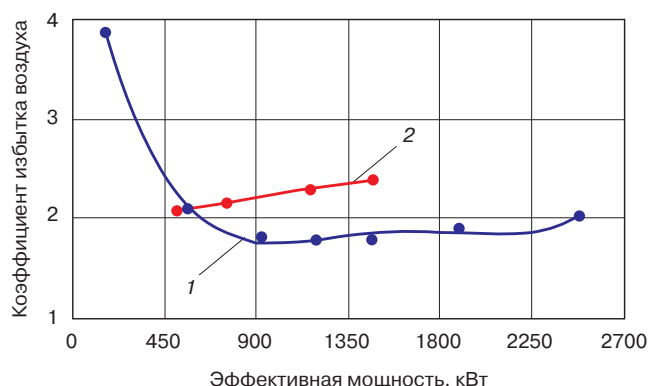


Рис. 7. Зависимость коэффициента избытка воздуха от мощности дизеля на режимах нагружения дизель-генераторов 21-26ДГ (1) и 5-26ДГ (2) по тепловозной характеристике

Fig. 7. Dependence of the coefficient of excess air on the diesel power in the loading modes of 21-26DG (1) and 5-26DG (2) diesel generators according to the diesel locomotive characteristic

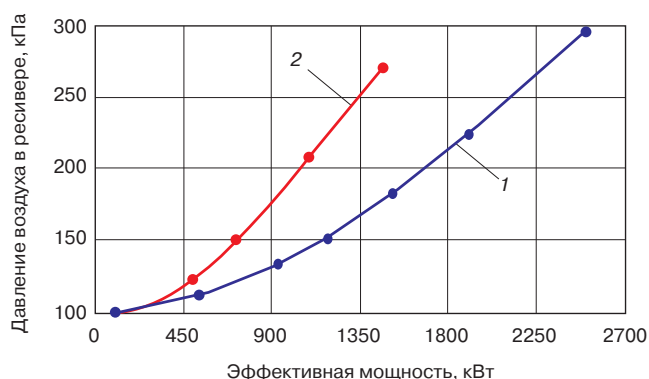


Рис. 6. Зависимость давления воздуха в ресивере от мощности дизеля на режимах нагружения дизель-генераторов 21-26ДГ (1) и 5-26ДГ (2) по тепловозной характеристике

Fig. 6. Dependence of the air pressure in the receiver on the diesel power in the loading modes of 21-26DG (1) and 5-26DG (2) diesel generators according to the diesel locomotive characteristic

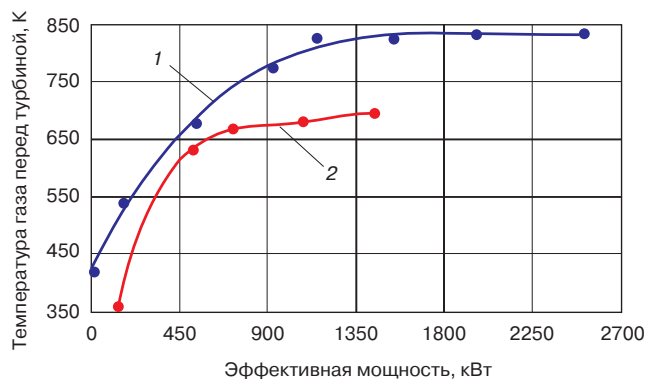


Рис. 8. Зависимость температуры газа перед турбиной от мощности дизеля на режимах нагружения дизель-генераторов 21-26ДГ (1) и 5-26ДГ (2) по тепловозной характеристике

Fig. 8. Dependence of the gas temperature before the turbine on the diesel power in the loading modes of 21-26DG (1) and 5-26DG (2) diesel generators according to the diesel locomotive characteristic

работы дизеля с пусковым турбокомпрессором давление наддувочного воздуха в ресивере (рис. 6) почти в два раза выше, чем при работе с маршевым турбокомпрессором. Подача в дизель большего количества воздуха позволяет повысить мощность и обеспечивает лучшее сгорание топлива в цилиндре (увеличен коэффициент избытка воздуха на режимах мощности более 560 кВт, а на режимах меньшей мощности коэффициент избытка воздуха сохраняет значения, близкие к оптимальным, рис. 7), что подтверждается очень существенным (от 80 до 120 °С) снижением температуры выпускных газов (рис. 8). Влияние указанных факторов наряду с пониженной частотой вращения вала является причиной повышенной топливной экономичности дизеля.

Для оценки эффективности применения регистровой системы наддува при работе на эксплуатационных режимах выбран дизель-генератор 21-26ДГ тепловоза 2ТЭ25К, топливно-мощностные характеристики которого приведены на рис. 4. Здесь же показаны характеристики дизель-генератора 5-26ДГ.

Расчет расхода топлива выполнен для трех режимов загрузки тепловоза (легкий, средний, тяжелый) по классификации ОСТ 32.198–2002 [10]. Дизели с опытной и штатной схемами воздухообеспечения работали одинаковое время с равной средней мощностью 1331, 1816 и 1965 кВт. Результаты расчета показали, что опытная система наддува по сравнению со штатной обеспечивает снижение расхода топлива на

3,7; 1,05 и 0,9 % соответственно для каждого из режимов загрузки.

Следует обратить внимание, что эффективность опытной системы наддува дизеля повышается при снижении средней загрузки двигателя в эксплуатации. Такие режимы загрузки чаще всего имеют место на маневровых тепловозах, где средняя мощность дизеля под нагрузкой составляет 10–20 % от полной. Можно ожидать, что модернизация серийного маневрового тепловоза ТЭМ18ДМ установкой дизеля с регистровой системой наддува позволит заметно снизить расход топлива в эксплуатации.

Отмеченный эффект от введения новой системы воздухообеспечения дизеля связан с техническими решениями, которые обеспечивают установку на дизеле двух агрегатов наддува с подводом к ним атмосферного воздуха и отводом от них выпускных газов, а также двух устройств (заслонок) подключения и отключения компрессорных и турбинных ступеней каждого агрегата к охладителю наддувочного воздуха и выхлопному коллектору. Также должна быть предусмотрена система автоматического управления работой этих устройств для последовательного подключения и отключения агрегатов на среднем мощностном режиме работы дизеля. Несмотря на сложность данных технических решений, имеется отечественный [8] и зарубежный [9] опыт их реализации. Применение на тепловозном дизеле схемы воздухообеспечения с регистровой системой наддува позволит наряду со снижением расхода топлива также повысить надежность и ресурс самого двигателя и его агрегатов наддува, поскольку оба агрегата наддува работают в своем диапазоне мощности дизеля, а значит, время работы каждого заметно меньше времени работы дизеля и ресурс работы агрегата увеличивается.

Заключение. Классификация систем воздухообеспечения тепловозных дизелей и анализ их преимуществ и недостатков позволили выявить направление их развития и резервы повышения топливной экономичности в эксплуатации.

Практика эксплуатации дизелей показала, что наиболее надежны и эффективны системы воздухообеспечения с минимальным количеством ступеней наддува (одноступенчатый наддув от турбокомпрессора) и простой связью агрегатов наддува с дизелем (последовательное соединение турбокомпрессора, охладителя наддувочного воздуха с поршневой частью двигателя). Серьезным недостатком одноступенчатых систем наддува является снижение их эффективности на режимах ниже средней мощности дизеля из-за падения энергии выпускных газов. Поскольку эти режимы занимают около половины времени работы дизелей магистральных тепловозов, то резервы

повышения экономичности двигателей в эксплуатации связаны с улучшением характеристик системы воздухообеспечения на режимах ниже средних мощностных.

Наиболее эффективным средством повышения экономичности и надежности дизелей с высоким газотурбинным наддувом на частичных режимах работы является применение регистровой системы наддува, содержащей два турбокомпрессора, каждый из которых обеспечивает наиболее экономичную работу дизеля на режимах ниже и выше 50 % полной мощности. Данная система позволяет увеличить подачу воздуха на этих режимах.

Предварительная оценка повышения топливной эффективности тепловоза 2ТЭ25К, оборудованного дизелем с регистровой системой наддува, по сравнению со штатным дизель-генератором 21-26ДГ показала, что при работе в эксплуатации на трех режимах загрузки со средней мощностью 1331, 1816 и 1965 кВт опытная система наддува обеспечивает снижение расхода топлива на 3,7; 1,05 и 0,9 % соответственно.

Практика создания, исследования и реализации регистровых систем наддува на АО «Коломенский завод» и за рубежом показала, что, несмотря на сложность конструкции, применение их целесообразно, поскольку они обеспечивают существенное увеличение эффективности силовой установки в эксплуатации. Рекомендуется проверить характеристики тепловозного дизеля с регистровой системой воздухообеспечения на стендовом дизель-генераторе с последующей эксплуатационной проверкой на тепловозе.

Благодарности: авторы выражают благодарность рецензентам за полезные замечания и советы, 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 ИСТОЧНИКОВ / REFERENCES

1. Энергосбережение на железнодорожном транспорте: справ.-метод. изд. / В.А. Гапанович [и др.]; под ред. В.А. Гапановича. М.: Интехэнерго-Издатель, 2014. 304 с. [Gapanovich V.A., Avilov V.D.,

Ivanov B.I., et al. *Energoberezhenie na zhelezнодорожном transporte: sprav.-metod. izd.* [Energy saving on railway transport: guidelines and reference]. Moscow: Intechenergo-Izdat; 2014. 304 p. (In Russ.).

2. Knelts V.F., Matisen A.B. Design Principles and Specifics of Air Supply Systems Used in the Engines Produced by JSC Kolomensky Zavod. In: Radionov A.A., Gasiyarov V.R. (eds.). *Proceedings of the 8th International Conference on Industrial Engineering. ICIE 2022, 16–20 May 2022, Sochi, Russia*. Cham: Springer; 2022. P. 248–258. https://doi.org/10.1007/978-3-031-14125-6_25.

3. Агрегаты воздушоснабжения комбинированных двигателей внутреннего сгорания / Д.А. Дехович [и др.]; под ред. М.Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1973. 296 с. [Dekhovich D.A., Ivanov G.I., Kruglov M.G., et al. *Agregaty vozdukhosnabzheniya kombinirovannykh dvigateley vnutrennego sgoraniya* [Air supply units of combined internal combustion engines]. Moscow: Mashinostroyeniye; 1973. 296 p. (In Russ.).]

4. Поварков И.Л., Антюхин Г.Г. Совершенствование систем воздушоснабжения тепловозных дизелей. М.: Интекст, 1999. 190 с. [Povarkov I.L., Antyukhin G.G. *Sovershenstvovanie sistem vozdukhosnabzheniya teplovoznykh dizeley* [Improvement of the air supply system for diesel locomotives]. Moscow: Intext; 1999. 190 p. (In Russ.).]

5. Совершенствование агрегатов наддува тепловозных дизелей типа Д49 / Г.Г. Антюхин [и др.] // Актуальные вопросы развития железнодорожного транспорта: материалы Всерос. науч.-практ. конф. к 75-летию аспирантуры Научно-исследовательского института ж.-д. транспорта / под ред. А.Б. Косарева, Г.В. Гогричани. М.: РАС, 2019. Ч. 2. С. 214–227 [Antyukhin G.G., Povarkov I.L., Gnezdilov S.M., Kalugin M.E. *Sovershenstvovanie agregatov nadduva teplovoznykh dizeley tipa D49* [Improvement supercharging units of type D49 locomotive diesels]. In: Kosarev A.B., Gogrichiani G.V. (eds.). *Aktual'nye voprosy razvitiya zhelezнодорожного транспорта: materialy Vseros. nauch.-prakt. konf. k 75-letiyu aspirantury Nauchno-issledovatel'skogo in-ta zh.-d. transporta* [Major issues of rail transport development: Proceedings of the Russian National Research-to-Practice Conference for the 75th Anniversary of the postgraduate programme of the Railway Research Institute]. Moscow: RAS; 2019. Part 2. P. 214–227. (In Russ.).]

6. Шепелев А.В., Шепелев В.А. Эффективность применения охладителей наддувочного воздуха при модернизации дизелей типа Д49 // Двигателестроение. 1999. № 4. С. 35–37 [Shepelev A.V., Shepelev V.A. Efficiency analysis of a modernized intercooler for D49 engine. *Dvigatelistroyeniye*. 1999;4:35–37. (In Russ.).]

7. Шепелев В.А. Методы улучшения характеристик систем турбонаддува высокофорсированных дизелей магистральных тепловозов: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.07. М., 2001. 277 с. [Shepelev V.A. *Metody uluchsheniya kharakteristik sistem turbonadduva vysokoforsirovannykh dizeley magistral'nykh teplovozov* [Methods of improving supercharging systems of high-power diesels of mainline diesel locomotives]. Cand. Sci. (Eng.) thesis: 05.22.07. Moscow; 2001. 277 p. (In Russ.).]

8. Рыжов В.А. Совершенствование характеристик форсированных среднеоборотных двигателей двойного назначения средствами топливоподачи и воздушоснабжения: дис. ... д-ра техн. наук: 05.04.02. М., 2018. 328 с. [Ryzhov V.A. *Sovershenstvovanie kharakteristik forsirovannykh sredneoborotnykh dvigateley dvoynogo naznacheniya sredstvami toplivopodachi i vozdukhosnabzheniya* [Improving high-power medium-speed engines of dual purpose with fuel and air supply tools]. Dr. Sci. (Eng.) thesis: 05.04.02. Moscow; 2018. 328 p. (In Russ.).]

9. Ципленкин Г.Е., Иовлев В.И. Улучшение топливной экономичности двигателей за счет оптимизации систем наддува // Двигателестроение. 2014. № 3. С. 16–22 [Tsypelenkin G.E., Iovlev V.I. Turbocharging System Optimization as a Means to Improve Engine Fuel Efficiency. *Dvigatelistroyeniye*. 2014;3:16–22. (In Russ.).]

10. ОСТ 32.198–2002. Тепловозы магистральные грузовые. Типовые режимы загрузки: дата введения 2003-04-01. М.: МПС России, 2002. 40 с. [OST 32.198–2002. *Teplovozy magistral'nye gruzovye. Tipovye rezhimy zagruzki* [Mainline freight diesel locomotive. Standard loading modes]. Introduction date 2003-04-01. Moscow: Russian Ministry of Railways; 2002. 40 p. (In Russ.).]

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Игорь Леонидович ПОВАРКОВ,

канд. техн. наук, ведущий научный сотрудник, научный центр «Тяга поездов», Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ, 129626, г. Москва, 3-я Мытищинская ул., д. 10), Author ID: 1080220, <https://orcid.org/0000-0001-5072-4355>

Валерий Александрович РЫЖОВ,

д-р техн. наук, руководитель направления по развитию двигателестроения, Коломенский завод (140408, Московская область, г. Коломна, ул. Партизан, д. 42), Author ID: 1015645, <https://orcid.org/0000-0002-2492-1862>

Михаил Евгеньевич КАЛУГИН,

начальник отдела «Инжиниринговый центр двигателестроения ТМХ», Коломенский завод (140408, Московская область, г. Коломна, ул. Партизан, д. 42), <https://orcid.org/0000-0002-6893-8658>

Андрей Николаевич ЖУРАВЛЕВ,

научный сотрудник, научный центр «Тяга поездов», Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ, 129626 г. Москва, ул. 3-я Мытищинская, д. 10), Author ID: 1030511, <https://orcid.org/0000-0001-9354-2455>

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Igor L. POVARKOV,

Cand. Sci. (Eng.), Leading Researcher, Train Traction Scientific Centre, Railway Research Institute (129626, Moscow, 10, 3rd Mytishchinskaya St.), Author ID: 1080220, <https://orcid.org/0000-0001-5072-4355>

Valeriy A. RYZHOV,

Dr. Sci. (Eng.), Head of Engine Building Development, Kolomensky Zavod (140408, Moscow region, Kolomna, 42, Partizan St.), Author ID: 1015645, <https://orcid.org/0000-0002-2492-1862>

Mikhail E. KALUGIN,

Head of Department TMH Engine Engineering Center, Kolomensky Zavod (140408, Moscow region, Kolomna, 42, Partizan St.), <https://orcid.org/0000-0002-6893-8658>

Andrey N. ZHURAVLEV,

Researcher, Train Traction Scientific Centre, Railway Research Institute (129626, Moscow, 10, 3rd Mytishchinskaya St.), Author ID: 1030511, <https://orcid.org/0000-0001-9354-2455>

ВКЛАД АВТОРОВ

Игорь Леонидович ПОВАРКОВ. Разработка концепции статьи, обоснование цели, постановка задач и порядка подачи материала, разработка методов расчета, формирование заключительной части и выводов (25%).

Валерий Александрович РЫЖОВ. Анализ исследований, выполненных заводом, и представление их результатов, формирование заключительной части и выводов (25%).

Михаил Евгеньевич КАЛУГИН. Сбор и обработка экспериментальных данных по характеристикам дизелей разных моделей, формирование заключительной части и выводов (25%).

Андрей Николаевич ЖУРАВЛЕВ. Сбор и обработка данных по схемам и структуре систем наддува, типам агрегатов наддува дизелей, графическая часть методики расчета работы агрегатов наддува (25%).

CONTRIBUTION OF THE AUTHORS

Igor L. POVARKOV. Development of the concept of the article, substantiation of the goal, setting tasks and order of submission of material, development of calculation methods, formation of the final part and conclusions (25%).

Valeriy A. RYZHOV. Analysis of the research done by the plant and presentation of their results, formation of the final part and conclusions (25%).

Mikhail E. KALUGIN. Collecting and processing experimental data on the characteristics of diesel engines of various models, the formation of the final part and conclusions (25%).

Andrey N. ZHURAVLEV. Collection and processing of data on the schemes and structure of supercharging systems, types of diesel supercharging units, the graphical part of the method for calculating the operation of supercharging units (25%).

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

The authors have read and approved the final manuscript.

Статья поступила в редакцию 13.09.2022, рецензия от первого рецензента получена 23.09.2022, рецензия от второго рецензента получена 26.09.2022, принята к публикации 19.12.2022.

The article was submitted 13.09.2022, first review received 23.09.2022, second review received 26.09.2022, accepted for publication 19.12.2022.

ВНИМАНИЮ ЧИТАТЕЛЕЙ!

ДОПОЛНИТЕЛЬНОЕ ПРОФЕССИОНАЛЬНОЕ ОБРАЗОВАНИЕ В АО «ВНИИЖТ»

Центр дополнительного образования (ЦДО) (лиц. № 2329 от 11.08.2016 г.) проводит повышение квалификации и профессиональную переподготовку слушателей по следующим направлениям:

- Анализ, моделирование бизнес-архитектуры и бизнес-процессов, использование процессного подхода в управлении организацией (для руководителей и специалистов)
- Проектирование, изготовление и приемка сварных конструкций железнодорожного подвижного состава, управление качеством в сварке рельсов, проведение аудита сварочного производства
- Построение энергосберегающих графиков движения поездов с использованием автоматизированной системы АПК ЭЛЬБРУС
- Изучение технологии транспортных процессов
- Транспортная логистика
- Изучения принципов построения и функционирования автоматизированной системы контроля за работой специального подвижного состава
- Изучение устройств, диагностики и средств контроля состояния железнодорожного пути
- Эксплуатация, техническое обслуживание и ремонт подвижного состава и устройств электроснабжения

Программы обучения могут быть разработаны по инициативе заказчика с учетом профессиональной деятельности АО «ВНИИЖТ».

Обучение проводится как в очной форме, так и с применением дистанционных образовательных технологий.

По итогам освоения образовательных программ слушателям выдается документ о квалификации государственного образца.

Куратор ЦДО — Пархаев Алексей Александрович, кандидат социологических наук, заместитель Генерального директора по управлению персоналом и социальным вопросам.

По вопросам обучения обращаться по адресу: 129626, г. Москва, 3-я Мытищинская улица, д.10
Центр дополнительного образования. Тел.: +7 (499) 260-41-08





ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Оригинальная статья

УДК 656.073.436

DOI: 10.21780/2223-9731-2023-82-1-36-46

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



АНАЛИЗ НАГРУЖЕННОСТИ ВАГОНОВ-ЦИСТЕРН ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ ОПАСНЫХ ГРУЗОВ ПРИ РОСПУСКЕ С ГОРКИ

Д. А. Ступин¹✉, А. В. Саврухин², Р. А. Ефимов²

¹Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ),
Москва, Российская Федерация

²Российский университет транспорта РУТ (МИИТ),
Москва, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Введение. В статье рассматриваются вопросы определения скоростей соударения вагонов-цистерн для перевозки опасных грузов 2-го класса на сортировочной горке в порожнем и груженом состояниях, уровня сил, действующих на вагон через автосцепку, а также уровня ускорений, действующих на сливо-наливную, предохранительную арматуру и элементы внутреннего обустройства котла. В настоящее время маневровые операции через сортировочную горку с вагонами для перевозки опасных грузов 2-го класса с классификационным шифром 2112 и номерами ООН 1011, 1965, 1969, 1978 разрешено производить только с маневровым локомотивом с особой осторожностью, без толчков и резких остановок. Такое ограничение не позволяет на автоматизированных сортировочных горках производить роспуск газовых вагонов-цистерн, что усложняет маневровую работу при формировании состава.

Материалы и методы. Проведение испытаний на соударение вагона-цистерны, поочередно оборудованного поглощающими аппаратами классов Т1, Т2 и Т3 с замером скоростей, сил и ускорений.

Результаты. Определены максимально допустимые скорости соударения вагона-цистерны.

Обсуждение и заключение. Принимая во внимание результаты проведенных испытаний, а также требования ГОСТ 32913–2014, можно констатировать, что реализация ранее разработанной технологии по роспуску на сортировочных горках вагонов-цистерн для перевозки грузов 2-го класса опасности, оборудованных поглощающими аппаратами класса Т3, со скоростью подхода не более 3 км/ч соответствует требованиям обеспечения безопасности при роспуске.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: вагон-цистерна, поглощающий аппарат, роспуск вагонов, сжиженные углеводородные газы, сортировочная горка, железнодорожная станция, безопасность перевозок

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Ступин Д. А., Саврухин А. В., Ефимов Р. А. Анализ нагруженности вагонов-цистерн для перевозки опасных грузов при роспуске с горки // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2023. Т. 82, № 1. С. 36–46. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-1-36-46>.

✉ stupin.dmitry@vniizht.ru (Д. А. Ступин)

© Ступин Д. А., Саврухин А. В., Ефимов Р. А., 2023



TECHNICAL MEANS OF RAILWAY TRANSPORT

Original article

UDK 656.073.436

DOI: 10.21780/2223-9731-2023-82-1-36-46

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



LOAD ANALYSIS OF DANGEROUS FREIGHT CISTERN CARS DURING GRAVITY HUMP

Dmitriy A. Stupin¹✉, Andrey V. Savrukhin²,
Roman A. Efimov²

¹Railway Research Institute,

Moscow, Russian Federation

²Russian University of Transport,

Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

Introduction. The article considers the determination of the impact velocities of empty and loaded Class 2 dangerous freight cistern cars on a gravity hump, the forces acting on the car through the automatic coupler, as well as the accelerations acting on the loading and unloading, safety valves and elements of the tank shell interior. Currently Class 2 dangerous freight cars with Classification Code 2112 and UN numbers 1011, 1965, 1969, 1978 could be shunted over the gravity hump only with a shunting locomotive, backing off with extreme caution, without jerks or sudden stops. This limitation prevents shunting gas cistern cars on automated gravity humps, which complicates shunting operations during train formation.

Materials and methods. Impact test of a cistern car alternately equipped with cushions of Classes T1, T2 and T3 with measurement of speeds, forces and accelerations.

Results. The maximum permissible impact velocities of the cistern car are determined.

Discussion and conclusion. According to the test results, as well as the GOST 32913–2014 requirements, the authors state that the implementation of the previously developed technology for shunting Class 2 dangerous freight cistern cars equipped with Class T3 draft gears on gravity humps, with a maximum approach speed of 3 km/h complies with shunting safety requirements.

KEYWORDS: cistern car, draft gear, automatic car shunting, liquid hydrocarbon gases, gravity hump, railway station, transportation safety

FOR CITATION: Stupin D. A., Savrukhin A. V., Efimov R. A. Load analysis of dangerous freight cistern cars during gravity hump. *Russian Railway Science Journal*. 2023;82(1):36-46. (In Russ.). <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-1-36-46>.

Введение. В настоящее время значительные финансовые потери ОАО «РЖД» связаны с ограничением использования функционала автоматизированных сортировочных горок из-за наличия запрета на роспуск с сортировочных горок вагонов, имеющих в перевозочных документах штамп «Не спускать с горки». В соответствии с нормативными документами [1–3] маневровые операции через сортировочную горку с вагонами для перевозки опасных грузов 2-го класса с классификационным шифром 2112 и номерами ООН 1011, 1965, 1969, 1978 (далее — вагоны для перевозки опасных грузов 2-го класса) разрешено производить только с маневровым локомотивом осаживанием с особой осторожностью, без толчков и резких остановок.

Проведенные исследования показали следующее:

- вагоны для перевозки опасных грузов 2-го класса составляют более половины общего вагонопотока, запрещенного к роспуску на сортировочных горках;
- подавляющее большинство опасных грузов 2-го класса перевозится в цистернах, роспуск которых запрещен как в груженом, так и в порожнем состоянии;
- вагоны-цистерны для перевозки опасных грузов 2-го класса по результатам анализа натурных листов [4] находятся не менее чем в 25 % составов, приходящих в расформирование на крупнейшие сортировочные станции сети.

С целью снижения отрицательного влияния действующей технологии расформирования составов с вагонами для перевозки опасных грузов 2-го класса на показатели эффективности работы железнодорожных станций и увеличения перерабатывающей способности сортировочных горочных комплексов учеными и специалистами РУТ (МИИТ) разработан «Комплекс мероприятий по снятию ограничений на роспуск с сортировочных горок железнодорожных станций вагонов с опасными грузами 2-го класса опасности (СУГ)» (утвержден Федеральным агентством железнодорожного транспорта Министерства транспорта Российской Федерации), в котором сформулированы основные требования с позиции обеспечения безопасного роспуска, включающие:

- разработку единой методики аттестации сортировочных станций на предмет разрешения роспуска вагонов для перевозки опасных грузов 2-го класса, предложения по внесению изменений в нормативные документы, заключение по обоснованию безопасности роспуска вагонов для перевозки опасных грузов 2-го класса;
- требования к техническому оснащению вагонов-цистерн, предназначенных для перевозки опасных грузов 2-го класса, в том числе в части оборудования вагонов-цистерн поглощающими аппаратами.

В рамках реализации Комплекса мероприятий учеными РУТ (МИИТ) совместно с учеными Ростовского филиала АО «НИИАС» разработана технология безопасного роспуска указанных вагонов в автоматическом режиме под управлением комплексной системы автоматизации управления сортировочным процессом (КСАУ СП). Технология прошла экспериментальную апробацию в ходе натурных испытаний с использованием вагонов-имитаторов на станции Орехово-Зуево Московской железной дороги.

На основе анализа результатов проведенных теоретических и экспериментальных исследований [5–9] установлено, что реализовать технологию безопасного роспуска возможно только на железнодорожной станции, прошедшей комплексную аттестацию по критериям, указанным в Методике аттестации железнодорожных станций с автоматизированными горками с позиции обеспечения безопасности при роспуске вагонов-цистерн для перевозки опасных грузов 2-го класса опасности (пропанобутановые смеси) [10].

С целью подготовки научного обоснования допустимых скоростей соударения при роспуске на сортировочных горках выполнен комплекс исследований, включающий: проведение испытаний на соударение вагона-цистерны для перевозки опасных грузов 2-го класса, оборудованного поглощающими аппаратами классов Т1, Т2 и Т3, с оценкой фактического технического состояния вагона до и после роспуска; анализ сохранности вагона и груза, надежности конструкций цистерны с установлением максимально допустимых скоростей соударения с позиции обеспечения безопасности при гарантированном непревышении допустимого уровня сил, действующих на вагон через автосцепку.

Постановка задачи. Поглощающий аппарат является неотъемлемым элементом сцепного устройства вагона, который обеспечивает поглощение энергии и снижение продольного силового воздействия на раму вагона.

За последние 20 лет были разработаны поглощающие аппараты с повышенной энергоемкостью, которые разделены на три класса: Т1 — не менее 90 кДж, Т2 — не менее 130 кДж и Т3 — не менее 190 кДж.

Учеными АО «ВНИИЖТ» в последние годы проводились обширные научные исследования по оценке влияния энергоемкости поглощающих аппаратов на динамико-прочностные характеристики несущих элементов конструкций вагонов. Результаты натурных испытаний по соударению вагонов с различными поглощающими аппаратами и измерению допустимого уровня продольных сил, проведенных на испытательном полигоне в Щербинке, показали положительное влияние применения поглощающих аппаратов классов Т2 и Т3 на безопасность движения за счет уменьшения

вероятности возникновения нештатных и аварийных ситуаций, а также снижения степени повреждающего воздействия на элементы конструкции вагона при их возникновении [11, 12].

По результатам исследований установлено, что эквивалентная амплитуда продольных сил, действующих на вагон (за 1 год эксплуатации), при использовании поглощающих аппаратов повышенной энергоемкости снижается на 20–29 %. Доказана эффективность применения поглощающих аппаратов классов Т2 и Т3 в части снижения рисков повреждения котла цистерны при соударениях со скоростью, превышающей установленную в нормативных документах. Условно безопасная скорость при использовании поглощающих аппаратов классов Т2 и Т3 по сравнению с Т0 повышается не менее чем на 65 %, а остаточный ресурс несущих элементов кузова, воспринимающих нагрузки, — более чем в 3,8 раза, что свидетельствует о значительном уменьшении вероятности возникновения аварийных и нештатных ситуаций и снижении степени повреждающего воздействия при их возникновении [11].

Статистические данные об увеличении доли вагонов, оборудованных поглощающими аппаратами классов Т2 и Т3 начиная с 2000 г., свидетельствуют о значительном положительном влиянии на безопасность перевозки опасных грузов в связи с уменьшением количества инцидентов с вагонами, перевозящими опасные грузы [11].

В дополнение к проведенным ранее испытаниям по влиянию поглощающих аппаратов с повышенной энергоемкостью классов Т2 и Т3 на динамико-прочностные характеристики и повышение безопасности движения вагонов при маневровых и аварийных соударениях отмечена необходимость проведения сравнительных испытаний для определения влияния энергоемкости поглощающих аппаратов на продольную динамику поезда в режимах трогания и торможения. В результате этих исследований [12] установлено, что применение поглощающих аппаратов классов Т2/Т3 вместо Т0/Т1 обеспечивает снижение уровня сил, действующих при одинаковых режимах движения наливного поезда, в 1,9–2,2 раза для вагонов в средней части поезда и в 1,6–2,0 раза для вагонов во второй трети поезда. Таким образом, снижение уровня продольных сил в случае замены поглощающих аппаратов с классов Т0/Т1 на Т2/Т3 в поездном режиме даже более заметно, чем при соударении вагонов, где было отмечено снижение уровня сил в 1,4 раза для вагонов-цистерн [12]. Также было отмечено, что вследствие влияния на продольную динамику поезда характеристик аппаратов всех вагонов поезда снижение эквивалентных нагрузок в поездных режимах и соответствующее значительное увеличе-

ние остаточного ресурса элементов конструкции вагона, воспринимающих продольные силы, в полной мере проявится после насыщения парка вагонов аппаратами классов Т2 и Т3.

Таким образом, экспериментально доказана целесообразность оборудования вагонов для перевозки опасных грузов 2-го класса поглощающими аппаратами повышенной энергоемкости классов Т2 и Т3.

При настоящих испытаниях определялись максимально допускаемые скорости соударения вагонов-цистерн для перевозки опасных грузов 2-го класса на сортировочной горке в порожнем и груженом состоянии при условии гарантированного обеспечения не превышения уровня сил, действующих на вагон через автосцепку, не превышения уровня ускорений, действующих на сливо-наливную, предохранительную арматуру и элементы внутреннего обустройства котла.

Методы исследования. При роспуске с горки порожних вагонов наиболее частым повреждением является потеря устойчивости при соударении. При этом происходит выскакивание пружин тележки, выход тележки из пятника, а при соударении в кривых участках пути нередки и сходы порожних вагонов.

Критерием оценки допускаемой скорости соударения в порожнем режиме является норматив по силе соударения 1000 кН (1 МН), который определяет третий расчетный режим при ударе и рывке в соответствии с [13]. Правильность выбранного критерия подтверждают проведенные в предыдущие годы испытания, при которых при продольном усилии соударения порожнего вагона-цистерны более 1,3 МН наблюдался выход пружин тележек из посадочных приливов боковой рамы и наддрессорной балки. При силе соударения более 1,5 МН уже наблюдался процесс вылетания пружин из тележки.

При роспуске с горок груженых вагонов наиболее частые повреждения связаны с прочностью элементов конструкции. При этом происходят изломы деталей автосцепного устройства, повреждения задних упоров, не редки деформации хребтовой балки. Остаточная деформация автосцепки при ударном сжатии может привести к ее обрыву в поездном режиме эксплуатации.

Критерием оценки допускаемой скорости соударения в груженом режиме является норматив по силе соударения 2000 кН (2 МН), который определяет ее не превышение при маневровых соударениях одиночных 4-осных вагонов, а также при осаживании и трогании на площадке поезда массой до 10 000 тс локомотивом в голове поезда в соответствии с разделом 8 Норм расчета и проектирования вагонов железных дорог колеи 1520 мм [13]. Кроме того, 2 МН является номинальной силой соударения, при которой определяют номинальную энергоемкость поглощающего аппарата согласно требованиям ГОСТ 32913–2014 [14].



Рис. 1. Деформация верхнего листа хребтовой балки

Fig. 1. Longitudinal tie rod upper sheet deformation

На основании результатов обработки статистической информации об отказах вагонов для перевозки опасных грузов 2-го класса установлено, что наиболее часто повреждаемыми в эксплуатации элементами конструкции являются детали и узлы запорной арматуры. В этой связи для оценки допускаемой скорости соударения был использован второй критерий — не превышение вертикальных и горизонтальных ускорений, действующих на запорную арматуру. Нормативные величины ускорений для расчета навесного оборудования согласно требованиям раздела 2.7 [13] для продольных ускорений составляют $6g$, а для вертикальных — $1,8g$.

Для оценки экспериментально полученных значений максимально допускаемых скоростей соударения был использован критерий ее не превышения:

$$v_{\text{доп}} \leq 2,2v_n,$$

где $v_{\text{доп}}$ — максимально допускаемая скорость соударения; v_n — нормативная скорость подхода вагонов, роспуск которых разрешен в подгорочном парке; $2,2$ — коэффициент запаса.

При рассмотрении вагонов, роспуск которых разрешен в подгорочном парке и выполняется по типовой технологии, v_n согласно [2] составляет 5 км/ч . В этом случае $v_{\text{доп}} = 11 \text{ км/ч}$.

При реализации разработанной технологии роспуска вагонов для перевозки опасных грузов 2-го класса, обеспечивающей скорость подхода вагонов к стоящим вагонам $v_n \leq 3 \text{ км/ч}$, критерий допускаемой скорости соударения составляет $v_{\text{доп}} = 6,6 \text{ км/ч}$.

В коэффициенте запаса учитываются следующие факторы возможного увеличения скорости соударения на сортировочных горках:

- ветер и его порывы во время роспуска вагонов;
- загрязненные ободья колес, снижающие тормозной эффект замедлителя;
- переторможение вагона в замедлителе до его остановки;
- несрабатывание одной из тормозных позиций.

Объектом испытаний являлась газовая цистерна № 57569410 собственности АО «СГ-Транс», которая была построена в 1980 г. Согласно трафаретным записям масса тары цистерны составляет $33,6 \text{ т}$. До испытаний цистерна была осмотрена представителями АО «ВНИИЖТ», РУТ (МИИТ) и собственника вагона. В результате осмотра обнаружена деформация верхнего листа хребтовой балки в районе установки тягового хомута (рис. 1). Со стороны стояночного тормоза деформация составила $11\text{--}15 \text{ мм}$, с противоположной стороны цистерны — не более 13 мм .

Обнаруженная деформация является следствием недостаточной прочности верхнего листа хребтовой балки, изготовленной из двух швеллеров. У хребтовых балок, изготовленных из Z-образного профиля, такой дефект отсутствует.

По эксплуатационным техническим показателям поглощающие аппараты для грузового подвижного состава делятся на следующие классы:

- поглощающие аппараты класса Т1, предназначенные для вагонов, перевозящих все виды грузов (кроме опасных грузов), а также маневровых локомотивов массой до 100 т включительно;
- поглощающие аппараты класса Т2, предназначенные для специализированных вагонов, перевозящих ценные грузы, опасные грузы классов 3, 4, 5, 8, 9 по ГОСТ 19433–88 [15], а также вагонов с расчетной массой брутто свыше 120 т и магистральных локомотивов;
- поглощающие аппараты класса Т3, предназначенные для вагонов, перевозящих особо опасные грузы классов 1, 2, 6, 7 по ГОСТ 19433–88 [15], а также маневровых локомотивов массой свыше 100 т .

В качестве поглощающих аппаратов при испытаниях были использованы следующие модели:

- класс Т1 ПМКП-110 № 60, условное клеймо производителя 12, год изготовления 2019;
- класс Т2 73ZWу № 551, условное клеймо производителя 1415, год изготовления 2011;
- класс Т3 73ZWу2 № 11465, условное клеймо производителя 1415, год изготовления 2017.

Следует отметить, что поглощающий аппарат класса Т3 являлся штатным поглощающим аппаратом цистерны № 57569410, которым она была оборудована при поступлении на испытания.

На рис. 2 представлены силовые характеристики поглощающих аппаратов, полученные во время соударения груженой цистерны.

Поглощающий аппарат класса T1 (рис. 2, а) имеет жесткую силовую характеристику с заметным скачкообразным изменением силы на линии нагрузки, что характерно для фрикционных поглощающих аппаратов, имеющих в своей конструкции узел сухого трения сталь по стали.

Поглощающие аппараты класса T2 и T3 (рис. 2, б, в) имеют мягкие силовые характеристики, которые определяются объемной деформацией эластомерного материала и его продавливанием (дросселированием) через кольцевой зазор в амортизаторе. Небольшие скачкообразные изменения на линии нагрузки — влияние фрикционного аппарата класса T0, установленного на вагоне-бойке. Поглощающие аппараты класса T2 и T3 имеют одинаковое конструктивное исполнение и отличаются величиной хода эластомерного амортизатора: 90 мм для T2 и 110 мм для T3.

Силовые характеристики имеют достаточную энергоемкость, что указывает на исправность поглощающих аппаратов.

Испытания проводились в мае 2020 г. при температуре окружающего воздуха 10–15 °С на стенде горке путем соударения двух вагонов в порожнем и груженом режимах. Ударяемый вагон-цистерну устанавливали на горизонтальном участке пути в «подпор» и по очереди оборудовали поглощающими аппаратами определенного класса (T1, T2, T3). Вагон-боек был оборудован поглощающим аппаратом класса T0.

На вагон-цистерну устанавливали автосцепку-динамометр, ее предохранительный клапан оборудовали акселерометрами для контроля ускорений в продольном и вертикальном направлении. При каждом соударении измеряли скорость, силу, горизонтальное и вертикальное ускорение.

Ударяемый вагон-цистерна в груженом режиме был загружен до полной грузоподъемности, и его фактическая масса определена взвешиванием. В качестве вагона-бойки использовали груженный полувагон массой (100 ± 5) т.

Для определения максимально допускаемой скорости соударения вагонов построены зависимости силы от скорости $P(V)$, а также ускорения (продольного и вертикального) от скорости $A(V)$. На основании статистической обработки полученных зависимостей определены максимально допускаемые скорости соударения при номинальной силе соударения 2 МН для груженого режима и 1 МН для порожнего, а также при продольном ускорении $6g$ и вертикальном $1,8g$. После проведения испытаний визуально производилась оценка технического состояния силовых элементов котла, рамы, автосцепного устройства, а также исправность сливо-наливной и

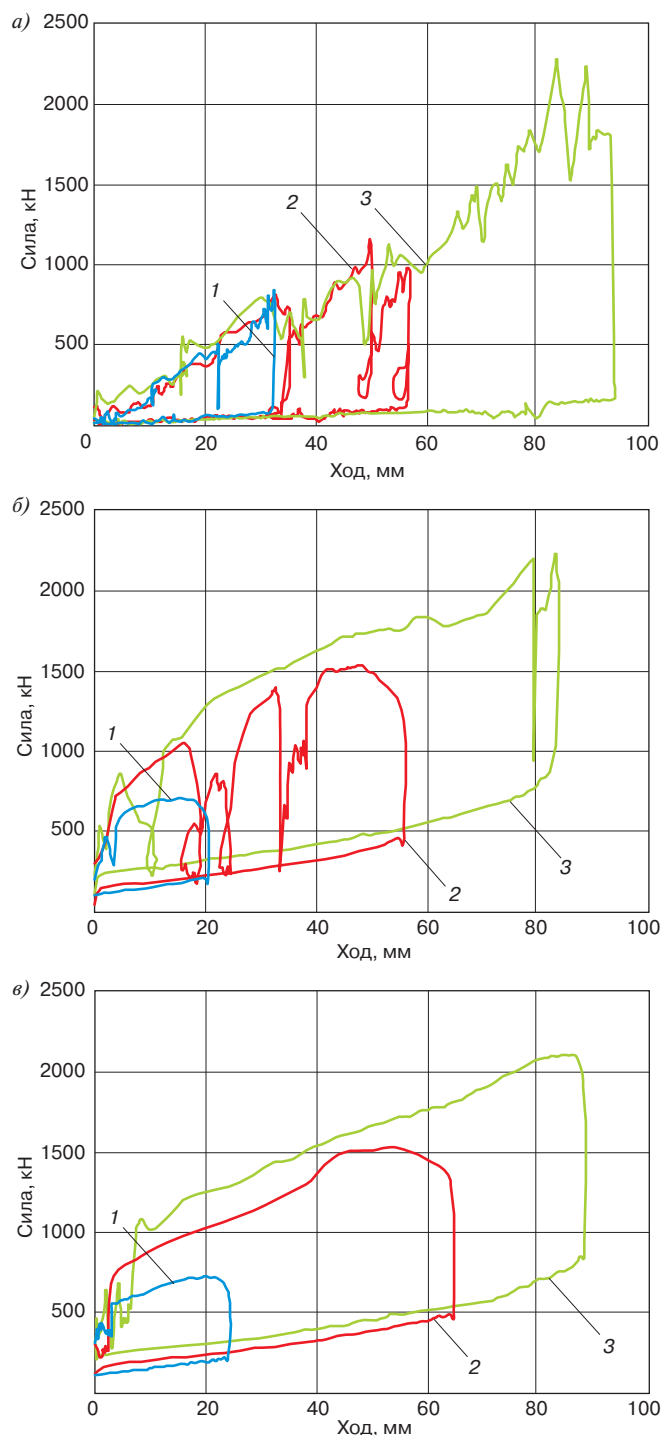


Рис. 2. Силовые характеристики поглощающих аппаратов (груженный режим):

а — поглощающий аппарат класса T1: 1 — 3,3 км/ч; 2 — 6,4 км/ч; 3 — 9,9 км/ч; б — поглощающий аппарат класса T2: 1 — 3,8 км/ч; 2 — 8,8 км/ч; 3 — 11,9 км/ч; в — поглощающий аппарат класса T3: 1 — 4,1 км/ч; 2 — 8,5 км/ч; 3 — 11,5 км/ч

Fig. 2. Draft gear load bearing characteristics (loaded):

а — Class T1 draft gear: 1 — 3.3 km/h; 2 — 6.4 km/h; 3 — 9.9 km/h; б — Class T2 draft gear: 1 — 3.8 km/h; 2 — 8.8 km/h; 3 — 11.9 km/h; в — Class T3 draft gear: 1 — 4.1 km/h; 2 — 8.5 km/h; 3 — 11.5 km/h

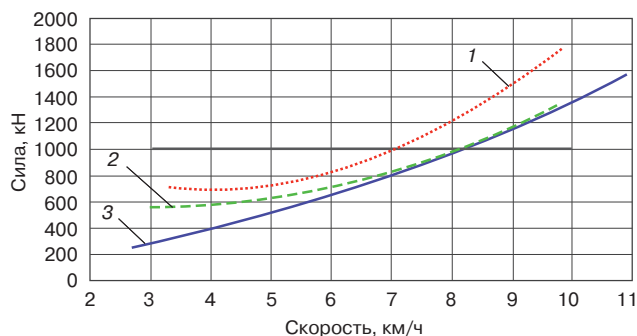


Рис. 3. Зависимость продольной силы от скорости соударения порожней цистерны с поглощающими аппаратами определенного класса:
1 — аппарат класса T1; 2 — аппарат класса T2;
3 — аппарат класса T3

Fig. 3. Dependence of the longitudinal force on the impact velocity of an empty tank body with draft gears of a certain class:
1 — Class T1 gear; 2 — Class T2 gear; 3 — Class T3 gear

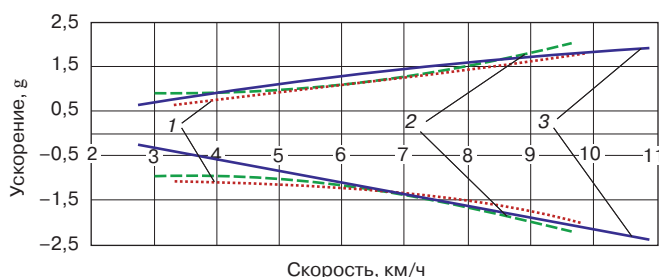


Рис. 4. Зависимость продольных ускорений от скорости соударения порожней цистерны с поглощающими аппаратами определенного класса:
1 — аппарат класса T1; 2 — аппарат класса T2;
3 — аппарат класса T3

Fig. 4. Dependence of the longitudinal accelerations on the impact velocity of an empty tank body with draft gears of a certain class:
1 — Class T1 gear; 2 — Class T2 gear; 3 — Class T3 gear

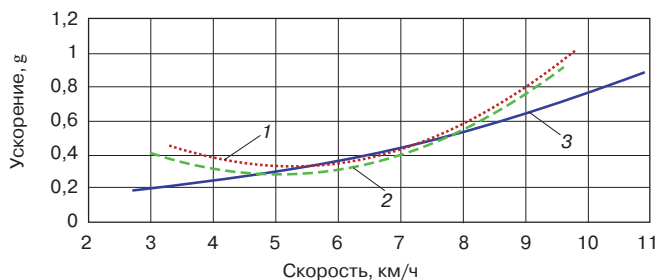


Рис. 5. Зависимость вертикальных ускорений от скорости соударения порожней цистерны с поглощающими аппаратами определенного класса:
1 — аппарат класса T1; 2 — аппарат класса T2;
3 — аппарат класса T3

Fig. 5. Dependence of the vertical accelerations on the impact velocity of an empty tank body with draft gears of a certain class:
1 — Class T1 gear; 2 — Class T2 gear; 3 — Class T3 gear

предохранительной арматуры и арматуры для контроля сливно-наливных операций.

Порожний режим испытаний. На рис. 3 приведен сравнительный график зависимостей зарегистрированной продольной силы от скорости соударения, которые были аппроксимированы полиномом 2-й степени.

Анализ представленных на рисунке зависимостей показывает, что максимально допустимая скорость соударения порожней цистерны с поглощающим аппаратом класса T1 составляет 6,77 км/ч, с поглощающим аппаратом класса T2 — 7,92 км/ч, а с поглощающим аппаратом класса T3 — 8,04 км/ч.

Таким образом, в результате проведенных испытаний установлено, что поглощающий аппарат класса T3 обеспечивает более низкий уровень нагружения элементов конструкции цистерны при соударении.

Как уже отмечалось ранее, уровень продольных и вертикальных ускорений на предохранительном клапане запорной арматуры при соударении вагонов согласно требованиям раздела 2.7 [13] не должен превышать нормативного значения — 6g для продольных и 1,8g для вертикальных ускорений.

На рис. 4 приведен сравнительный график зависимостей продольных ускорений (замедлений) от скорости соударения порожней цистерны с поглощающими аппаратами классов T1, T2 и T3.

Анализ представленных зависимостей на рисунке показывает, что уровень продольных ускорений на запорной арматуре во всем диапазоне скоростей для всех поглощающих аппаратов не превышает 6g.

На рис. 5 приведен сравнительный график зависимостей вертикальных ускорений от скорости соударения порожней цистерны с поглощающими аппаратами классов T1, T2 и T3.

Анализ представленных зависимостей на рисунке показывает, что уровень вертикальных ускорений на запорной арматуре во всем диапазоне скоростей для всех поглощающих аппаратов не превышает 1,8g.

Таким образом, соударение вагона, оборудованного поглощающими аппаратами всех рассмотренных классов, во всем реализованном диапазоне скоростей не превышает критерийных нормативных значений продольных и вертикальных ускорений.

Груженный режим испытаний. В груженом режиме цистерна была заполнена водой до массы брутто 84,95 т согласно протоколу взвешивания.

На рис. 6 приведен сравнительный график зависимостей силы от скорости соударения.

Анализ представленных на рисунке зависимостей показывает, что максимально допустимая скорость соударения груженой цистерны с поглощающим аппаратом класса T1 составляет 8,86 км/ч, с поглощающим

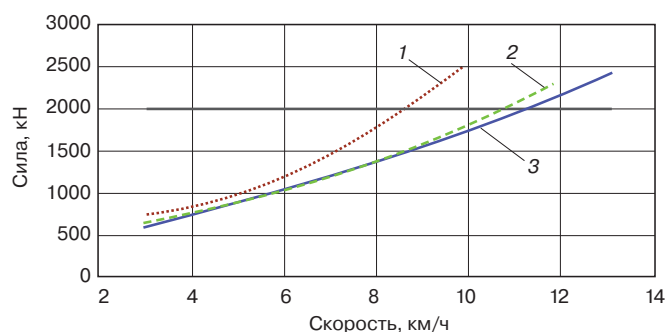


Рис. 6. Зависимость продольной силы от скорости соударения грузовой цистерны с поглощающими аппаратами определенного класса: 1 — аппарат класса T1; 2 — аппарат класса T2; 3 — аппарат класса T3

Fig. 6. Dependence of the longitudinal force on the impact velocity of a loaded tank body with draft gears of a certain class: 1 — Class T1 gear; 2 — Class T2 gear; 3 — Class T3 gear

аппаратом класса T2 — 10,88 км/ч, с поглощающим аппаратом класса T3 — 11,01 км/ч. Поглощающий аппарат класса T3 имеет более низкий уровень сил соударения.

На рис. 7 приведен сравнительный график зависимостей продольных ускорений (замедлений) от скорости соударения грузовой цистерны с поглощающими аппаратами классов T1, T2 и T3.

Анализ представленных зависимостей на рисунке показывает, что уровень продольных ускорений на запорной арматуре во всем диапазоне скоростей для всех поглощающих аппаратов не превышает 6g.

На рис. 8 приведен сравнительный график зависимостей вертикальных ускорений от скорости соударения грузовой цистерны с поглощающими аппаратами классов T1, T2 и T3.

Анализ представленных зависимостей на рисунке показывает, что уровень вертикальных ускорений на запорной арматуре во всем диапазоне скоростей для всех поглощающих аппаратов не превышает 1,8g.

Таким образом, соударение вагона, оборудованного поглощающими аппаратами всех рассмотренных классов, во всем реализованном диапазоне скоростей не превышает критериальных нормативных значений продольных и вертикальных ускорений.

После окончания испытаний на соударение цистерна была осмотрена на предмет формирования повреждений в процессе проведения испытаний. В результате визуального осмотра новых повреждений не обнаружено. Деформация верхнего листа хребтовой балки, обнаруженная до испытаний, не увеличилась. Запорная арматура в исправном состоянии.

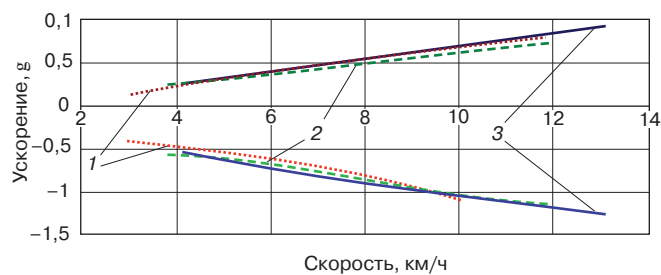


Рис. 7. Зависимость продольных ускорений от скорости соударения грузовой цистерны с поглощающими аппаратами определенного класса: 1 — аппарат класса T1; 2 — аппарат класса T2; 3 — аппарат класса T3

Fig. 7. Dependence of the longitudinal acceleration on the impact velocity of a loaded tank body with draft gears of a certain class: 1 — Class T1 gear; 2 — Class T2 gear; 3 — Class T3 gear

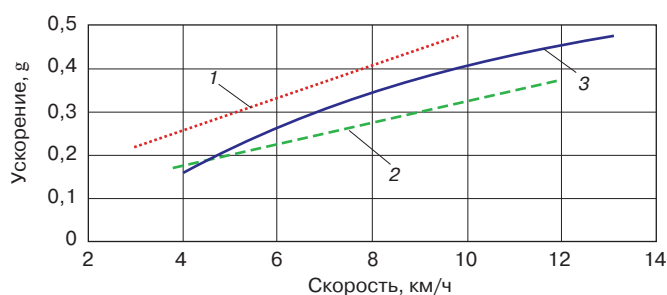


Рис. 8. Зависимость вертикальных ускорений от скорости соударения грузовой цистерны с поглощающими аппаратами определенного класса: 1 — аппарат класса T1; 2 — аппарат класса T2; 3 — аппарат класса T3

Fig. 8. Dependence of the vertical acceleration on the impact velocity of a loaded tank body with draft gears of a certain class: 1 — Class T1 gear; 2 — Class T2 gear; 3 — Class T3 gear

Заключение. На основании анализа результатов проведенных испытаний на соударение цистерны для перевозки опасных грузов 2-го класса установлено:

1. Максимально допустимая скорость соударения вагона-цистерны для перевозки опасных грузов 2-го класса в порожнем состоянии, оборудованного поглощающим аппаратом класса T1, составляет 6,77 км/ч, поглощающим аппаратом класса T2 — 7,92 км/ч, поглощающим аппаратом класса T3 — 8,04 км/ч.

2. Максимально допустимая скорость соударения вагона-цистерны для перевозки опасных грузов 2-го класса в грузном состоянии, оборудованного поглощающим аппаратом класса T1, составляет 8,86 км/ч, поглощающим аппаратом класса T2 — 10,88 км/ч, поглощающим аппаратом класса T3 — 11,01 км/ч.

3. Соударение вагона-цистерны, оборудованного поглощающими аппаратами всех рассмотренных классов, во всем реализованном диапазоне скоростей не превышает критериальных нормативных значений продольных и вертикальных ускорений.

Принимая во внимание результаты проведенных испытаний, а также требования ГОСТ 32913–2014, можно констатировать, что реализация разработанной технологии по роспуску на аттестованных автоматических сортировочных горках вагонов-цистерн для перевозки опасных грузов 2-го класса, оборудованных поглощающими аппаратами класса ТЗ, с обеспечением скорости подхода не более 3 км/ч соответствует требованиям обеспечения безопасности при роспуске.

Благодарности: особую благодарность авторы выражают руководителем Центральной дирекции управления движением ОАО «РЖД» за поддержку при решении актуальной для железнодорожного транспорта задачи, связанной с разработкой технологии безопасного роспуска вагонов для перевозки опасных грузов на аттестованных автоматизированных сортировочных станциях, ученым и специалистам Ростовского филиала АО «НИИАС» за плодотворное сотрудничество при решении указанной задачи, а также рецензентам за рекомендации, позволившие повысить качество содержания статьи.

Acknowledgments: the authors express their gratitude to Central Directorate of Traffic Management of Russian Railways for their support in solving a critical problem for railway transport related to the development of a technology for the safe gravity hump of dangerous freight cars at certified automated gravity hump; to scientists and specialists of the Rostov Branch of JSC NIIAS for effective cooperation, and to the reviewers for their constructive comments, improving the quality of the article.

Финансирование: не указано.

Funding: not specified.

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 ИСТОЧНИКОВ / REFERENCES

1. Соглашение о международном железнодорожном грузовом сообщении (СМГС) [Электронный ресурс]: с изм. и доп. на 1 июля 2022 г. URL: http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_133603 (дата обращения: 27.10.2022) [*Soglasenie o mezhdunarodnom zheleznodorozhnom gruzovom soobshchenii (SMGS)*] [Agreement on International Goods Transport by Rail (AIGTR)]. As amended and revised on 1 July 2022. URL: http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_133603 (accessed: 27.10.2022).

2. Правила технической эксплуатации железных дорог Российской Федерации [Электронный ресурс]: утв. приказом Минтранса России от 23 июня 2022 г. №250. URL: <https://docs.cntd.ru/document/351240235> (дата обращения: 27.10.2022) [*Pravila tekhnicheskoy ekspluatatsii zheleznikh dorog Rossiyskoy Federatsii*] [Rules for the technical operation of the railways of the Russian Federation]. Approved by Order of the Ministry of Transport of Russia dated 23 June 2022 No. 250. (In Russ.). URL: <https://docs.cntd.ru/document/351240235> (accessed: 27.10.2022).

3. Правила перевозок опасных грузов по железным дорогам [Электронный ресурс]: утв. Советом по железнодорожному транспорту государств – участников Содружества, протокол от 5 апреля 1996 г. №15 (ред. от 22.11.2021). URL: http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_97657 (дата обращения: 27.10.2022) [*Pravila perevozok opasnykh грузов po zheleznym dorogam*] [Rules of transport of dangerous goods by rail]. Approved by the Rail Transport Council of the Commonwealth Members, Minutes dated 5 April 1996 No. 15 (ed. 22.11.2021). URL: http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_97657 (accessed: 27.10.2022).

4. Инструкция по составлению натурального листа грузового поезда. Приложение №18 [Электронный ресурс]: утв. на 66-м заседании Совета по железнодорожному транспорту СНГ от 18–19 мая 2017 г. URL: <https://base.garant.ru/71728996/> (дата обращения: 27.10.2022) [*Instruktsiya po sostavleniyu naturnogo lista gruzovogo poezda. Prilozhenie №18*] [Freight train wagon list drafting instructions. Annex No. 18]. Approved by the 66th Meeting of the CIS Rail Transport Council dated 18–19 May 2017. URL: <https://base.garant.ru/71728996/> (accessed: 27.10.2022).

5. Щеглов П. П., Жолобов В. И., Ложникова Т. И. Проблема безопасности при роспуске с сортировочных горок вагонов с легковоспламеняющимися жидкостями // Вестник Всероссийского научно-исследовательского института железнодорожного транспорта. 2005. № 6. С. 36–38 [Shcheglov P. P., Zholobov V. I., Lozhnikova T. I. Problema bezopasnosti pri rospuske s sortirovochnykh gorok vagonov s legkovosplamenyayushchimisya zhidkostyami] [Shunting safety issues of flammable liquid cars shunted on gravity humps]. *Russian Railway Science Journal*. 2005;6:36–38]. EDN: <https://elibrary.ru/hsyoooh>.

6. Вагон-цистерна сочлененного типа для перевозки сжиженных углеводородных газов / С. А. Федоров [и др.] // Вагоны и вагонное хозяйство. 2019. № 2. С. 30–32 [Fedorov S. A., Aginskikh M. V., Lobanov M. S., Shishova E. V. Vagon-tsisterna sochlenennogo tipa dlya perevozki szhizhennykh uglevodorodnykh gazov] [The articulated tank car for transporting liquid hydrocarbon gases]. *Vagony i vagonnoye khozyaystvo*. 2019;2:30–32]. EDN: <https://elibrary.ru/gkxeze>.

7. Интегрированный программно-аппаратный модуль для роспуска опасных грузов / А. Е. Хатламаджиян [и др.] // Железнодорожный транспорт. 2021. № 12. С. 35–37 [Khatlamadzhiyan A. E., Sokolov V. N., Ol'geyzer I. A., Korniyenko K. I. Integrirovannyy programmno-apparatnyy modul' dlya rospuska opasnykh грузов] [Integrated Dangerous Goods Marshalling Software and Hardware Module]. *Zheleznodorozhnyy transport*. 2021;12:35–37]. EDN: <https://elibrary.ru/pkacgg>.

8. Корниенко К. И., Ольгейзер И. А., Соколов В. Н. Обеспечение безопасности роспуска вагонов для перевозки опасных грузов // Управление эксплуатационной работой на транспорте (УЭРТ – 2022): сб. тр. Междунар. науч.-практ. конф., Санкт-Петербург, 15–16 марта 2022 г. СПб.: ПГУПС, 2022. С. 222–227 [Korniyenko K. I., Ol'geyzer I. A., Sokolov V. N. Ensuring the safety of the dissolution of cars for the transportation of dangerous goods. In: *Upravlenie ekspluatatsionnoy rabotoy na transporte (UERT – 2022): sb. tr. Mezhdunar. nauch.-prakt. konf., Sankt-Peterburg, 15–16 marta 2022 g.*] [Transport operations management (UERT – 2022): Proceedings of the International-to-Practice Conference, St. Petersburg, 15–16 March 2022. St. Petersburg: PGUPS; 2022. P. 222–227. (In Russ.)]. EDN: <https://elibrary.ru/iekqkc>.

9. Корниенко К. И., Ольгейзер И. А., Соколов В. Н. О безопасности при роспуске опасных грузов в автоматизированном режиме // Проблемы безопасности на транспорте: материалы XII Международ. науч.-практ. конф., посвященной 160-летию Белорусской железной дороги, Гомель, 24–25 ноября 2022 г.: в 2-х ч. / под общ. ред. Ю. И. Кулаженко. Гомель: Белорусский гос. ун-т транспорта, 2022. Ч. 1. С. 348–351 [Kornienko K. I., Ol'geyzer I. A., Sokolov V. N. O bezopasnosti pri rospuske opasnykh gruzov v avtomatizirovannom rezhime [On the safety of automated shunting of dangerous goods]. In: Kulazhenko Yu. I. (ed.). *Problemy bezopasnosti na transporte: materialy XII Mezhdunar. nauch.-prakt. konf., posvyashchennoy 160-letiyu Belorusskoy zheleznoy dorogi, Gomel', 24–25 noyabrya 2022 g.: v 2 ch.* [Transportation safety issues: Proceedings of the XII International Research-to-Practice Conference devoted to the 160th Anniversary of the Belarusian Railways Gomel, 24–25 November 2022: 2 parts.]. Gomel: Belarus State University of Transport; 2022, Part 1. P. 348–351. (In Russ.). EDN: <https://elibrary.ru/ubcwjg>.

10. Методика аттестации железнодорожных станций с автоматизированными горками с позиции обеспечения безопасности при роспуске вагонов-цистерн для перевозки опасных грузов 2 класса опасности (пропанобутановые смеси) [Электронный ресурс]: утв. распоряжением ОАО «РЖД» от 15 декабря 2017 г. № 1339. Доступ из АСПИЖТ [Metodika attestatsii zheleznodorozhnykh stantsiy s avtomatizirovannymi gorkami s pozitsii obespecheniya bezopasnosti pri rospuske vagonov-tsistern dlya perevozki opasnykh gruzov 2 klassa opasnosti (propanobutanovyye smesi)] [Methodology for the certification of railway stations with automated marshaling yards in terms of safe shunting of Class 2 dangerous goods tank cars (propane-butane mixtures)]. Approved by the Order of Russian Railways JSC dated 15 December 2017. No. 1339. (In Russ.). Accessed from ASPIZHIT].

11. Исследование влияния энергоемкости поглощающих аппаратов на динамико-прочностные характеристики несущих конструкций вагонов / В. И. Беляев [и др.] // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2015. № 4. С. 25–32 [Belyaev V. I., Stupin D. A., Plotkin V. S., Stepanov A. N. Investigation of Draft-Gear Energy Absorption Capacity Effect on the Dynamic Structural Behavior of the Freight Cars' Supporting Structures. *Russian Railway Science Journal*. 2015;(4):25-32. (In Russ.)].

12. Ступин Д. А., Беляев В. И. Исследование влияния энергоемкости поглощающих аппаратов на продольные усилия в наливном поезде // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 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>.

13. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). М.: ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. 317 с. [Normy dlya rascheta i proektirovaniya vagonov zheleznykh dorog MPS kolei 1520 mm (nesamokhodnykh)] [Norms for the calculation and design of railway carriages of the Ministry of Railways of the 1520 mm gauge (non-self-propelled)]. Moscow: GosNIIV-VNIIZhT; 1996. 317 p. (In Russ.).

14. ГОСТ 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 [ГОСТ 32913–2014. Apparaty pogloshchayushchie stsepykh i avtostsepykh ustroystv zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava. Tekhnicheskie trebovaniya i pravila priemki] [Draft gears of coupler and automatic coupler devices of railway rolling stock. Technical specifications and acceptance rules]. Introduction date 2015-06-01. Moscow: Standartinform; 2015. 12 p. (In Russ.).

15. ГОСТ 19433–88. Грузы опасные. Классификация и маркировка: дата введения 1990-01-01. М.: Изд-во стандартов, 2004. 49 с. [ГОСТ 19433–88. *Gruzy opasnye. Klassifikatsiya i markirovka* [Dangerous goods. Classification and marking]. Introduction date 1990-01-01. Moscow: Publishing House of Standards; 2004. 49 p.].

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Дмитрий Алексеевич СТУПИН,

канд. техн. наук, заведующий лабораторией «Автосцепка», научный центр «Нетяговый подвижной состав и автотормозные системы поезда», Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ, 129626, г. Москва, 3-я Мытищинская ул., д. 10), Author ID: 444575, <https://orcid.org/0000-0002-2929-4087>

Андрей Викторович САВРУХИН,

д-р техн. наук, доцент, профессор, кафедра «Управление эксплуатационной работой и безопасностью на транспорте», Российский университет транспорта (РУТ (МИИТ), 127994, г. Москва, ул. Образцова, д. 9, стр. 9), Author ID: 5773, <https://orcid.org/0000-0002-7947-4801>

Роман Александрович ЕФИМОВ,

канд. техн. наук, доцент, кафедра «Управление эксплуатационной работой и безопасностью на транспорте», Российский университет транспорта (РУТ (МИИТ), 127994, г. Москва, ул. Образцова, д. 9, стр. 9), Author ID: 674842, <https://orcid.org/0000-0003-4939-1105>

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Dmitriy A. STUPIN,

Cand. Sci. (Eng.), Head of the Autocoupler Laboratory, Non-Traction Rolling stock and Train Auto-Brake Systems Research Centre, Railway Research Institute (129626, Moscow, 10, 3rd Mytishchinskaya St.), Author ID: 444575, <https://orcid.org/0000-0002-2929-4087>

Andrey V. SAVRUKHIN,

Dr. Sci. (Eng.), Associate Professor, Professor, Department of Transport Security and Operating Management, Russian University of Transport (127994, Moscow, 9, bldg. 9, Obratsova St.), Author ID: 5773, <https://orcid.org/0000-0002-7947-4801>

Roman A. EFIMOV,

Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor, Department of Transport Security and Operating Management, Russian University of Transport (127994, Moscow, 9, bldg. 9, Obratsova St.), Author ID: 674842, <https://orcid.org/0000-0003-4939-1105>

ВКЛАД АВТОРОВ

Дмитрий Алексеевич СТУПИН. Проведение экспериментальных исследований, обработка результатов испытаний (90%).

Андрей Викторович САВРУХИН. Разработка методики исследований, анализ результатов испытаний (8%).

Роман Александрович ЕФИМОВ. Обобщение результатов, оформление статьи (2%).

CONTRIBUTION OF THE AUTHORS

Dmitriy A. STUPIN. Conducting experimental research, processing test results (90%).

Andrey V. SAVRUKHIN. Development of research methods, test result analysis (8%).

Roman A. EFIMOV. Generalisation of the results, design of the article (2%).

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

The authors have read and approved the final manuscript.

Статья поступила в редакцию 18.11.2022, рецензия от первого рецензента получена 22.11.2022, рецензия от второго рецензента получена 29.11.2022, принята к публикации 27.12.2022.

The article was submitted 18.11.2022, first review received 22.11.2022, second review received 29.11.2022, accepted for publication 27.12.2022.



ПАТЕНТЫ ВНИИЖТ

СПОСОБ ОПРЕДЕЛЕНИЯ НОРМАТИВНОГО РАСХОДА ЭНЕРГОРЕСУРСА НА ПОЕЗДКУ ПРИГОРОДНОГО МОТОРВАГОННОГО ПОЕЗДА

К. М. Попов, С. А. Виноградов

Изобретение относится к информационным системам определения и нормирования расхода топливно-энергетических ресурсов на поездку поезда. Способ определения нормативного расхода энергоресурса на поездку пригородного моторвагонного поезда заключается в измерении фактического расхода энергоресурса на разгон после каждой остановки, скорости в конце разгона, времени разгона и температуры атмосферного воздуха, определении количества совершенной механической работы на разгон и текущего значения массы моторвагонного поезда. Значения массы определяют дискретно в процессе каждого разгона, после чего усредняют их и определяют расчетный нормативный расход энергоресурса на поездку. Расчетный расход

энергоресурса на соблюдение микроклимата определяют с использованием текущих значений температуры атмосферного воздуха и коэффициентов влияния температуры на расход. После чего осуществляют сравнение фактического значения расхода энергоресурса с расчетным нормативным. Технический результат заключается в повышении точности и достоверности определения удельного норморасхода энергоресурса для пригородного участка. 1 з.п. ф-лы.

Патент на изобретение RU 2788656 C1, 24.01.2023.

Заявка № 2022117143 от 24.06.2022.

<https://www.elibrary.ru/item.asp?id=50265697>

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



ТРУДЫ ВНИИЖТ

Обобщение мирового опыта тяжеловесного движения. Управление содержанием подвижного состава. Том 1. Грузовые вагоны / пер. с англ. под ред. С. М. Захарова. — Москва : АО «ВНИИЖТ», 2021. — 456 с.

Рассмотрены базовые аспекты, связанные с созданием и эксплуатацией грузовых вагонов. Приведены общие соображения, касающиеся способов повышения провозной способности железных дорог, производительности перевозочного процесса. Представлен пример обзора конструкций грузовых вагонов. Даны методические основы анализа и испытаний, проводимых с целью выяснения эксплуатационного ресурса по усталостной долговечности грузовых вагонов и их компонентов. Приведены экономические соображения, касающиеся применения затрат жизненного цикла для определения суммарной стоимости владения вагоном до конца срока службы. Кратко описаны современные методы компьютерного

моделирования усталостных проявлений в контактах качения и процедуры испытаний. Освещается передовой опыт контроля технического состояния, технического обслуживания и ремонта грузовых вагонов. Рассмотрены мероприятия технического обслуживания и ремонта и особенности нормативно-правового регулирования технической эксплуатации грузовых вагонов разных стран. Описаны средства мониторинга технического состояния грузовых вагонов и поездов непосредственно в процессе движения. Приведена информация о ряде напольных систем мониторинга.

Книга рассчитана на инженерно-технических работников, занимающихся вопросами железнодорожного транспорта, и студентов, изучающих данные проблемы.

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 625.032.3

DOI: 10.21780/2223-9731-2023-82-1-47-57

EDN: <https://elibrary.ru/gpepdu>**МОДЕЛИРОВАНИЕ КОНТАКТНО-УСТАЛОСТНОЙ ПОВРЕЖДЕННОСТИ РЕЛЬСОВ
В ЗОНЕ СВАРНОГО СТЫКА****Е. В. Торская^{1,2}✉, И. Ю. Цуканов^{1,2}, А. Р. Мещерякова^{1,2},
К. Л. Заграничек³, С. М. Захаров³, Е. А. Шур³**¹Институт проблем механики им. А. Ю. Ишлинского РАН (ИПМех РАН),
Москва, Российская Федерация²Научно-технологический университет «Сириус»,
Сочи, Российская Федерация³Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ),
Москва, Российская Федерация**АННОТАЦИЯ**

Введение. Целью исследования является изучение процесса образования и накопления контактно-усталостных повреждений в зоне сварного стыка и выявление степени влияния наличия и характера деформации поверхности катания рельса в зоне сварного соединения, полученного электроконтактной сваркой, на возникновение и развитие контактно-усталостных повреждений, в том числе на количество циклов до зарождения трещины, которое определяет ресурс сварного стыкового соединения.

Материалы и методы. Для моделирования накопления контактно-усталостных повреждений в поверхностных слоях материала при циклически изменяющемся поле напряжений использован подход, при котором в качестве критерия накопления рассматривается величина амплитудных значений максимальных касательных напряжений. В рамках данного подхода были реализованы следующие этапы: определение параметров распределения плотности вероятности нагрузки от колес на рельсы; решение контактной задачи о качении колеса по рельсу с учетом формоизменения рельса в области смятия; моделирование процесса накопления повреждений.

Результаты. Смятие материала рельса в зоне сварного стыка приводит, с одной стороны, к возникновению дополнительной динамической нагрузки, увеличивающей контактные и внутренние напряжения, с другой — к увеличению площади контакта за счет выколаживания головки рельса, что снижает напряжения при контакте. В зависимости от глубины смятия, начальной поврежденности, характера нагружения процесс накопления контактно-усталостных повреждений может как ускоряться, так и замедляться.

Обсуждение и заключение. Подтверждается необходимость устранения термообработкой зон пониженной твердости в местах сварных стыков, приводящих к образованию седловин, трещин и выкрашиваний. Уменьшение размера разупрочненной зоны до размеров пятна контакта практически исключит образование импульсных неровностей, а в случае их образования при контакте не будет дополнительной динамической нагрузки. Вариантом решения проблемы является интенсификация процесса нагрева при локальной термической обработке после сварки, отказ от отдельной локальной термической обработки рельсов после сварки и совмещение ускоренного охлаждения головок рельсов с общим процессом сварки.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: рельсовый стык, динамическая нагрузка, контактная задача, контактно-усталостные повреждения

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Торская Е. В., Цуканов И. Ю., Мещерякова А. Р., Заграничек К. Л., Захаров С. М., Шур Е. А. Моделирование контактно-усталостной поврежденности рельсов в зоне сварного стыка // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2023. Т. 82, № 1. С. 47–57. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-1-47-57>.

✉ torskaya@mail.ru (Е. В. Торская)© Торская Е. В., Цуканов И. Ю., Мещерякова А. Р.,
Заграничек К. Л., Захаров С. М., Шур Е. А., 2023

Original article

UDK 625.032.3

DOI: 10.21780/2223-9731-2023-82-1-47-57

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



SIMULATION OF CONTACT-FATIGUE DAMAGE TO RAILS IN A WELDED RAIL JOINT AREA

Elena V. Torskaya^{1,2}✉, Ivan Yu. Tsukanov^{1,2},
Almira R. Meshcheryakova^{1,2}, Konstantin L. Zagranichek³,
Sergey M. Zakharov³, Evgeniy A. Shur³

¹Ishlinsky Institute for Problems in Mechanics of the Russian Academy of Sciences,
Moscow, Russian Federation

²Sirius University of Science and Technology,
Sochi, Russian Federation

³Railway Research Institute,
Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

Introduction. The aim is to study the formation and accumulation of contact-fatigue damage in a welded rail joint area and to determine the degree of influence of the presence and deformation behaviour of the rail tread surface on an electrically welded joint on the occurrence and development of contact-fatigue damage, including the number of cycles to crack formation, which determines the service life of the welded joint.

Materials and methods. In order to simulate the accumulation of contact-fatigue damage in the material surface under cyclical stress the authors take an approach that considers the peak values of the maximum shear stresses as an accumulation criterion. The following stages have been implemented as part of the given approach: determine the distribution of the probability density of wheel load on the rails; solve the contact problem of a rolling wheel considering the rail shape change in the collapse area; simulate the damage accumulation process.

Results. The collapse of the rail material in a welded rail joint area causes, on the one hand, an additional dynamic load that increases the contact and internal stresses, and on the other hand, increases the contact area due to the flattening of the rail head, which reduces contact stresses. Depending on the depth of collapse, initial damage, nature of loading, the accumulation of contact-fatigue damage can both accelerate and slow down.

Discussion and conclusion. It is confirmed that need for heat treatment to eliminate zones of reduced hardness in welded rail joint areas resulting in saddling, cracks and spalling. Reducing the weakened zone to the size of the contact spot will practically prevent the formation of impulse irregularities, and their formation upon contact would eliminate additional dynamic load. The problem may be solved by intensifying local heat treatment after welding, abandoning separate local heat treatment of rails after welding, and combining accelerated cooling of rail heads with the general welding process.

KEYWORDS: rail joint, dynamic load, contact problem, contact-fatigue damage

FOR CITATION: Torskaya E. V., Tsukanov I. Yu., Meshcheryakova A. R., Zagranichek K. L., Zakharov S. M., Shur E. A. Simulation of contact-fatigue damage to rails in a welded rail joint area. *Russian Railway Science Journal*. 2023;82(1):47-57. (In Russ.). <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-1-47-57>.

✉ torskaya@mail.ru (E. V. Torskaya)

© Torskaya E. V., Tsukanov I. Yu., Meshcheryakova A. R.,
Zagranichek K. L., Zakharov S. M., Shur E. A., 2023

Введение. Местное понижение твердости в зонах термического влияния после электроконтактной сварки и последующей локальной термической обработки является слабым местом сварных стыков в головке рельса: в этих зонах возникают контактно-усталостные повреждения [1]. Этот вид разрушения обусловлен циклическим изменением полей напряжений в материале рельса при его контакте с колесом. Как правило, разрушение происходит после большего числа циклов нагружения-разгрузки (причем при контакте колеса и рельса существует значительный разброс нагрузок на колесо), проскальзываний в зоне контакта и точек первоначального касания. Эти обстоятельства существенно усложняют экспериментальное исследование усталостных явлений и увеличивают роль моделирования в прогнозировании ресурса рельса (в данном случае сварного стыка) по критерию контактно-усталостного разрушения.

Для моделирования этих процессов применяются различные подходы, в частности основанные на применении критериев, имеющих физический смысл энергии, выделяющейся на контакте в виде произведения тангенциальной силы в контакте на относительное проскальзывание [2]. Используются модели, основанные на получении количественных характеристик приспособляемости материалов к циклическому нагружению в виде показателя повреждаемости, который устанавливается на основе лабораторных испытаний, моделирующих взаимодействие колеса и рельса [3]. Есть модели, прогнозирующие накопление пластической деформации в условиях циклического нагружения на базе серии стандартных испытаний рельсовых сталей и конечно-элементного моделирования, при котором находится стабилизированный максимум степени истощения пластичности материала [4]. Критерий зарождения контактно-усталостных повреждений в этих моделях базируется на максимальных растягивающих напряжениях и пластической сдвиговой деформации вблизи поверхности контакта, где имеется «благоприятная» сдвиговая деформационная микроструктура.

Обзор критериев прогнозирования контактно-усталостных повреждений и их оценки применительно к железнодорожным колесам и рельсам дан в [5]. В [6] использован подход, основанный на вероятностных характеристиках процессов взаимодействия пути и подвижного состава на участке с заданными зависимостями, характеризующими состояние пути по его геометрии.

В этой работе для моделирования образования контактно-усталостных повреждений использована группа моделей, основанных на методах и подходах механики контактного взаимодействия, которые

включают определение амплитудных значений максимальных касательных или эквивалентных напряжений в условиях циклического нагружения и расчет функции поврежденности с использованием экспериментально определенного закона накопления повреждений для данного материала рельса [7, 8]. Ранее в рамках исследования сварных стыков было, в частности, установлено, что после смятия материала с меньшей твердостью и быстрого износа деформированного слоя подповерхностный слой имеет начальную поврежденность, которую необходимо учитывать при моделировании процесса накопления повреждений [8]. Наличие поверхностных деформаций (местных или импульсных неровностей), образовавшихся в результате смятия, приводит к дополнительным динамическим эффектам и существенно влияет на характер контакта колеса и рельса из-за «выползаживания» поверхности в результате смятия [9].

Целью данного исследования является изучение процесса образования и накопления контактно-усталостных повреждений в зоне сварного стыка и выявление степени влияния наличия и характера деформации поверхности катания рельса в зоне сварного соединения, полученного электроконтактной сваркой, на возникновение и развитие контактно-усталостных повреждений, в том числе на количество циклов до зарождения трещины, которое определяет ресурс сварного стыкового соединения.

Методы и этапы исследования. Для моделирования накопления контактно-усталостных повреждений в поверхностных слоях материала при циклически изменяющемся поле напряжений применен подход, при котором в качестве критерия накопления рассматривается величина амплитудных значений максимальных касательных напряжений. В рамках данного подхода были реализованы следующие этапы:

1. Определение параметров нормального распределения плотности вероятности нагрузки от колес на рельсы.
2. Решение контактной задачи о качении колеса по рельсу с учетом формоизменения рельса в области смятия.
3. Моделирование процесса накопления повреждений.
4. Анализ результатов и возможных путей снижения повреждаемости.

Источником исходных данных для моделирования служили результаты эксплуатационных наблюдений и последующего материаловедческого анализа контактно-усталостных повреждений в сварных стыках, полученные на двух представительных участках Восточно-Сибирской и Забайкальской железных дорог.

Анализ полученных эксплуатационных данных в прямых участках пути позволил выбрать два случая, в

Таблица 1

Сведения об обследованных рельсах с контактно-усталостными повреждениями в зоне сварных стыков

Table 1

Information on inspected rails with contact-fatigue damage in welded rail joint areas

Перегон	Железная дорога	Категория рельса	Пропущенный тоннаж, млн т брутто	Глубина смятия, мм	Износ, мм	Расстояние повреждения от поверхности катания, мм
Тальцы — Онохой	Восточно-Сибирская	T1, НЭ	674,90	3	2	5
Ледяная — Усть-Пёра	Забайкальская	T1	637,80	0,7	3	6,3

которых наблюдалось возникновение поверхностных контактно-усталостных повреждений в зоне сварного стыка и по которым было проведено их обследование после пропущенного тоннажа более 600 млн т брутто (табл. 1) при среднем значении 656,35 млн т брутто.

При проведении обследования головки рельса на участке Тальцы — Онохой на поверхности катания головки рельса внутри неровности (седловины), образовавшейся в области сварного стыка, было зафиксировано наличие параллельных поверхностных трещин контактной усталости (head checks), а также выкрашиваний длиной до 7 мм, шириной до 4,6 мм и глубиной до 0,6 мм (рис. 1, а). На поперечном изломе рельса присутствует усталостная трещина в подошве рельса. Вопрос о возможной связи данных видов усталостных разрушений будет обсуждаться далее.

При обследовании рельса с перегона Ледяная — Усть-Пёра, имеющего поперечный излом с поперечной усталостной трещиной в головке, установлено, что очаг зарождения трещины расположен на расстоянии 6,5 мм от поверхности катания (рис. 1, б). Возникло предположение, что такой глубокий очаг образовался из-за исходного дефекта материала (концентратора напряжений, рис. 1, б). Дальше разрушение шло по градиенту напряжений, т. е. в сторону поверхности.

Величина пропущенного тоннажа брутто определяется следующим образом [6]:

$$T = \frac{1}{g} \langle 2P \rangle \langle n_j \rangle N, \quad (1)$$

где g — ускорение свободного падения; $\langle 2P \rangle$ — средняя осевая нагрузка экипажей на участке; $\langle n_j \rangle$ — средневзвешенное число осей в экипажах, обращающихся на

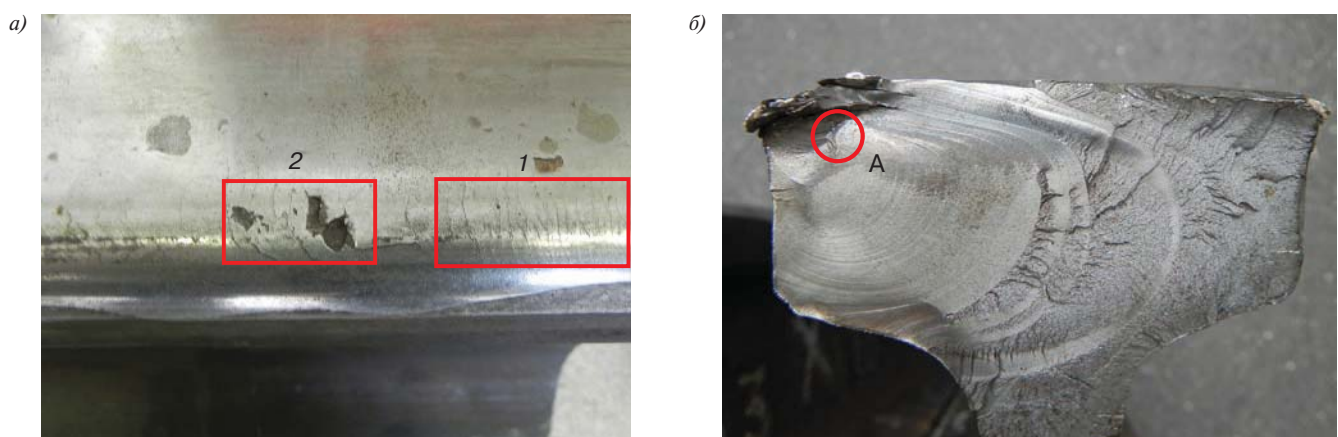


Рис. 1. Варианты разрушения в области сварных стыков:

а — трещины контактной усталости и выкрашивания на поверхности катания рельса в зоне рабочей выкружки на перегоне Тальцы — Онохой: 1 — трещины; 2 — выкрашивания; б — усталостная трещина в головке рельса с перегона Ледяная — Усть-Пёра: А — очаг зарождения поперечной усталостной трещины

Fig. 1. Variations of destruction in welded rail joint areas:

а — contact fatigue and spalling cracks on the rail tread surface in the operating fillet on the Tal'tsy — Onokhoy railway haul: 1 — cracks; 2 — spalling; б — rail head fatigue crack on the Ledyanaya — Ust'-Pyora railway haul: А — transverse fatigue crack initiation site

участке; N — общее количество экипажей, прошедших по заданному участку пути.

Для дальнейших расчетов была выбрана одна из возможных реалистичных комбинаций параметров, обеспечивающих выполнение приведенных ниже статистических распределений:

$$\langle n_j \rangle = 200, N = 5000. \quad (2)$$

Осевая нагрузка, воспринятая колесом вагона, определяется из соотношения

$$P = \frac{T}{2} \cdot 9,8 \cdot 10^3, \text{Н}. \quad (3)$$

Было построено распределение осевой нагрузки по нормальному закону [10] (табл. 2, рис. 2) так, чтобы в сумме получился средний пропущенный тоннаж, воспринятый обследованными рельсами (табл. 1) [6, 11].

При решении контактной задачи рассматривался рельс с неровностью, образовавшейся в результате смятия зон с пониженной твердостью, т. е. сам процесс смятия и удаления деформированного слоя (скоротечный по сравнению с общим числом воздействий) не рассматривался. При смятии происходит выполаживание поверхности катания головки рельса, т. е. меняется тип контактного взаимодействия: вместо точки первоначального касания имеем отрезок конечной длины, который зависит от глубины смятия, а область контакта из эллиптической становится близкой к прямоугольной [9]. Это позволяет для расчета распределения нормального напряжения использовать решение Герца для случая плоской деформации [12]:

$$p(x, y) = p_0 \left(1 - \left(\frac{x}{a} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}}, p_0 = \left(\frac{\eta P E^*}{2\pi b R_{\text{пр}}} \right)^{\frac{1}{2}}; \quad (4)$$

$$\frac{1}{R_{\text{пр}}} = \frac{1}{R} - \frac{1}{R_c}, E^* = \frac{E}{2(1-\nu^2)}, \quad (5)$$

где p_0 — наибольшее контактное давление; a — полуширина области контакта в направлении оси x ; b — полуширина области контакта в направлении, перпендикулярном направлению качения; η — коэффициент динамичности, увеличивающий нагрузку; $R_{\text{пр}}$ — приведенный радиус кривизны; $R = 450$ мм — радиус колеса (с учетом разной величины обточек колес при ремонтах); $R_c \approx L^2 / (2\pi^2 h)$ — радиус кривизны поверхности седловины в ее центре, где $L = 250$ мм — длина неровности рельсового пути, h — глубина неровности (смятия); E — модуль упругости колеса, рельса; ν — коэффициент Пуассона.

Таблица 2

Параметры нормального распределения плотности вероятности нагрузки от колес на рельсы, воспроизводящего пропущенный тоннаж

Table 2

Parameters of the normal distribution of the probability density of the load from the wheels on the rails, reproducing the passed tonnage

Параметр	Значение параметра
Среднее значение, Н	102 970
Среднее квадратическое отклонение, Н	6 521
Пропущенный тоннаж, млн т брутто	656,35

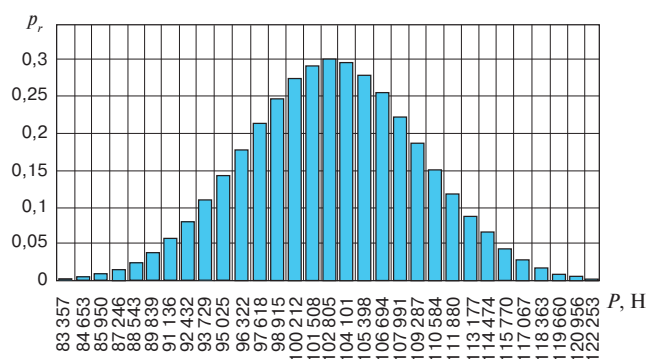


Рис. 2. Распределение вероятности p_r нагрузки от колеса P (половина осевой нагрузки)

Fig. 2. Probability distribution p_r of load from the wheel P (half of the axial load)

Касательные напряжения в области контакта определялись из соотношений [13]:

$$\tau(x, y) = \begin{cases} \mu p(x, y) = \frac{\mu E^*}{4\pi R} \sqrt{a^2 - x^2}, & -a < x < b; \\ \tau_1(x, y) = \frac{\mu E^*}{4\pi R} \left[\sqrt{a^2 - x^2} - \sqrt{(a-x)(x-b)} \right], & b < x < a; \end{cases} \quad (6)$$

$$b = a[2\Delta R / (\mu a) - 1], \quad \Delta = (\omega R - V) / V,$$

где μ — коэффициент трения; b — координата, разделяющая зоны относительного проскальзывания ($-a, b$) и сцепления (b, a), в которой скорость относительного проскальзывания равна нулю; Δ — относительное проскальзывание; ω — угловая скорость, рад/с; V — линейная скорость, м/с.

Наличие неровности приводит к возникновению дополнительной динамической нагрузки, метод моделирования которой предложен в [9] на основе решения уравнений движения колеса по рельсу с учетом

неровности в форме седловины. Коэффициент динамичности нагрузки $\eta = 1 + P_d/P$, где P_d — дополнительная динамическая вертикальная нагрузка на колесо, определяется в зависимости от глубины седловины и жесткости системы «колесо — рельс» как

$$\eta = 1 + \frac{kh}{P} \approx 1 + \frac{h}{\delta}, \quad (7)$$

где k — жесткость пружины, эквивалентная системе «колесо — рельс»; δ — деформация этой пружины ($\delta = 20$ мм) [14]. Для выбранных значений глубины смятия (табл. 1) коэффициенты динамичности принимают следующие значения: при $h = 0,7$ мм $\eta = 1,035$, при $h = 3$ мм $\eta = 1,15$.

Соотношения (1)–(7) позволяют определить нормальные и касательные напряжения в области контакта. Некоторые результаты расчетов представлены на рис. 3, 4. Увеличение глубины смятия, с одной сто-

роны, увеличивает площадь области контакта, за счет чего уменьшаются максимальные значения напряжений. С другой стороны, чем больше глубина смятия, тем больше динамическая нагрузка. Для рассмотренных параметров геометрии смятия ($L = 250$ мм) [12] и двух выбранных значений осевой нагрузки из рассмотренного диапазона (рис. 2) увеличение размера пятна контакта является преобладающим.

На рис. 5 приведены результаты расчетов максимальных касательных напряжений. Во всех рассмотренных случаях они имеют основной максимум под поверхностью, расстояние от точки максимума до поверхности зависит от нагрузки и глубины смятия. Также имеется локальный максимум на поверхности вблизи границы области контакта, связанный с наличием касательных напряжений.

Для моделирования накопления контактно-усталостных повреждений в поверхностных слоях

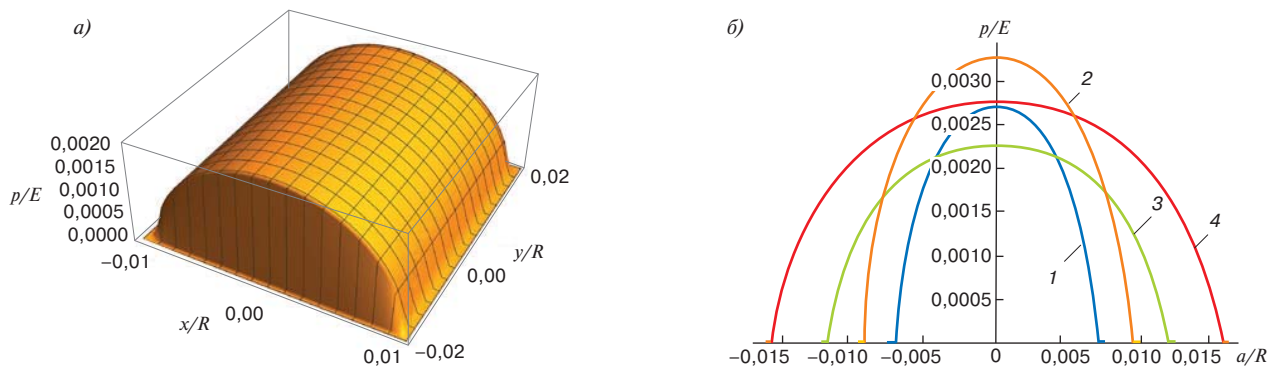


Рис. 3. Распределение нормального напряжения:

a — в области контакта $h = 0,7$ мм, $P = 83\,300$ Н; b — в сечении $y = 0$: 1 — $h = 0,7$ мм, $P = 83\,300$ Н; 2 — $h = 0,7$ мм, $P = 122\,157$ Н; 3 — $h = 3$ мм, $P = 83\,300$ Н; 4 — $h = 3$ мм, $P = 122\,157$ Н

Fig. 3. Distribution of normal stress:

a — in the contact area $h = 0.7$ mm, $P = 83\,300$ N; b — in section $y = 0$: 1 — $h = 0.7$ mm, $P = 83\,300$ N; 2 — $h = 0.7$ mm, $P = 122\,157$ N; 3 — $h = 3$ mm, $P = 83\,300$ N; 4 — $h = 3$ mm, $P = 122\,157$ N

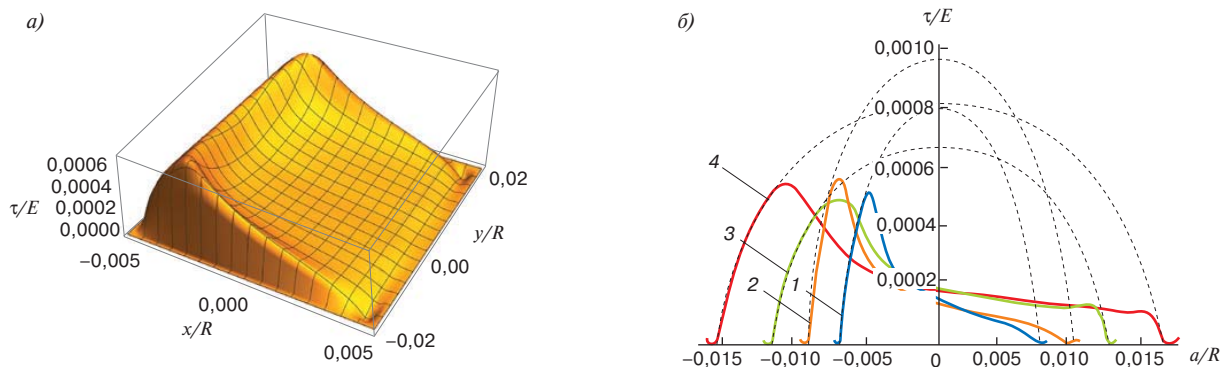


Рис. 4. Распределение касательного напряжения:

a — в области контакта $h = 0,7$ мм, $P = 83\,300$ Н; b — в сечении $y = 0$: 1 — $h = 0,7$ мм, $P = 83\,300$ Н; 2 — $h = 0,7$ мм, $P = 122\,157$ Н; 3 — $h = 3$ мм, $P = 83\,300$ Н; 4 — $h = 3$ мм, $P = 122\,157$ Н; $\Delta = 0,00035$, $\mu = 0,3$ (кривые 1–4)

Fig. 4. Distribution of shear stress:

a — in the contact area $h = 0.7$ mm, $P = 83\,300$ N; b — in section $y = 0$: 1 — $h = 0.7$ mm, $P = 83\,300$ N; 2 — $h = 0.7$ mm, $P = 122\,157$ N; 3 — $h = 3$ mm, $P = 83\,300$ N; 4 — $h = 3$ mm, $P = 122\,157$ N; $\Delta = 0.00035$, $\mu = 0.3$ (curves 1–4)

материала при циклически изменяющемся поле напряжений применяется макроскопический подход [7]. В качестве критерия накопления усталостных повреждений рассматривается величина амплитудных значений максимальных касательных напряжений $\Delta\tau_{\max}(z, t)$ (ось oz направлена вглубь рельса). Скорость накопления повреждений определяется из соотношения

$$\frac{\partial Q(z, t)}{\partial t} = c \left(\frac{\Delta\tau_{\max}(z, t)}{E} \right)^m, \quad (8)$$

где $Q(z, t)$ — распределение поврежденности вдоль оси oz в момент времени t ; E — модуль упругости материала; m и c — параметры, связанные с прочностными свойствами материала (определяются экспериментально). В результате обработки экспериментальных данных для материала сварного стыка [15] были получены значения $m = 1,684$, $c = 9,344825999 \cdot 10^{-23}$ [8].

На процесс накопления контактно-усталостных повреждений в основном материале влияет начальная поврежденность. Здесь для описания зависимости начальной поврежденности Q_0 от глубины используется следующее соотношение [8]:

$$\frac{Q_0(z)}{ct^*} = \alpha e^{-\beta z/R}, \quad (9)$$

где t^* — момент времени, в который достигается критическое значение поврежденности; α и β — параметры, характеризующие меру начальной поврежденности.

Функция (9) убывает по мере удаления от поверхности.

С учетом вероятностного распределения нагрузки на колеса (рис. 2) расчет функции накопленной поврежденности проводится по формуле

$$\frac{Q}{cN} = \sum_i \left[\left(\frac{\tau_{\max}^i}{E} \right)^m p_{ri} \right] + \frac{Q_0}{cN}, \quad p_{ri} \in (0, 1), \quad (10)$$

где p_{ri} — вероятность реализации нагрузки из рассмотренного диапазона (рис. 2); N — число циклов нагружения.

Расчет функции накопленной поврежденности проводился для момента времени $t = t^*$, $m = 1,684$ и разных значений параметров α и β из (9) [8]. Безразмерная глубина рассматриваемой точки упругого полупространства описывается величиной z/R , где $R = 450$ мм — радиус колеса. Результаты представлены на рис. 6–8. Кривая 1 на данных рисунках получена для относительно малой глубины седлообразного дефекта, а кривая 2 — для относительно большой. В первом случае размер пятна контакта меньше, следовательно больше максимальные значения напряжений в приповерхностном слое, вглубь они быстро убывают.

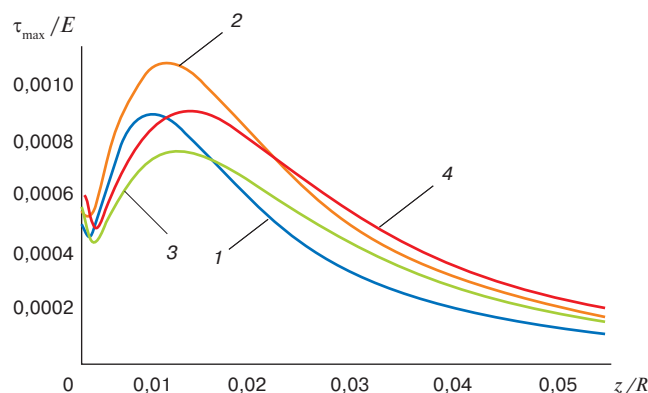


Рис. 5. Зависимость максимальных касательных напряжений от координаты z в безразмерном виде в сечении $y = 0$:
1 — $h = 0,7$ мм, $P = 83\,300$ Н; 2 — $h = 0,7$ мм, $P = 122\,157$ Н;
3 — $h = 3$ мм, $P = 83\,300$ Н; 4 — $h = 3$ мм, $P = 122\,157$ Н;
 $\Delta = 0,00035$, $\mu = 0,3$ (кривые 1–4)

Fig. 5. Dependence of maximum shear stresses from coordinate z in dimensionless form in section $y = 0$:
1 — $h = 0.7$ mm, $P = 83\,300$ N; 2 — $h = 0.7$ mm, $P = 122\,157$ N;
3 — $h = 3$ mm, $P = 83\,300$ N; 4 — $h = 3$ mm, $P = 122\,157$ N;
 $\Delta = 0.00035$, $\mu = 0.3$ (curves 1–4)

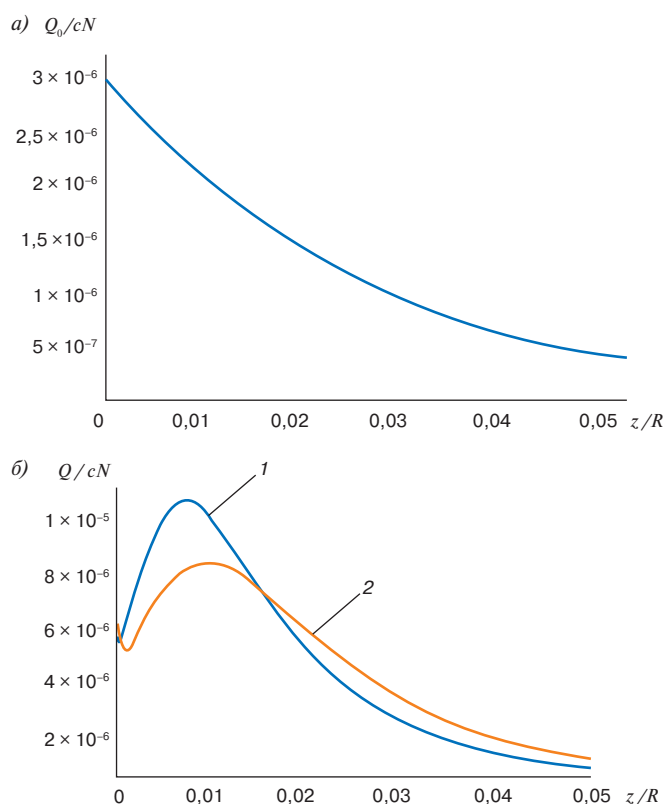


Рис. 6. Кривая начальной поврежденности (а) и кривые накопленной поврежденности (б) при $m = 1,684$,
 $\alpha = 3 \cdot 10^{-6}$, $\beta = 40$:
1 — $h = 0,7$ мм; 2 — $h = 3$ мм

Fig. 6. Initial damage curve (a) and accumulated damage curves (b) at $m = 1.684$,
 $\alpha = 3 \cdot 10^{-6}$, $\beta = 40$:
1 — $h = 0.7$ mm; 2 — $h = 3$ mm

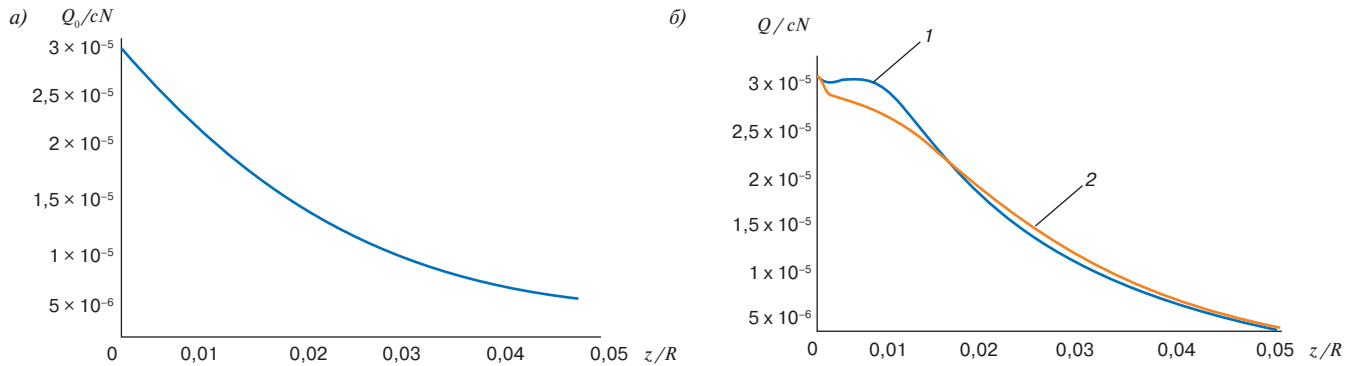


Рис. 7. Кривая начальной поврежденности (а) и кривые накопленной поврежденности (б) при $m = 1,684$, $\alpha = 3 \cdot 10^{-5}$, $\beta = 40$:
1 — $h = 0,7$ мм; 2 — $h = 3$ мм

Fig. 7. Initial damage curve (a) and accumulated damage curves (б) at $m = 1,684$, $\alpha = 3 \cdot 10^{-5}$, $\beta = 40$:
1 — $h = 0.7$ mm; 2 — $h = 3$ mm

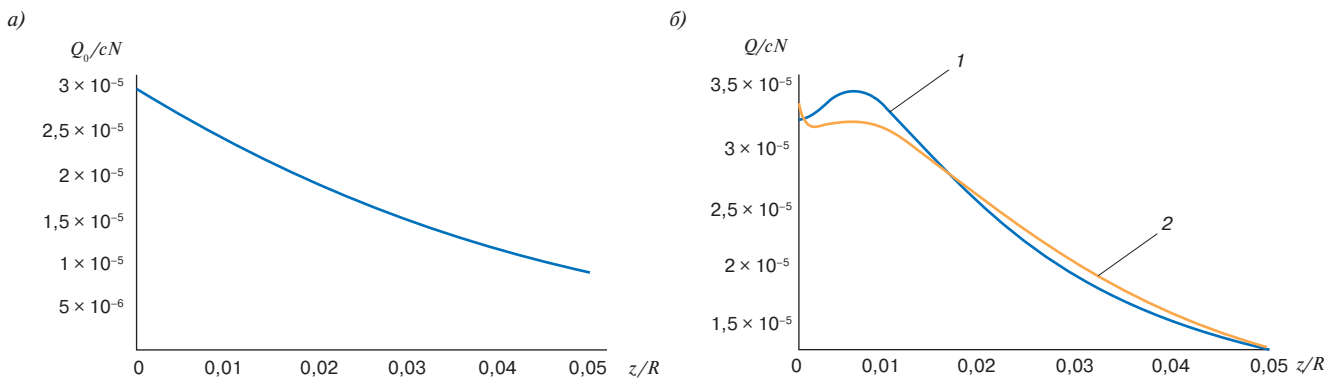


Рис. 8. Кривая начальной поврежденности (а) и кривые накопленной поврежденности (б) при $m = 1,684$, $\alpha = 3 \cdot 10^{-5}$, $\beta = 20$:
1 — $h = 0,7$ мм; 2 — $h = 3$ мм

Fig. 8. Initial damage curve (a) and accumulated damage curves (б) at $m = 1,684$, $\alpha = 3 \cdot 10^{-5}$, $\beta = 20$:
1 — $h = 0.7$ mm; 2 — $h = 3$ mm

Во втором случае из-за относительно большой площади контакта меньше концентрация напряжений, и они медленнее убывают с увеличением расстояния от поверхности. При этом начальная поврежденность в обоих случаях «сдвигает» максимум к поверхности (более заметно для кривой 2, поскольку в этом случае существеннее ее вклад в суммарную поврежденность приповерхностных слоев). Следует отметить, что поврежденность, рассчитанная для рельса без неровности (и без связанных с ней дополнительной динамической нагрузки и начальной поврежденности) при других идентичных входных параметрах расчета, включая статистическое распределение нагрузки, составила (в единицах рис. 6–8) $1,49 \cdot 10^{-5}$ с локализацией $0,009z/R$. При этом расчете предполагалось, что точка первоначального касания колеса и рельса находится в центре дорожки катания рельса, т. е. полученное значение является максимально возможным (учет миграции точки первоначального касания приведет к уменьшению

максимального значения поврежденности и более равномерному ее распределению под дорожкой катания). Полученное значение больше максимальных значений кривых на рис. 6, но меньше аналогичных значений на рис. 7, 8. Из этих результатов следует вывод, что величина начальной поврежденности и глубина смятия определяют локализацию зоны зарождения усталостной трещины (на поверхности или под поверхностью).

Анализ полученных результатов. На образование контактно-усталостных трещин на поверхности катания наличие деформаций и смятий в зоне сварного стыка влияет следующим образом. Возникает дополнительная динамическая нагрузка, которая тем больше, чем больше глубина смятия. В то же время за счет спрямления поверхности головки рельса в результате деформации увеличивается площадь контакта и уменьшается концентрация напряжений, возникающих при контакте с колесом, причем чем глубже смятие, тем меньше концентрация напряжений.

Две эти тенденции работают в противоположном направлении, и в зависимости от глубины смятия, начальной поврежденности, характера нагружения может иметь место как ускорение, так и замедление процесса накопления контактно-усталостных повреждений.

С учетом того что области пониженной твердости располагаются на границах сопряжения зоны термического влияния сварного стыка с основным (цельнокатаным) металлом рельса по обе стороны на расстоянии около 70–100 мм друг от друга, при термообработке необходимо стремиться к минимизации данной области, поскольку размер пятна контакта в системе «колесо — рельс» кратно меньше. Исходя из этого, при уменьшении этих зон до размеров пятна контакта рельса и колеса образование местных импульсных неровностей будет исключено. В этой связи целесообразно рассмотреть вопрос отказа от отдельной локальной термической обработки рельсов после сварки и совмещение ускоренного охлаждения головок рельсов после сварки с общим процессом сварки, что также сможет значительно сократить протяженность зоны термического влияния. Однако следует учитывать, что данный подход на сети предполагает ограниченное применение в зависимости от условий эксплуатации.

С учетом уменьшения максимальных значений контактных напряжений увеличивается вклад в процесс разрушения по усталостному механизму предыдущей накопленной поврежденности, образовавшейся в приповерхностных слоях в результате смятия и последующего быстрого износа деформированного слоя. В рассмотренных случаях в зависимости от вида функции начальной поврежденности, определяемого процессом первоначального смятия, накопленная поврежденность может составлять от 44 до 140 % от поврежденности, накопленной в бездефектном материале рельса.

На усталостные явления в пере подошвы рельса характер распределения контактного давления влияет слабо, поскольку область контакта достаточно удалена от этих зон, но дополнительная динамическая нагрузка, обусловленная смятием, увеличивает максимальные значения напряжений и ускоряет процесс накопления повреждений.

Заключение. 1. Дефект (седловина) в зоне сварного стыка ухудшает динамику взаимодействия экипажа и пути, поскольку создается дополнительная динамическая нагрузка, влияющая на процесс накопления повреждений. В связи с этим подтверждается необходимость шлифования для восстановления геометрии стыка. При этом важно, чтобы прочностные характеристики и твердость материала рельса были малоизменяющимися по глубине для избежания ускоренного образования этого же дефекта после шлифования.

2. При термической обработке зоны сварного стыка необходимо стремиться к уменьшению ширины зоны пониженной твердости. Если дефект существенно меньше размера пятна контакта, он не приводит к перераспределению нагрузки (исходя из постулатов механики разрушения), т. е. дополнительная динамическая нагрузка не будет создаваться. Также при уменьшении этих зон до размеров пятна контакта рельса и колеса образование местных импульсных неровностей будет исключено. Для этого следует опробовать интенсификацию процесса нагрева при локальной термической обработке после сварки, а также проработать вопрос о возможности полного отказа от отдельной локальной термической обработки рельсов после сварки и совмещение ускоренного охлаждения головок рельсов после сварки с общим процессом сварки.

Финансирование: исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ, НТУ «Сириус», ОАО «РЖД» и образовательного Фонда «Талант и успех» в рамках научного проекта № 20-38-51005.

Funding: the reported study was funded by Russian Foundation for Basic Research (RFBR), Sirius University of Science and Technology, JSC Russian Railways and Educational Fund “Talent and success” (Project No. 20-38-51005).

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 ИСТОЧНИКОВ / REFERENCES

1. Пути устранения повышенной повреждаемости рельсов в зоне сварных стыков / Е. А. Шур [и др.] // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2019. Т. 78, № 4. С. 210–217 [Shur E. A., Fedin V. M., Borts A. I., Ronzhina Yu. V., Fimkin A. I. Methods of elimination of rails increased damage in the area of weld joints. *Russian Railway Science Journal*. 2019;78(4):210–217. (In Russ.)]. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2019-78-4-210-217>.
2. Burstow M. C. A model to predict and understand rolling contact fatigue in wheels and rails. In: *Proceedings of the 7th World Congress on Railway Research, WCRR 2006, 4–8 June 2006, Montreal, Canada*. Montreal; 2006. P. 7.
3. Trummer G., Marte C., Dietmaier P., Sommitsch C., Six K. Modeling surface rolling contact fatigue crack initiation taking severe plastic shear deformation into account. *Wear*. 2016;352–353:136–145. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2016.02.008>.
4. Pun C. L., Welsby D., Mutton P., Yan W. Rolling contact fatigue life prediction for rails and welds in heavy haul systems. In: *Proceedings of the 11th International Heavy Haul Association Conference, IHHA 2017, 2–6 September 2017, Cape Town, South Africa*. New York: Curran Associates, Inc.; 2017. P. 56–63.
5. Сакало В. И., Сакало А. В. Критерии для прогнозирования контактно-усталостных повреждений в колесах железнодорожного подвижного состава и рельсах // Вестник Научно-

исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2019. Т. 78, № 3. С. 141–148 [Sakalo V. I., Sakalo A. V. Criteria for predicting the initiation of rolling contact fatigue damage in the railway wheels and rails. *Russian Railway Science Journal*. 2019;78(3):141-148. (In Russ.)]. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2019-78-3-141-148>.

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. Y. 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. Горячева И. Г. Механика фрикционного взаимодействия. М.: Наука, 2001. 478 с. [Goryacheva I. G. *Mekhanika friktsionnogo vzaimodeystviya* [The mechanics of frictional interaction] Moscow: Nauka; 2001. 478 p. (In Russ.)].

8. Контакт-усталостные повреждения материала рельсов в области сварных стыков / Е. В. Торская [и др.] // Физическая мезомеханика. 2022. Т. 25, № 5. С. 12–25 [Torskaya E. V., Goryacheva I. G., Muravieva T. I., Shcherbakova O. O., Tsukanov I. Yu., Meshcheryakova A. R., et al. Rolling contact fatigue damage in welded rail steel joints. *Physical Mesomechanics*. 2022;25(5):12-25. (In Russ.)]. http://doi.org/10.55652/1683-805X_2022_25_5_12.

9. Мещерякова А. Р., Цуканов И. Ю. Влияние смятия в зоне сварных стыков рельсового пути на контактное взаимодействие в системе «колесо — рельс» // Трение и износ. 2022. Т. 43, № 2. С. 192–201 [Meshcheryakova A. R., Tsukanov I. Yu. Influence of Flattening in the Zone of Welded Joints of a Railway on Contact Interaction in the Wheel—Rail System. *Journal of Friction and Wear*. 2022;43(2):192-201. (In Russ.)]. <https://doi.org/10.32864/0202-4977-2022-43-2-192-201>.

10. Коссов В. С., Краснов О. Г., Акашев М. Г. Влияние смятия в зоне сварных стыков на силовое воздействие подвижного состава на путь // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2020. Т. 79, № 1. С. 9–16 [Kossov V. S., Krasnov O. G., Akashev M. G. The impact of deformation in the zone of welded joints on the force action of the rolling stock on the track. *Russian Railway Science Journal*. 2020;79(1):9-16. (In Russ.)]. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2020-79-1-9-16>.

11. Гмурман В. Е. Теория вероятностей и математическая статистика: учеб. пособие для вузов. 12-е изд. М.: Юрайт, 2020. 480 с. [Gmurman V. E. *Teoriya veroyatnostey i matematicheskaya statistika: ucheb. posobie dlya vuzov* [The Probability Theory and Mathematical Statistics: textbook for universities]. 12th ed. Moscow: Urait; 2020. 480 p. (In Russ.)].

12. Johnson K. L. *Contact Mechanics*. Cambridge: Cambridge University Press; 1985. 452 p. <https://doi.org/10.1017/cbo9781139171731>.

13. Carter F. W. On the action of a locomotive driving wheel. *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical and Physical Character*. 1926;112(760):151-157. <https://doi.org/10.1098/rspa.1926.0100>.

14. Вершинский С. В., Данилов В. Н., Хусидов В. Д. Динамика вагона: учеб. для вузов ж.-д. транспорта / под ред. С. В. Вершинского. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Транспорт, 1991. 360 с. [Vershinskiy S. V., Danilov V. N., Khusidov V. D. *Dinamika vagona: ucheb. dlya vuzov zh.-d. transporta* [Car dynamics: textbook for railway universities]. 3rd ed., upd. and rev. Moscow: Transport; 1991. 360 p. (In Russ.)].

15. Борц А. И., Долгих Л. В., Заграничек К. Л. Испытания рельсов на выносливость // Путь и путевое хозяйство. 2013. № 2. С. 16–22 [Borts A. I., Dolgikh L. V., Zagranichesk K. L. Ispytaniya rel'sov na vyнослиvost' [Rail durability testing]. *Railway Track and Facilities*. 2013;2:16-22. (In Russ.)].

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Елена Владимировна ТОРСКАЯ,

д-р физ.-мат. наук, профессор РАН, ведущий научный сотрудник, лаборатория трибологии, Институт проблем механики им. А. Ю. Ишлинского РАН (ИПМех РАН, 119526, г. Москва, пр-т Вернадского, д. 101, корп. 1), Author ID: 13427, <https://orcid.org/0000-0001-5654-7441>

Иван Юрьевич ЦУКАНОВ,

канд. техн. наук, старший научный сотрудник, лаборатория трибологии, Институт проблем механики им. А. Ю. Ишлинского РАН (ИПМех РАН, 119526, г. Москва, пр-т Вернадского, д. 101, корп. 1), Author ID: 721434, <https://orcid.org/0000-0001-9387-6818>

Альмира Рифовна МЕЩЕРЯКОВА,

канд. физ.-мат. наук, младший научный сотрудник, лаборатория трибологии, Институт проблем механики им. А. Ю. Ишлинского РАН (ИПМех РАН, 119526 Россия, г. Москва, пр-т Вернадского, д. 101, корп. 1), Author ID: 963641, <https://orcid.org/0000-0002-5938-5633>

Константин Львович ЗАГРАНИЧЕК,

заведующий лабораторией, НЦ «Рельсы, сварка и транспортное материаловедение», Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ, 129626, г. Москва, ул. 3-я Мытищинская, д. 10), Author ID: 808109, <https://orcid.org/0000-0001-8702-4264>

Сергей Михайлович ЗАХАРОВ,

д-р техн. наук, профессор, научный консультант, НЦ «Рельсы, сварка и транспортное материаловедение», Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ, 129626, Россия, г. Москва, ул. 3-я Мытищинская, д. 10), Author ID: 731500, <https://orcid.org/0000-0002-5235-7816>

Евгений Авелевич ШУР,

д-р техн. наук, профессор, главный научный сотрудник, НЦ «Рельсы, сварка и транспортное материаловедение», Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ, 129626, г. Москва, ул. 3-я Мытищинская, д. 10), Author ID: 764128, <https://orcid.org/0000-0003-4248-195X>

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Elena V. TORSKAYA,

Dr. Sci. (Phys. and Math.), Professor of the Russian Academy of Sciences, Leading Researcher, Tribology Laboratory, Ishlinsky Institute for Problems in Mechanics of the Russian Academy of Sciences (119526, Moscow, 101, bldg. 1, Vernadskiy Ave.), Author ID: 13427, <https://orcid.org/0000-0001-5654-7441>

Ivan Yu. TSUKANOV,

Cand. Sci. (Eng.), Senior Researcher, Tribology Laboratory, Ishlinsky Institute for Problems in Mechanics of the Russian Academy of Sciences (119526, Moscow, 101, bldg. 1, Vernadskiy Ave.), Author ID: 721434, <https://orcid.org/0000-0001-9387-6818>

Almira R. MESHCHERYAKOVA,

Cand. Sci. (Phys. and Math.), Junior Researcher, Tribology Laboratory, Ishlinsky Institute for Problems in Mechanics of the Russian Academy of Sciences (119526, Moscow, 101, bldg. 1, Vernadskiy Ave.), Author ID: 963641, <https://orcid.org/0000-0002-5938-5633>

Konstantin L. ZAGRANICHEK,

Head of Laboratory, Rails, Welding and Transport Material Research Centre, Railway Research Institute (129626, Moscow, 10, 3rd Mytishchinskaya St.), Author ID: 808109, <https://orcid.org/0000-0001-8702-4264>

Sergey M. ZAKHAROV,

Dr. Sci. (Eng.), Professor, Academic Advisor, Rails, Welding and Transport Material Research Centre, Railway Research Institute (129626, Moscow, 10, 3rd Mytishchinskaya St.), Author ID: 731500, <https://orcid.org/0000-0002-5235-7816>

Evgeniy A. SHUR,

Dr. Sci. (Eng.), Professor, Chief Researcher, Rails, Welding and Transport Material Research Centre, Railway Research Institute (129626, Moscow, 10, 3rd Mytishchinskaya St.), Author ID: 764128, <https://orcid.org/0000-0003-4248-195X>

ВКЛАД АВТОРОВ

Елена Владимировна ТОРСКАЯ. Постановка задачи моделирования (15 %).

Иван Юрьевич ЦУКАНОВ. Моделирование дополнительной динамической нагрузки на неровности сварного стыка (25 %).

Альмира Рифовна МЕЩЕРЯКОВА. Моделирование процесса накопления контактно-усталостных повреждений (25 %).

Константин Львович ЗАГРАНИЧЕК. Анализ и выбор исходных данных для моделирования (15 %).

Сергей Михайлович ЗАХАРОВ. Обзор и анализ состояния вопроса, анализ результатов моделирования (10 %).

Евгений Авелевич ШУР. Анализ результатов моделирования, выводы (10 %).

CONTRIBUTION OF THE AUTHORS

Elena V. TORSKAYA. Setting up a simulation problem (15 %).

Ivan Yu. TSUKANOV. A simulation of additional dynamic load on welded joint irregularities (25 %).

Almira R. MESHCHERYAKOVA. A simulation of contact fatigue damage accumulation (25 %).

Konstantin L. ZAGRANICHEK. An analysis and selection of initial simulation data (15 %).

Sergey M. ZAKHAROV. A review of the issue and an analysis of the simulation results (10 %).

Evgeniy A. SHUR. An analysis of the simulation results, conclusions (10 %).

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

The authors have read and approved the final manuscript.

Статья поступила в редакцию 26.10.2022, рецензия от первого рецензента получена 07.11.2022, рецензия от второго рецензента получена 17.11.2022, принята к публикации 09.12.2022.

The article was submitted 26.10.2022, first review received 07.11.2022, second review received 17.11.2022, accepted for publication 09.12.2022.

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).

ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

Оригинальная статья

УДК 629.4.027.3

DOI: 10.21780/2223-9731-2023-82-1-58-68

EDN: <https://elibrary.ru/ggsspk>**ВОЗМОЖНОСТЬ ПОВЫШЕНИЯ КРИТИЧЕСКОЙ СКОРОСТИ ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ ЭЛЕКТРОПОЕЗДОВ ЗА СЧЕТ ПОПЕРЕЧНОГО ПОДРЕССОРИВАНИЯ ТЯГОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ****А. В. Харитонов^{1, 2}**¹Российский университет транспорта РУТ (МИИТ),
Москва, Российская Федерация²Проектно-конструкторско-технологическое бюро по нормированию — филиал ОАО «РЖД»,
Москва, Российская Федерация**АННОТАЦИЯ**

Введение. На большинстве современных скоростных и высокоскоростных электропоездов применяется тяговый привод класса II с жестким или упругим опиранием электродвигателей на раму тележки. На тележках электропоездов платформы Velaro и на электропоезде ЭВС «Сапсан» оба тяговых двигателя жестко опираются на поддон, который упруго связан с рамой тележки в поперечном направлении посредством четырех листовых рессор. Ввиду малой поперечной жесткости подвески при движении поезда поддон с тяговым электродвигателем совершает поперечные перемещения относительно рамы тележки, обусловленные величиной свободного хода поддона. Данная конструкция проявляет себя как динамический гаситель колебаний в определенном диапазоне частот и способствует повышению критической скорости поезда.

Материалы и методы. Для оценки свойств поперечного подрессоривания тягового электродвигателя на раме тележки проведены амплитудно-частотный анализ и исследование свободных и вынужденных горизонтальных колебаний систем упругого и жесткого подвешивания тягового электродвигателя на раму тележки с определением вероятностных характеристик случайных процессов. Для этих целей разработана имитационная 3D-модель моторного вагона высокоскоростного электропоезда в программном комплексе «Универсальный механизм». В результате численного моделирования были получены реализации стационарных и эргодических случайных процессов.

Результаты. Поперечное подрессоривание тягового электродвигателя придает ему функции динамического гасителя колебаний, положительно сказывается на устойчивости экипажа с высокой скоростью, существенно снижает амплитуду и частоту горизонтальных колебаний рамы тележки, а также рамные силы. Максимальный эффект динамического демпфирования достигается при собственной частоте поперечных колебаний тягового электродвигателя, близкой к частоте поперечных колебаний колесной пары.

Обсуждение и заключение. Эффект динамического демпфирования возможно получить в определенном диапазоне собственной частоты поперечных колебаний тягового электродвигателя, зависящей от параметров контакта колеса и рельса, демпфирования горизонтальных колебаний электродвигателя, необходимого для ограничения резонансных амплитуд колебаний. При этом малая жесткость подвески способствует увеличению поперечных и угловых перемещений тягового электродвигателя. Допустимые поперечные и угловые перемещения необходимо регламентировать в зависимости от характеристик зубчатой муфты и параметров экипажной части в целом на этапе проектирования данной конструкции.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: электропоезда, упругое подвешивание тяговых электродвигателей, поперечное подрессоривание, параметры подвески двигателей, имитационная 3D-модель, амплитудно-частотная характеристика, критическая скорость

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Харитонов А. В. Возможность повышения критической скорости высокоскоростных электропоездов за счет поперечного подрессоривания тяговых двигателей // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2023. Т. 82, № 1. С. 58–68. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-1-58-68>.

✉ antonharitonov36@gmail.com (А. В. Харитонов)

© Харитонов А. В., 2023

TECHNICAL MEANS OF RAILWAY TRANSPORT

Original article

UDK 629.4.027.3

DOI: 10.21780/2223-9731-2023-82-1-58-68

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



POSSIBILITY OF INCREASING THE CRITICAL SPEED OF HIGH-SPEED ELECTRIC TRAINS USING TRANSVERSE CUSHIONING OF TRACTIVE MOTORS

Anton V. Kharitonov^{1,2}

¹Russian University of Transport,
Moscow, Russian Federation

²Leading Technologist of the Design and Technological Bureau for Rationing —
Branch of JSC Russian Railways,
Moscow, Russian Federation

ABSTRACT

Introduction. Most modern bullet and high-speed electric trains are equipped with a Class II power actuator with stiff or elastic support of electric motors on the bogie frame. Both tractive motors on the bogies of electric trains of the Velaro platform and on the Sapsan High-Speed Electric Train are rigidly supported on the underpan, which is elastically connected to the bogie frame in the transverse direction by means of four leaf springs. Due to the low lateral stiffness of the suspension, when the train is moving, the underpan with the electric tractive motor makes transverse displacement relative to the bogie frame depending on the amount of free play of the underpan. This design acts as a dynamic shock absorber in a certain frequency range and contributes to an increase in the critical speed of the train.

Materials and methods. In order to evaluate the properties of the electric tractive motor transverse cushioning, the bogie frame was subjected to an amplitude-frequency analysis and a study of free and forced horizontal oscillations of the elastic and stiff suspension systems of the electric tractive motor on the bogie frame with the definition of probabilistic characteristics of random processes. For these purposes, a 3D simulation model of a motor car of a high-speed electric train has been developed in the Universal Mechanism software package. Numerical simulations gave realisations of stationary and ergodic random processes.

Results. The transverse cushioning of the electric tractive motor gives it the function of a dynamic shock absorber, has a positive impact on the stability of the cab at high speed, significantly reduces the amplitude and frequency of horizontal oscillations of the bogie frame, as well as frame forces. The maximum effect of dynamic damping is achieved at a natural frequency of transverse oscillations of the electric tractive motor, close to the frequency of transverse oscillations of the wheel pair.

Discussion and conclusion. The dynamic damping effect can be obtained within a certain range of the natural frequency of transverse oscillations of the electric tractive motor, depending on the parameters of the contact between the wheel and the rail, damping of the horizontal oscillations of the electric motor necessary to limit the resonant oscillation amplitudes. At the same time, the low stiffness of the suspension contributes to an increase in the transverse and angular displacement of the electric tractive motor. Permissible transverse and angular displacement require regulation depending on the characteristics of the gear clutch and the parameters of the undercarriage as a whole at the design stage of this design.

KEYWORDS: electric trains, elastic suspension of electric tractive motors, transverse cushioning, motor suspension parameters, 3D simulation model, amplitude frequency response, critical speed

FOR CITATION: Kharitonov A. V. Possibility of increasing the critical speed of high-speed electric trains using transverse cushioning of tractive motors. *Russian Railway Science Journal*. 2023;82(1):58-68. (In Russ.). <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-1-58-68>.

Введение. При проектировании новых серий пассажирского подвижного состава конструкторы стремились к повышению критической скорости движения. Конструкция, в которой моторно-редукторный блок опирается на кузов, реализована на французских электропоездах семейства TGV и итальянском поезде ETR 500. Это в значительной степени облегчило вес моторной тележки, однако потребовало применения сложных технических решений, необходимых для компенсации возросших относительных перемещений между тяговым приводом и колесной парой. Впоследствии от данной конструкции было решено отказаться в пользу тягового привода класса II с передачей тягового момента от двигателя на редуктор с помощью зубчатой муфты. Жесткое крепление тяговых электродвигателей (ТЭД) на раме тележки реализовано в конструкции китайских и японских высокоскоростных электропоездов с короткой базой (2,5–2,7 м), а устойчивость тележки на высокой скорости достигается за счет применения активных систем подавления поперечных колебаний и гидродемпферов влияния с нелинейной характеристикой. Инженеры компании Alstom при проектировании поезда AGV также реализовали жесткое крепление ТЭД, однако тележка серии CL 334 имеет длинную базу (3 м), за счет чего и обеспечивается высокая устойчивость движения.

Для увеличения критической скорости экипажа на тележках с короткой базой реализована конструкция с поперечным подрессориванием ТЭД без применения специальных активных систем подавления поперечных колебаний. В качестве упругого элемента, способствующего возникновению поперечных перемещений ТЭД, могут выступать резинометаллические блоки (тележка FLEXX Speed), листовые рессоры (тележки SF 500, SF 520), маятниковые опоры (тележка FLEX Power 350). Для уменьшения поперечной составляющей колебаний двигателя относительно рамы тележки он демпфирован в поперечном направлении гидродемпфером.

В [1] приведены результаты моделирования упругого подвешивания ТЭД локомотива в поперечном направлении с помощью шарнирных подвесок, а в [2] исследовались АЧХ и свободные колебания тележки SF 520, в которой ТЭД подрессорены в поперечном направлении с помощью упругих блоков. За счет подбора оптимальной поперечной жесткости и демпфирования подвески ТЭД удалось получить эффект динамического гашения. Целью данной работы является оценка влияния упругого подвешивания ТЭД на устойчивость движения и исследование вынужденных колебаний экипажа с поперечно-подвижными ТЭД.

Материалы и методы. В соответствии с [3] при совпадении парциальной частоты системы динамического демпфера с частотой возмущения достигается максимальный эффект виброгашения защищаемой

конструкции. Для объяснения данного явления и получения оптимальных значений жесткости подвески ТЭД разработана упрощенная динамическая модель (рис. 1). Для данной модели степени свободы системы эквивалентны поперечному перемещению элементов экипажной части вагона поезда, а упруго-диссипативные, инерционные и геометрические параметры эквивалентны значениям параметров тележки SF 520 и ТЭД поездов ЭВС «Сапсан». Модель учитывает поперечное перемещение тележки и тягового двигателя, а возмущением системы является гармоническое движение колесных пар.

С учетом демпфирования системы передаточная функция $W(j\omega) = y_t(j\omega) / y_{\text{кп}}(j\omega)$ в частотной области выражается следующим образом:

$$W(j\omega) = \left(J_{1y}(-\omega^2 m_d + j\omega(\beta_d + \beta_m) + K_{\text{oc}}) - j\omega\beta_m(j\omega\beta_d + K_{\text{oc}}) \right) / \left((-\omega^2 m_t + j\omega(\beta_d + \beta_{2y}) + J_{1y} + J_{2y} + K_{\text{oc}})(-\omega^2 m_d + j\omega(\beta_d + \beta_m) + K_{\text{oc}}) - (j\omega\beta_d + K_{\text{oc}})^2 \right), \quad (1)$$

где $J_{1y}, J_{2y}, K_{\text{oc}}$ — эквивалентные поперечные жесткости 1-й, 2-й ступеней рессорного подвешивания и подвески ТЭД соответственно; β_{2y}, β_d — эквивалентное поперечное демпфирование 2-й ступени рессорного подвешивания и подвески ТЭД соответственно; β_m — эквивалентное демпфирование зубчатой муфты; m_t, m_d — эквивалентные массы рамы тележки и ТЭД соответственно; $y_t, y_{\text{кп}}$ — поперечное перемещение рамы тележки и колесных пар соответственно; ω — угловая частота, рад; j — мнимая единица.

Поперечное демпфирование подвески ТЭД определялось по следующей формуле:

$$\beta_d = 2n\sqrt{m_d K_{\text{oc}}}, \quad (2)$$

где n — относительный коэффициент затухания, для которого принимались значения, равные $0 \div 1$.

Учитывая эффект демпфирования колебаний ТЭД за счет трения в зубчатом зацеплении муфты, коэффициент демпфирования эквивалентного демпфера β_m рассчитывают исходя из равенства энергии, рассеиваемой за период колебания по методике, изложенной в [4].

Если знаменатель выражения (1) равен нулю, то передаточная функция $W(j\omega) \rightarrow \infty$ — явление резонанса. Если числитель выражения (1) равен нулю, то $W(j\omega) \rightarrow 0$ — явление антирезонанса, при котором достигается максимальный эффект виброгашения. Пренебрегая диссипативными составляющими, необходимое при этом значение поперечной жесткости подвески ТЭД выражают следующим образом:

$$K_{\text{oc}} \approx m_d \omega^2. \quad (3)$$

Согласно формуле (3) для достижения максимального эффекта от работы динамического гасителя колебаний необходимо, чтобы собственная частота поперечных колебаний ТЭД равнялась частоте возмущения, которым в области низких частот является влияние колесной пары.

Для исследования свободных и вынужденных колебаний экипажа с поперечным подрессориванием ТЭД разработана имитационная 3D-модель моторного вагона высокоскоростного электропоезда в программном комплексе «Универсальный механизм» (УМ) [5]. Модель содержит 66 степеней свободы и состоит из твердых тел, связанных линейными и нелинейными упруго-диссипативными элементами. В модели ТЭД реализованы как отдельные тела с поперечной подвижностью относительно рамы тележки (рис. 2). Пружины и пневморессоры моделируются линейными силами. Резинометаллические элементы моделируются силовым элементом типа «сайлент-блок». Торсион, предназначенный для стабилизации наклона кузова, моделируется двумя твердыми телами, представляющими собой половины торсиона, связанные между собой сайлент-блоком, имеющим жесткость на скручивание. Гидравлические гасители колебаний моделируются биполярными силами. Буксовые поводки моделируются твердыми телами, связанными с колесными парами шарниром вращения по оси Y . Для имитации болтовых соединений при жестком скреплении траверсы тележки с кузовом используются фиктивные силовые элементы типа «сайлент-блок» с жесткостью порядка 10^6 – 10^8 Н/м. Значения массовых, инерционных, упруго-диссипативных параметров, а также пространственные координаты расположения силовых элементов и исследуемых тел соответствуют конструкции тележки SF 520 с профилем колес ВНИИЖТ-РМ-70 [6, 7] и рельса UIC60.

Касательные силы в контакте колеса и рельса рассчитывались с помощью алгоритма FASTSIM, основанного на линейной теории сил крива Калкера [4, 8]. Данный алгоритм стал стандартом расчета сил крива в контакте «колесо — рельс» в современных пакетах моделирования динамики рельсовых экипажей.

Согласно линейной теории Калкера линейные соотношения между кривом и силами крива с учетом момента сил поворотного крива (спина) задаются следующими формулами:

$$F_x = -f_{33}\xi_x; \quad (4)$$

$$F_y = -f_{11}\xi_y - f_{12}\xi_{sp}; \quad (5)$$

$$M_z = f_{12}\xi_y - f_{22}\xi_{sp}, \quad (6)$$

где F_x , F_y — продольная и поперечная составляющие сил крива соответственно; M_z — момент сил поворотного крива; ξ_x , ξ_y , ξ_{sp} — продольный, поперечный и

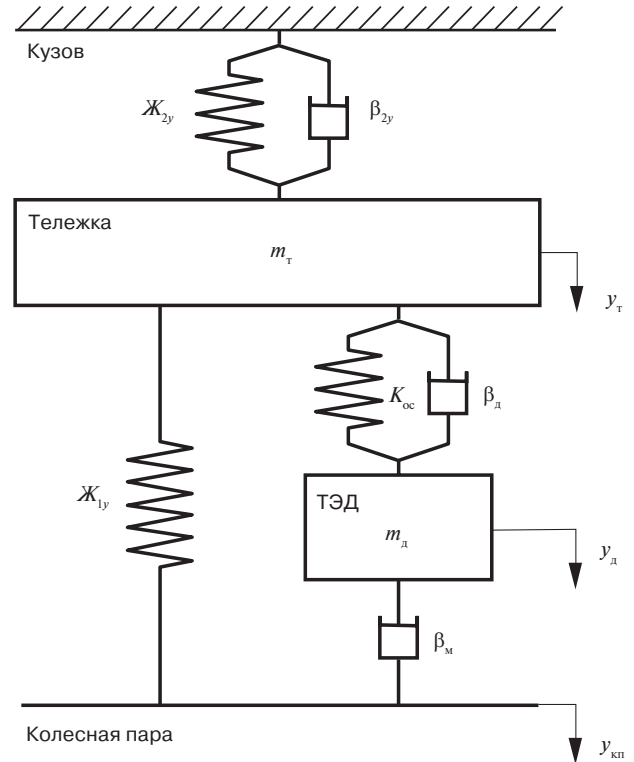


Рис. 1. Упрощенная динамическая модель поперечных перемещений элементов экипажа: β_{2y} , β_d — эквивалентное поперечное демпфирование 2-й ступени рессорного подвешивания и подвески ТЭД соответственно; J_{1y} , J_{2y} и K_{oc} — эквивалентные поперечные жесткости 1-й, 2-й ступеней рессорного подвешивания и подвески ТЭД соответственно; β_m — эквивалентное демпфирование зубчатой муфты; m_t , m_d — эквивалентные массы рамы тележки и ТЭД соответственно; y_t , y_d , $y_{кп}$ — поперечное перемещение рамы тележки, ТЭД и колесных пар соответственно

Fig. 1. Simplified dynamic model of transverse displacement of cab components:

β_{2y} , β_d — equivalent transverse damping of the secondary spring suspension and electric traction motor suspension; J_{1y} , J_{2y} and K_{oc} — equivalent lateral stiffness of the primary and secondary spring suspension and electric traction motor suspension; β_m — equivalent damping of the gear clutch; m_t , m_d — equivalent masses of the bogie frame and electric traction motor; y_t , y_d , $y_{кп}$ — transverse displacement of the bogie frame, electric traction motor and wheel pair

поворотный кривы соответственно; f_{33} , f_{11} , f_{12} , f_{22} — коэффициенты крива, определенные Калкером следующим образом:

$$f_{33} = (ab)GC_{11}; \quad (7)$$

$$f_{11} = (ab)GC_{22}; \quad (8)$$

$$f_{12} = (ab)^{3/2}GC_{23}; \quad (9)$$

$$f_{22} = (ab)^2GC_{33}, \quad (10)$$

где a и b — полуоси эллипса контакта, м; G — модуль сдвига материала колес и рельса, для стали $G = 80$ ГПа; C_{ij} — параметры для коэффициентов крива [8].

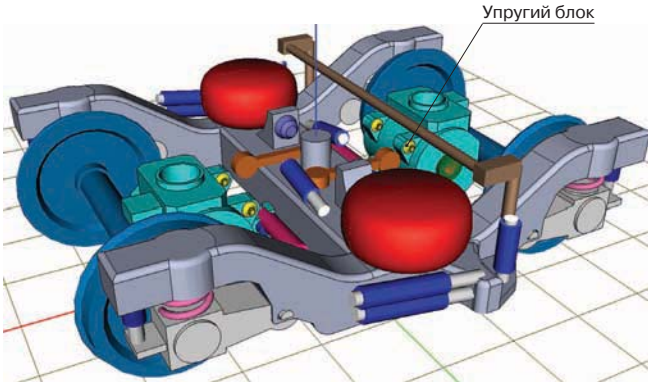


Рис. 2. Модель тележки SF 520 с поперечным поддресориванием ТЭД с помощью упругих блоков в программном комплексе «Универсальный механизм» (траверса не показана)

Fig. 2. SF 520 bogie model with electric tractive motor transverse cushioning using elastic blocks in the Universal Mechanism Software (the crossbar not shown)

Полуоси эллипса контакта a и b определяются на основании статической теории Герца, представленной в [9]:

$$a = m^3 \sqrt{\frac{3\pi N (K_1 + K_2)}{4K_3}}, \quad (11)$$

$$b = n^3 \sqrt{\frac{3\pi N (K_1 + K_2)}{4K_3}}, \quad (12)$$

где N — нормальная сила в точке контакта, Н; m и n — табличные коэффициенты, зависящие от значений β . Методика расчета значений коэффициентов K_1 , K_2 , K_3 и β подробно изложена в [8, 9].

Эквивалентная конусность криволинейного профиля вычисляется следующим образом:

$$i_{\text{эф}} = \frac{\int_0^{\delta} y_{\text{кп}} f(y_{\text{кп}}) \Delta r(y_{\text{кп}}) dy_{\text{кп}}}{2 \int_0^{\delta} f(y_{\text{кп}}) y_{\text{кп}}^2 dy_{\text{кп}}}, \quad (13)$$

где $\Delta r(y_{\text{кп}})$ — функция изменения приращения радиуса круга катания от поперечного смещения колесной пары; δ — интервал усреднения; $f(y_{\text{кп}})$ — закон распределения величины поперечного смещения колесной пары.

По результатам анализа пары профилей колеса ВНИИЖТ-РМ-70 и рельса UIC60 в УМ на интервале усреднения $\delta = 7$ мм эквивалентная конусность составила 0,116.

Горизонтальная и вертикальная неровности $\eta(t)$ задавались по следующей формуле [10]:

$$\eta(t) = \sqrt{2} \sum_{n=1}^N \left[\sqrt{(G_{\eta}^{r(b)}(\omega_n) \Delta \omega)} \cos(\omega_n t + \varphi_n) \right], \quad (14)$$

где N — число шагов дискретизации по времени; $G_{\eta}^{r(b)}$ — спектральная плотность горизонтальных или вертикальных неровностей, в модели приняты выражения для европейских путей в хорошем состоянии [10]; ω_n — пространственная частота на n шаге, рад/с; $\Delta \omega$ — шаг изменения пространственной частоты, рад/с; t — время, с; φ_n — случайная величина, равномерно распределенная в пределах от 0 до 2π .

При исследовании вынужденных колебаний экипажа в УМ определялись следующие числовые характеристики случайных процессов по каждой обобщенной координате [11, 12].

1. Математическое ожидание:

$$\bar{M}_j = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N X_{i,j}, \quad (15)$$

где j — номер обобщенной координаты; i — номер шага изменения обобщенной координаты; $X_{i,j}$ — случайный процесс.

2. Среднеквадратическое отклонение:

$$S_{x_j} = \sqrt{\frac{1}{N} \left[\sum_{i=1}^N (X_{i,j} - \bar{M}_j)^2 \right]}. \quad (16)$$

3. Эффективная частота:

$$f_{e_j} = \frac{n_0(X_{i,j})}{2N\Delta t}, \quad (17)$$

где $n_0(X_{i,j})$ — число нулей случайного процесса $X_{i,j}$; $N\Delta t$ — конечное время расчета, с.

4. Среднее значение абсолютных максимумов вычислялось по приближенной формуле В. В. Болотина [4]:

$$\bar{H}_{a_j} \cong \bar{M}_j + S_{x_j} \left[\sqrt{2 \ln(f_{e_j} N \Delta t)} + \frac{1}{\sqrt{2 \ln(f_{e_j} N \Delta t)}} \right]. \quad (18)$$

Критическая скорость разработанной модели экипажа определялась методом постепенного снижения скорости в УМ. Для этого задавались детерминированные вертикальная с большим числом волн и единичная горизонтальная неровности рельсов, а также высокая начальная скорость движения, заведомо больше критической. Для постепенного снижения скорости к кузову на уровне автосцепки прикладывалась замедляющая сила, вычисляемая по формуле $F_x = -Ma$, где M — масса состава, т; a — ускорение, которое принималось равным 0,1 м/с². Критическая скорость определяется по границе между автоколебаниями колесной пары и устойчивым движением.

Расчет упругих параметров подвески ТЭД производился на основании собственной частоты поперечных колебаний ТЭД. При этом связь между осевой $K_{\text{ос}}$ и радиальной $K_{\text{р}}$ жесткостями одного резинометаллического блока установлена следующим образом [13]:

$$K_{oc} = \frac{1}{n_{ол}} m_d (2\pi f_{уд})^2 = 2G \frac{\pi l}{\ln(r_n / r_{вн})}; \quad (19)$$

$$K_p = 2(E(1 + mk_0) + G) \frac{\pi l}{\ln(r_n / r_{вн})} = K_{oc} \left(\frac{E(1 + mk_0)}{G} + 1 \right), \quad (20)$$

где $n_{ол}$ — число резиновых блоков на один ТЭД; m_d — масса одного двигателя, т; $f_{уд}$ — собственная частота поперечных колебаний ТЭД, Гц; G — модуль сдвига резины, кН/м²; r_n , $r_{вн}$ и l — наружный, внутренний радиусы и длина резиновой втулки блока соответственно, м; E — модуль упругости резины, кН/м²; m — коэффициент, зависящий от степени сцепления резины с опорной поверхностью, который был принят равным 4,67; k_0 — отношение площади опорной поверхности к площади свободной боковой поверхности резины, принято равным 0,5.

Результаты. С использованием модели (рис. 1) исследовалось влияние жесткости поперечной подвески ТЭД на передаточную функцию $W(j\omega)$ при различной частоте возмущения. На рис. 3, а представлен график плоскости, характеризующий значения передаточной функции $W(j\omega)$ при различных соотношениях поперечной жесткости подвески ТЭД (задавалась зависимость через собственную частоту поперечных колебаний ТЭД $f_{уд}$) и частоты возмущения $f_{кп}$. Минимальное значение функции $W(j\omega)$ приходится на соотношение $f_{уд}$ и $f_{кп}$, близкое к единице. С увеличением

частоты возмущения и жесткости поперечной подвески ТЭД эффективность динамического гашения снижается, так как увеличиваются максимум и минимум функции $W(j\omega)$.

На рис. 3, б показано влияние значений относительного коэффициента затухания поперечной диссипации подвески ТЭД n на передаточную функцию $W(j\omega)$. При этом ось абсцисс является отношением частоты $f_{уд}$ и фиксированного значения частоты возмущения $f_{кп}$. Согласно представленным данным при $n = 0 \div 0,2$ (отсутствие или слишком низкое демпфирование в системе подвески ТЭД) $W(j\omega)$ принимает высокие значения. При $n = 0,5 \div 1,0$ система передемпфирована с неявно выраженными максимумом и минимумом функции $W(j\omega)$. Целесообразным является введение в систему демпфирующего элемента при $n = 0,3 \div 0,4$.

В результате исследования устойчивости движения экипажа (рис. 4) наименьшая критическая скорость зафиксирована при жесткой связи ТЭД и рамы тележки, так как тяговый привод увеличивает массу и инерцию рамы тележки. С увеличением степени демпфирования поперечной подвески ТЭД устойчивость экипажа снижается, так как происходит гашение поперечных перемещений ТЭД.

Очевидно, что при $n = 0,2$ будут возникать высокие поперечные перемещения ТЭД, за счет чего и наблюдается высокая устойчивость движения. Запас поперечного перемещения ТЭД в одну сторону по условию столкновений деталей зубчатой муфты тележки SF 520 составляет 8–11 мм [14].

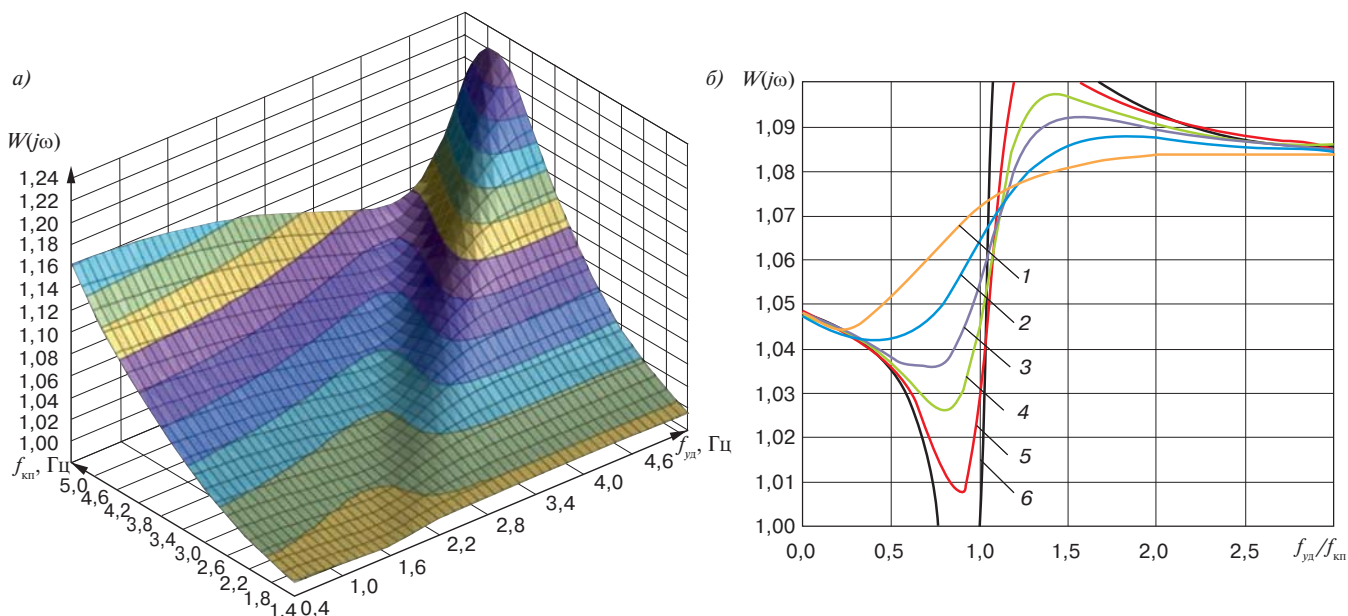


Рис. 3. Значения функции $W(j\omega)$:

а — при различных соотношениях собственной частоты поперечных колебаний ТЭД $f_{уд}$ и частоты возмущения $f_{кп}$; б — при различных значениях относительного коэффициента затухания n : 1 — $n = 1$; 2 — $n = 0,5$; 3 — $n = 0,3$; 4 — $n = 0,2$; 5 — $n = 0,1$; 6 — $n = 0$

Fig. 3. Values of function $W(j\omega)$:

а — at various ratios of the natural frequency of the of the transverse oscillations of the electric tractive motor $f_{уд}$ and perturbation frequency $f_{кп}$; б — at various values of the relative attenuation ratio n : 1 — $n = 1$; 2 — $n = 0.5$; 3 — $n = 0.3$; 4 — $n = 0.2$; 5 — $n = 0.1$; 6 — $n = 0$

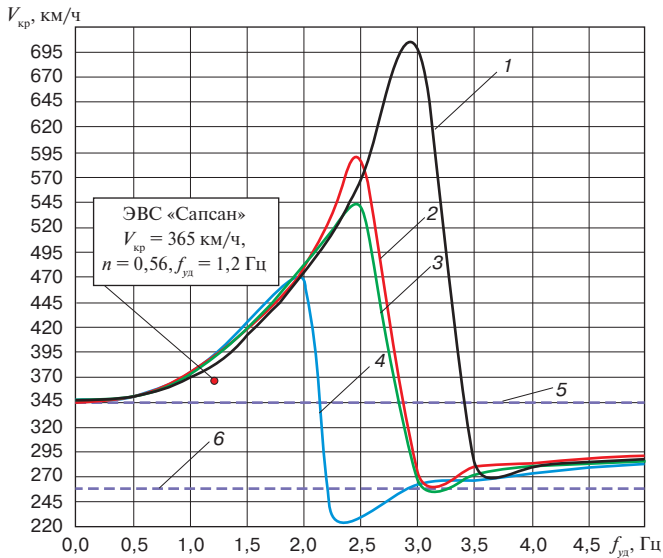


Рис. 4. Зависимость критической скорости экипажа $V_{кр}$ от собственной частоты поперечных колебаний ТЭД $f_{уд}$:
1 — $n=0,2$; 2 — $n=0,3$; 3 — $n=0,4$; 4 — $n=0,5$;
5 — тележка без ТЭД; 6 — жесткое крепление ТЭД

Fig. 4. The dependence of the critical speed of the cab $V_{кр}$ on the natural frequency of transverse oscillations of the electric tractive motor $f_{уд}$:
1 — $n=0,2$; 2 — $n=0,3$; 3 — $n=0,4$; 4 — $n=0,5$; 5 — bogie without electric tractive motor; 6 — stiff fixing of the electric tractive motor

Значения частоты $f_{уд}$, при которых наблюдаются максимумы критических скоростей, определяются собственной частотой колебаний колесной пары, которая зависит от параметров контакта колеса и рельса, в частности от эквивалентной конусности. Зависимости (рис. 4) получены при эквивалентной конусности

взаимодействия выбранных профилей колеса и рельса $i_{эф} = 0,116$. С увеличением или уменьшением параметра $i_{эф}$ максимумы функций $V_{кр}(f_{уд})$ смещаются в сторону больших или меньших частот $f_{уд}$ соответственно.

Помимо этого, исследована устойчивость модели экипажа с конструкцией подвешивания ТЭД электропоезда ЭВС «Сапсан» (рис. 4), критическая скорость которого составила 365 км/ч. За счет исключения из конструкции массы поддона и индивидуального подвешивания ТЭД удалось увеличить критическую скорость экипажа на $\sim 8,2\%$ при $f_{уд} = 1,2$ Гц и на $\sim 28,7\%$ при $f_{уд} = 1,95$ Гц.

При исследовании вынужденных колебаний движение экипажа задавалось по прямому участку пути со скоростью 360 км/ч, равной конструкционной скорости российского проекта высокоскоростных магистралей [15].

Зависимости средних значений абсолютных максимумов $\bar{H}_a$ поперечных и угловых перемещений элементов экипажной части от собственной частоты поперечных колебаний ТЭД представлены на рис. 5, 6 для $n=0,3$ и $n=0,4$. Согласно рис. 5 функции $\bar{H}_a(f_{уд})$ поперечных перемещений кузова и рамы тележки достигают минимальных значений при частоте $f_{уд} = 1,95$ Гц. При скорости движения 360 км/ч эффективная частота случайного процесса горизонтальных колебаний колесных пар составляет $\sim 1,96$ Гц, что подтверждает выводы, сделанные выше. При этом величина $\bar{H}_a$ случайного процесса относительного рамы тележки уменьшилась с 0,012 до 0,0078 м относительно жесткого крепления ТЭД, т. е. на $\sim 35\%$ (рис. 5, а). Увеличение демпфирования системы подвешивания ТЭД способствовало

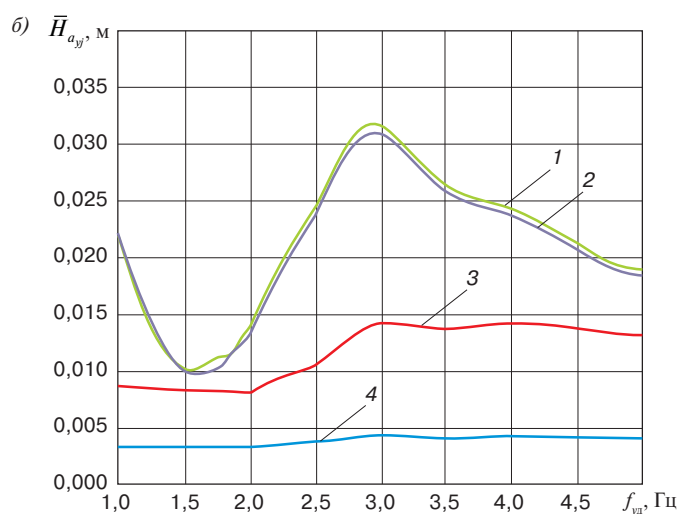
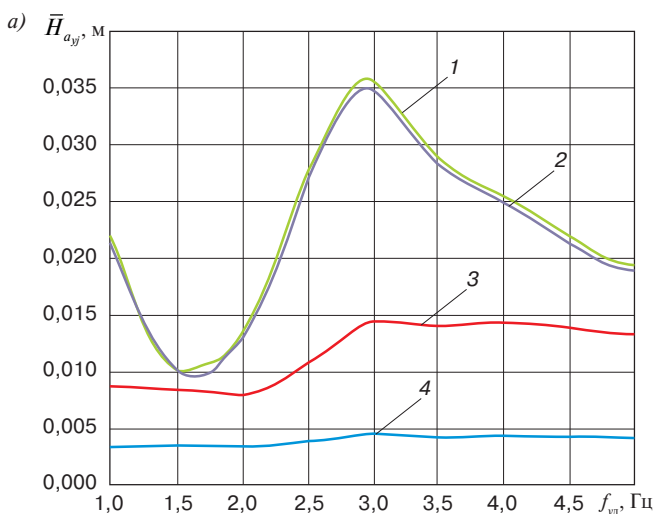


Рис. 5. Зависимости средних значений абсолютных максимумов случайных процессов поперечных перемещений элементов экипажной части $\bar{H}_{ay}$ от частоты $f_{уд}$ при $V=360$ км/ч, $n=0,3$ (а) и при $V=360$ км/ч, $n=0,4$ (б):

1 — для ТЭД 1; 2 — для ТЭД 2; 3 — для рамы тележки; 4 — для кузова

Fig. 5. Dependences of the average values of the absolute maxima of random processes of transverse displacements of the undercarriage elements $\bar{H}_{ay}$ on the frequency $f_{уд}$ at $V=360$ km/h, $n=0,3$ (a) and at $V=360$ km/h, $n=0,4$ (b):

1 — for electric tractive motor 1; 2 — for electric tractive motor 2; 3 — for the bogie frame; 4 — for the body

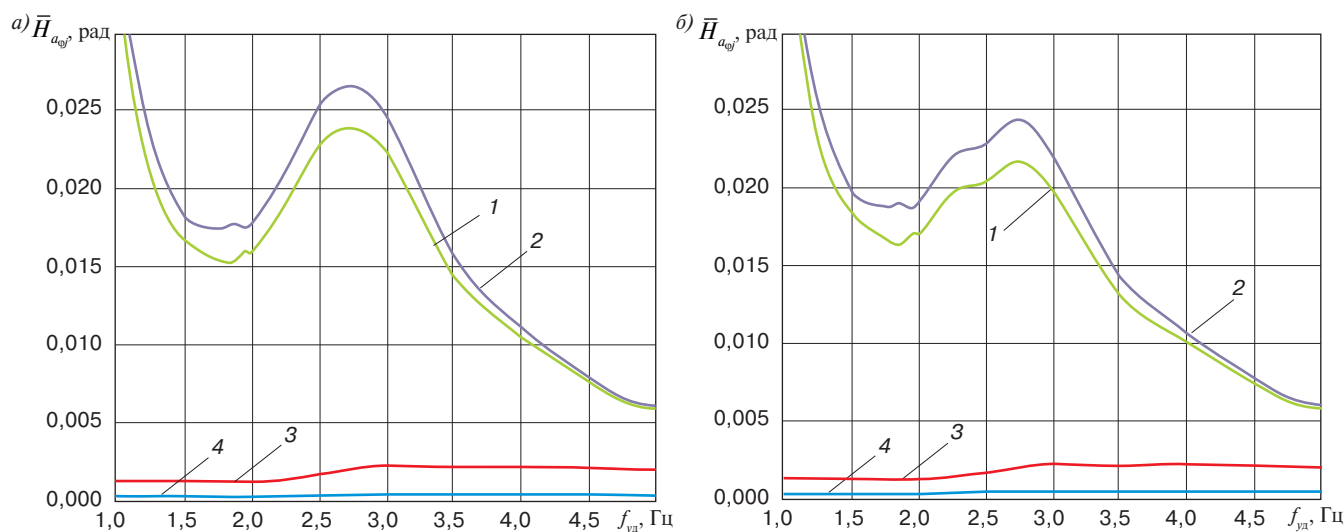


Рис. 6. Зависимости средних значений абсолютных максимумов случайных процессов угловых перемещений элементов экипажной части $\bar{H}_{a_{\theta}}$ от частоты f_{yd} при $V=360$ км/ч, $n=0,3$ (а) и при $V=360$ км/ч, $n=0,4$ (б):

1 — для ТЭД 1; 2 — для ТЭД 2; 3 — для рамы тележки; 4 — для кузова

Fig. 6. Dependences of the average values of the absolute maxima of random processes of angular displacements of the undercarriage elements $\bar{H}_{a_{\theta}}$ on the frequency f_{yd} at $V=360$ km/h, $n=0.3$ (a) and at $V=360$ km/h, $n=0.4$ (b):

1 — for electric tractive motor 1; 2 — for electric tractive motor 2; 3 — for the bogie frame; 4 — for the body

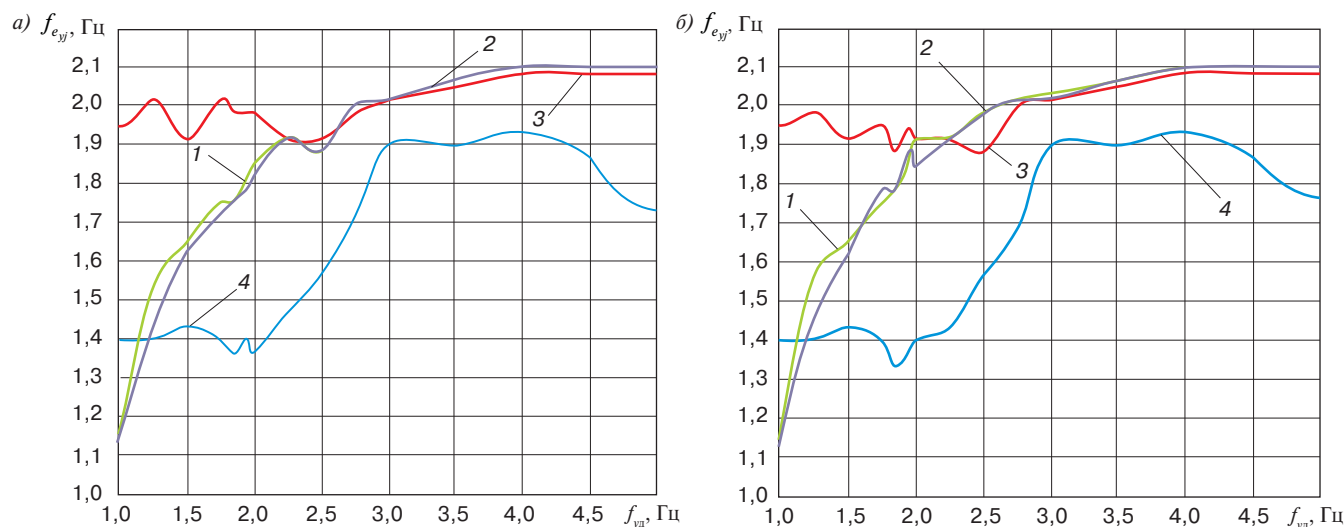


Рис. 7. Зависимости эффективных частот случайных процессов поперечных перемещений элементов экипажной части $f_{e_{y}}$ от частоты f_{yd} при $V=360$ км/ч, $n=0,3$ (а) и при $V=360$ км/ч, $n=0,4$ (б):

1 — для ТЭД 1; 2 — для ТЭД 2; 3 — для рамы тележки; 4 — для кузова

Fig. 7. Dependences of the effective frequencies of random processes of transverse displacements of the undercarriage elements $f_{e_{y}}$ on the frequency f_{yd} at $V=360$ km/h, $n=0.3$ (a) and at $V=360$ km/h, $n=0.4$ (b):

1 — for electric tractive motor 1; 2 — for electric tractive motor 2; 3 — for the bogie frame; 4 — for the body

увеличению $\bar{H}_a$ случайного процесса поперечных перемещений рамы тележки при $f_{yd} = 1,95$ Гц с 0,0078 до 0,0081 м, т. е. на ~3,6 % (рис. 5, б).

За счет поперечно-подвижной подвески сильно возросли угловые перемещения ТЭД. Согласно рис. 6 при частоте $f_{yd} = 1,95$ Гц $\bar{H}_a$ случайного процесса угловых перемещений ТЭД 1 и 2 составляют 0,016 и 0,017 рад соответственно, что на ~51 % выше угловых перемещений рамы тележки.

На рис. 7 представлены зависимости эффективных частот случайных процессов колебаний элементов экипажной части от частоты f_{yd} . В диапазоне собственных частот подвески ТЭД от 2,5 до 3,0 Гц эффективные частоты случайных процессов поперечных перемещений рамы тележки и ТЭД совпадают, т. е. входят в резонанс. Это сопровождается возрастанием средних значений абсолютных максимумов поперечных и угловых перемещений ТЭД и рамы тележки (рис. 5 и 6) и

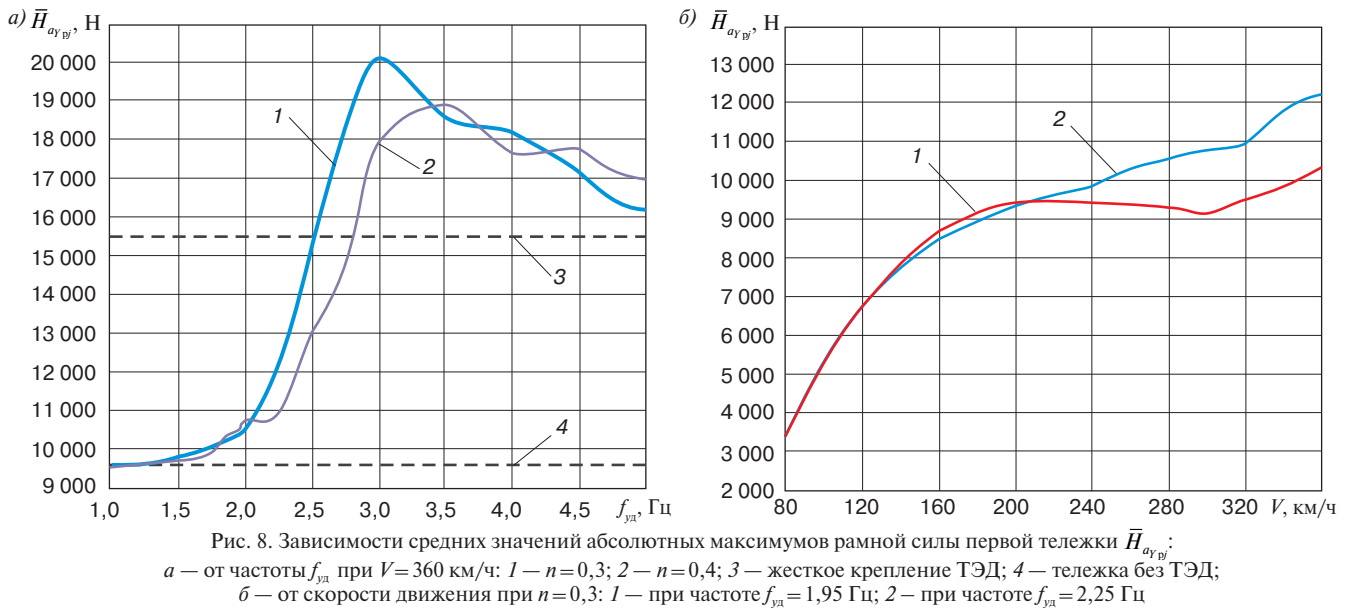


Fig. 8. Dependences of the average values of the absolute maxima of the frame force of the first bogie $\bar{H}_{ay_{\text{р}}}$:
 а — on frequency $f_{\text{уд}}$ at $V=360$ km/h: 1 — $n=0,3$; 2 — $n=0,4$; 3 — stiff fixing of the electric tractive motor; 4 — bogie without electric tractive motor; б — on the motion speed at $n=0,3$: 1 — at frequency $f_{\text{уд}}=1,95$ Hz; 2 — at frequency $f_{\text{уд}}=2,25$ Hz

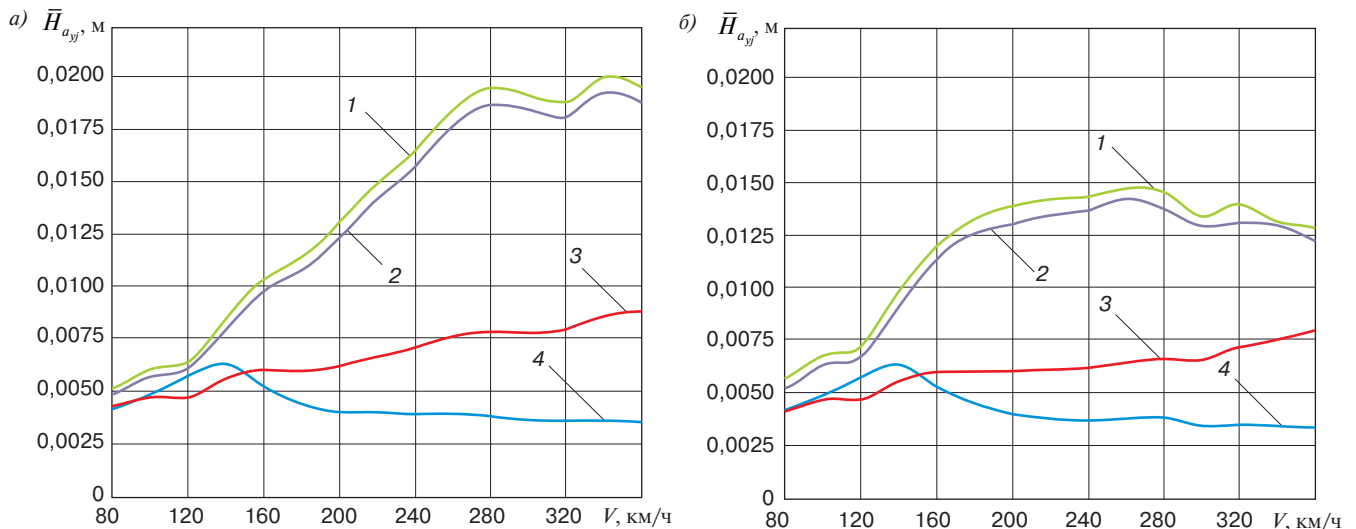


Fig. 9. Dependences of the average values of the absolute maxima of random processes of transverse displacements of the undercarriage elements on the motion speed at $f_{\text{уд}}=2,25$ Hz, $n=0,3$ (а) and at $f_{\text{уд}}=1,95$ Hz, $n=0,3$ (б):
 1 — for electric tractive motor 1; 2 — for electric tractive motor 2; 3 — for the bogie frame; 4 — for the body

резким снижением критической скорости, что подтверждено зависимостями (рис. 4).

Жесткость подвешивания ТЭД в поперечном направлении практически не оказывает влияния на амплитуды горизонтальных колебаний кузова электропоезда, однако при малых значениях собственной частоты колебаний ТЭД $f_{\text{уд}}$ существенно снизились эффективные частоты случайных процессов горизонтальных колебаний кузова (рис. 7).

На рис. 8 представлены зависимости средних значений абсолютных максимумов рамной силы $\bar{Y}_{\text{р}}$ первой тележки от частоты $f_{\text{уд}}$ и скорости движения. С увеличением жесткости поперечной подвески ТЭД амплитуды рамных сил (рис. 8, а) увеличиваются и достигают максимальных значений при $f_{\text{уд}}=3$ Гц, соответствующей резонансу.

На рис. 9 и 10 приведено сравнение зависимостей средних значений абсолютных максимумов попереч-

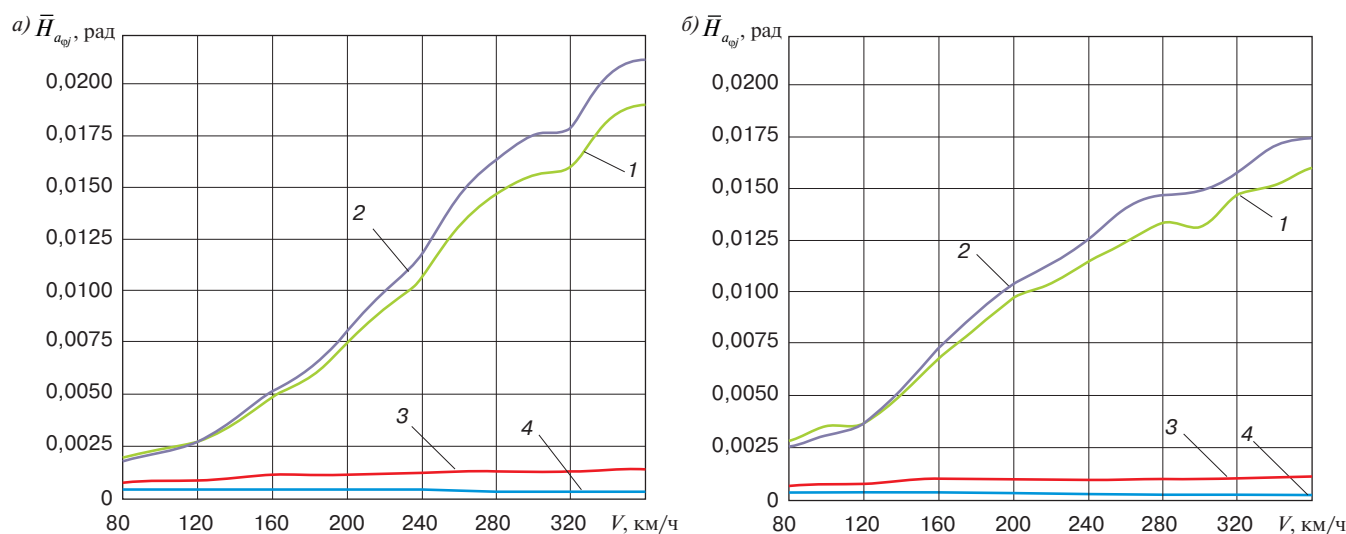


Рис. 10. Зависимости средних значений абсолютных максимумов случайных процессов угловых перемещений элементов экипажной части от скорости движения при $f_{yd} = 2,25$ Гц, $n = 0,3$ (а) и при $f_{yd} = 1,95$ Гц, $n = 0,3$ (б): 1 — для ТЭД 1; 2 — для ТЭД 2; 3 — для рамы тележки; 4 — для кузова

Fig. 10. Dependences of the average values of the absolute maxima of random processes of angular displacements of the undercarriage elements on the motion speed at $f_{yd} = 2.25$ Hz, $n = 0.3$ (a) and at $f_{yd} = 1.95$ Hz, $n = 0.3$ (b): 1 — for electric tractive motor 1; 2 — for electric tractive motor 2; 3 — for the bogie frame; 4 — for the body

ных и угловых перемещений элементов экипажной части от скорости движения при $f_{yd} = 2,25$ Гц и $f_{yd} = 1,95$ Гц. При $f_{yd} = 1,95$ Гц удалось получить снижение амплитуд поперечных перемещений ТЭД в диапазоне скоростей от 260 до 360 км/ч относительно варианта $f_{yd} = 2,25$ Гц на ~29%. Однако поперечные перемещения ТЭД превышают допустимые, обусловленные конструкцией зубчатой муфты тележки SF 520. Максимальное значение $\bar{H}_a = 0,0148$ м для поперечных перемещений ТЭД зафиксировано при $V = 260$ км/ч (рис. 9, б).

Заключение. Для оценки эффективности применения конструкции поперечного подрессоривания ТЭД на высокоскоростном подвижном составе проведено исследование частотной характеристики, свободных и вынужденных колебаний модели моторного вагона высокоскоростного поезда в программном комплексе «Универсальный механизм».

Выполнено исследование устойчивости движения с расчетом критических скоростей при различных комбинациях параметров подвешивания ТЭД. В результате были получены числовые характеристики случайных колебаний узлов ходовой части экипажа, анализ которых позволяет сделать следующие выводы о том, что применение упругого подрессоривания ТЭД на раме тележки в поперечном направлении:

1. Придает ТЭД функции динамического гасителя колебаний, положительно сказывается на устойчивости движения тележки с высокой скоростью. Максимальный эффект динамического демпфирования достигается при собственной частоте поперечных ко-

лебаний ТЭД, близкой к частоте поперечных колебаний колесной пары.

2. Снижает амплитуду и частоту горизонтальных колебаний рамы тележки в определенном диапазоне собственных частот колебаний ТЭД, зависящих от параметров контакта колеса и рельса, степени демпфирования горизонтальных колебаний ТЭД, а также воздействие на железнодорожный путь в поперечном направлении. По результатам моделирования при скорости движения 360 км/ч удалось получить снижение среднего значения абсолютных максимумов случайного процесса отнoса рамы тележки на ~35% и рамной силы на ~31% (при $f_{yd} = 1,95$ Гц) относительно жесткого крепления ТЭД.

3. Увеличивает поперечные и угловые перемещения ТЭД. Допустимые поперечные и угловые перемещения ТЭД необходимо регламентировать в зависимости от характеристик зубчатой муфты и параметров экипажной части в целом на этапе проектирования.

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 declare no conflict of interest and no financial interests in any material discussed in this article.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ / REFERENCES

1. Yao Yuan, Zhang Hong-Jun, Luo Shi-Hui. The mechanism of drive system flexible suspension and its application in locomotives. *Transport*. 2015;30(1):69–79. <https://doi.org/10.3846/16484142.2013.785977>.
2. Харитонов А. В. Исследование частотных свойств подвешивания тяговых двигателей к раме тележки высокоскоростных электропоездов // Железная дорога: путь в будущее: сб. материалов I Междунар. науч. конф. аспирантов и молодых ученых, Москва, 28–29 апреля 2022 г. М.: Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта, 2022. С. 190–195 [Kharitonov A. V. Issledovanie chastotnykh svoystv podveshivaniya tyagovykh dvigateley k rame telezhki vysokoskorostnykh elektropoezdov [A study of frequency properties of tractive motor suspended at a bogie frame of high-speed electric trains]. In: *Zheleznyaya doroga: put' v budushchee: sb. materialov I Mezhdunar. nauch. konf. aspirantov i molodykh uchenykh, Moskva, 28–29 aprelya 2022 g.* [Railways: A Path to the Future: Proceedings of the I International Scientific Conference of Postgraduate and Young Scientists, Moscow, 28–29 April 2022]. Moscow: Railway Research Institute; 2022. P. 190–195. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/zdwofw>.
3. Коренев Б. Г., Резников Л. М. Динамические гасители колебаний: теория и технические приложения. М.: Наука, 1988. 304 с. [Korenev B. G., Reznikov L. M. *Dinamicheskie gasiteli kolebaniy: teoriya i tekhnicheskie prilozheniya* [Dynamic shock absorbers: theory and technical applications]. Moscow: Nauka; 1988. 304 p. (In Russ.)].
4. Механическая часть тягового подвижного состава: учеб. для вузов ж.-д. транспорта / И. В. Бирюков [и др.]; под ред. И. В. Бирюкова. Репр. изд. М.: Альянс, 2013. 440 с. [Biryukov I. V., Savos'kin A. N., Burchak G. P., et al. *Mekhanicheskaya chast' tyagovogo podvizhnogo sostava: ucheb. dlya vuzov zh.-d. transporta* [Traction rolling stock hardware: Textbook for railway transport universities]. Reprinted. Moscow: AlyanS; 2013. 440 p. (In Russ.)].
5. Руководство пользователя Universal Mechanism 9. Моделирование динамики железнодорожных экипажей [Электронный ресурс]. URL: <http://www.universalmechanism.com> (дата обращения: 20.10.2022) [Rukovodstvo pol'zovatelya Universal Mechanism 9. Modelirovanie dinamiki zheleznodorozhnykh ekipazhey [Universal Mechanism 9 User Manual. Railway Cab Vehicle Dynamic Simulation]. (In Russ.)]. URL: <http://www.universalmechanism.com> (accessed: 20.10.2022)].
6. Киселев А. А., Блашко Л. С., Романов А. В. Эквивалентная конусность и ее влияние на движение подвижного состава // Известия Петербургского университета путей сообщения. 2017. Т. 14, № 2. С. 247–255 [Kiselev A. A., Blazhko L. S., Romanov A. V. Equivalent conicity and its influence on rolling-stock operation. *Proceedings of Petersburg Transport University*. 2017;14(2):247–255. (In Russ.)]. EDN: <https://www.elibrary.ru/yuakzp>.
7. Влияние геометрических параметров железнодорожного пути на величину эквивалентной коничности колесной пары / А. А. Киселев [и др.] // Известия Петербургского университета путей сообщения. 2019. Т. 16, № 2. С. 202–211 [Kiselev A. A., Blazhko L. S., Gaponenko A. S., Romanov A. V. Geometrical effects of the track on the size of the equivalent conicity of the set of wheels. *Proceedings of Petersburg Transport University*. 2019;16(2):202–211. (In Russ.)]. <https://doi.org/10.20295/1815-588X-2019-2-202-211>.
8. Гарг В., Дуккипати Р. В. Динамика подвижного состава / пер. с англ. К. Г. Бомштейна; под ред. Н. А. Панькина. М.: Транспорт, 1988. 392 с. [Garg V., Dukkipati R. V. *Dinamika podvizhnogo sostava* [Dynamics of Railway Vehicle Systems]. Transl. from Eng. by K. G. Bomshtein; edited by N. A. Pan'kin. Moscow: Transport; 1988. 392 p. (In Russ.)].
9. Тимошенко С. П., Гудьер Дж. Н. Теория упругости / пер. с англ. М. И. Рейтмана. М.: Наука, 1979. 560 с. [Timoshenko S. P.,

Goodier J. N. *Theory of Elasticity*. Transl. from Eng. by M. I. Reytman. Moscow: Nauka; 1979. 560 p. (In Russ.)].

10. Zhai W. *Vehicle–Track Coupled Dynamics*. Singapore: Science Press and Springer Nature Singapore; 2020. 436 p. <https://doi.org/10.1007/978-981-32-9283-3>.

11. Вентцель Е. С., Овчаров Л. А. Теория вероятностей и ее инженерные приложения: учеб. пособие для вузов. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Академия, 2003. 460 с. [Venttsel' E. S., Ovcharov L. A. *Teoriya veroyatnostey i ee inzhenernye prilozheniya: ucheb. posobie dlya vtuzov* [Probability theory and its engineering applications]. 3rd ed., upd. and rev. Moscow: Academia; 2003. 460 p. (In Russ.)].

12. Моделирование и обработка стохастических сигналов и структур / О. М. Вохник [и др.]. М.: Университетская книга, 2013. 126 с. [Vohnik O. M., Zotov A. M., Korolenko P. V., Ryzhikova Yu. V. *Modelirovanie i obrabotka stokhasticheskikh signalov i struktur* [Simulation and processing of stochastic signals and structures]. Moscow: Universitetskaya kniga; 2013. 126 p. (In Russ.)].

13. Потураев В. Н., Дырда В. И. Резиновые детали машин. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1977. 216 с. [Poturaev V. N., Dyrda V. I. *Rezinovye detali mashin* [Rubber machine parts]. 2nd ed., upd. and rev. Moscow: Mashinostroyeniye; 1977. 216 p. (In Russ.)].

14. Высокоскоростные поезда «Сапсан» В1 и В2: учеб. пособие / под ред. А. В. Ширяева. М.: ОАО «Российские железные дороги», 2013. 522 с. [Shiryayev A. V. (ed.). *Vysokoskorostnye poezda «Sapsan» V1 i V2: ucheb. posobie* [Sapsan High-Speed Trains V1 and V2: textbook]. Moscow: Russian Railways JSC; 2013. 522 p. (In Russ.)].

15. Научное сопровождение развития высокоскоростных магистралей в России / А. Б. Косарев [и др.]; под ред. А. Б. Косарева, О. Н. Назарова. М.: ПАК, 2018. 118 с. [Kosarev A. B., Nazarov O. N., Savin A. V., Kiryushin D. E., Mironos N. V., Khomyakov B. I., et al. *Nauchnoe soprovozhdenie razvitiya vysokoskorostnykh magistralei v Rossii* [Scientific support for the development of high-speed main lines in Russia]. Moscow: RAS; 2018. 118 p. (In Russ.)].

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРЕ

Антон Витальевич ХАРИТОНОВ, аспирант, Российский университет транспорта (РУТ (МИИТ)), 127994, г. Москва, ул. Образцова, д. 9, стр. 9); ведущий технолог, Проектно-конструкторско-технологическое бюро по нормированию — филиал ОАО «РЖД» (ПКТБ Н, 105005, г. Москва, Бригадирский пер., д. 6), <https://orcid.org/0000-0001-7573-9422>

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Anton V. KHARITONOV, Postgraduate, Russian University of Transport (127994, Moscow, 9, bldg. 9, Obraztsova St.); Leading Technologist of the Design and Technological Bureau for Rationing — Branch of JSC Russian Railways (PKTB N, 105005, Moscow, 6, Brigadirskiy lane), <https://orcid.org/0000-0001-7573-9422>

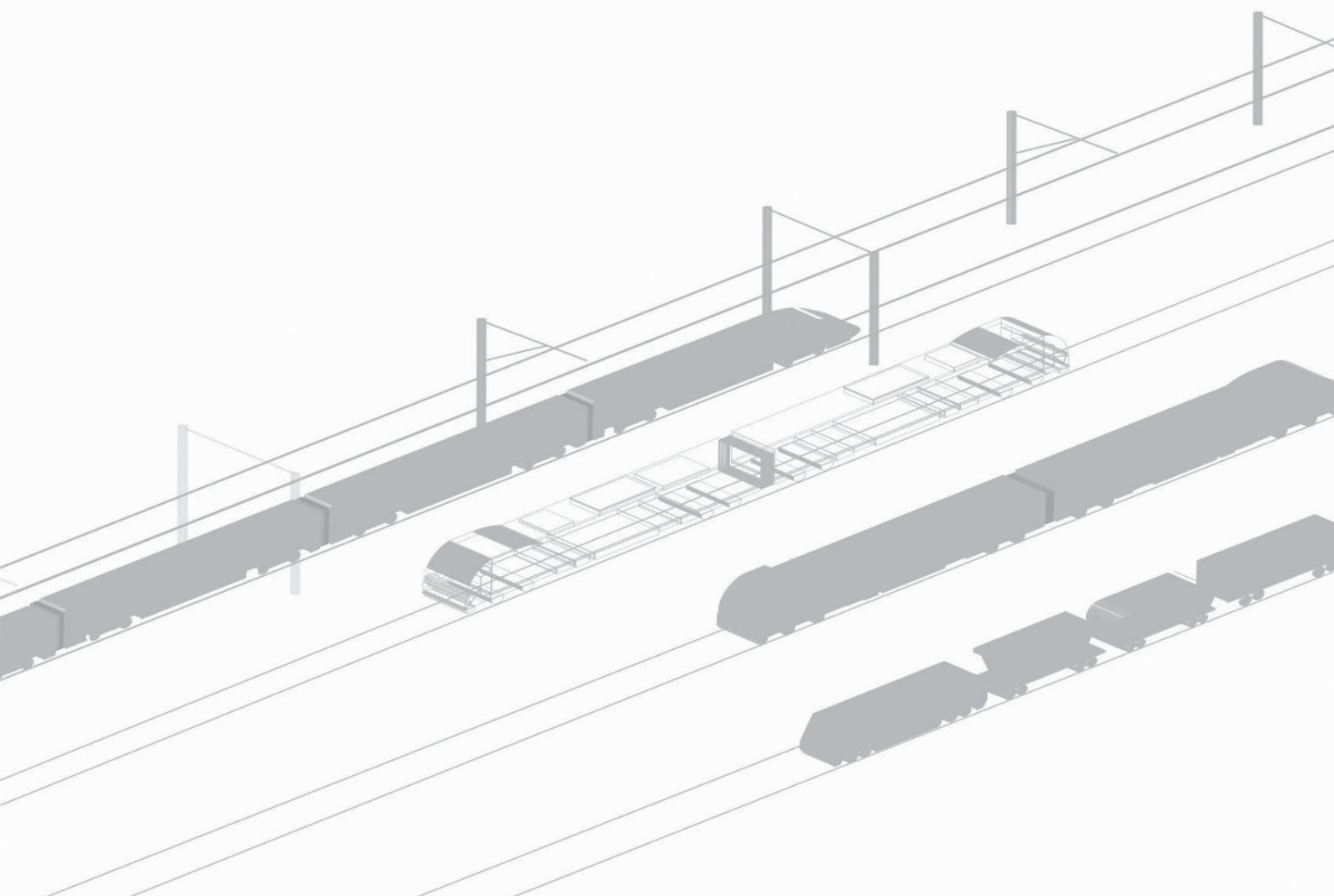
Автор прочитал и одобрил окончательный вариант рукописи.
The author has read and approved the final manuscript.

Статья поступила в редакцию 29.11.2022, рецензия от первого рецензента получена 14.12.2022, рецензия от второго рецензента получена 18.01.2023, принята к публикации 27.01.2023.

The article was submitted 29.11.2022, first review received 14.12.2022, second review received 18.01.2023, accepted for publication 27.01.2023.

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: 10.21780/2223-9731-2023-82-1-70-79

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



ОПТИМАЛЬНОЕ УПРАВЛЕНИЕ АСИНХРОННЫМ ПРИВОДОМ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ МАШИН ЭЛЕКТРОПОДВИЖНОГО СОСТАВА

Ю. М. Кулинич, С. А. Шухарев✉,
В. К. Духовников, Д. А. Стародубцев

Дальневосточный государственный университет путей сообщения (ДВГУПС),
Хабаровск, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Введение. Рассмотрена задача повышения энергоэффективности асинхронного привода, в частности, вспомогательных электрических машин электровоза. Эта публикация является продолжением тематики оптимального управления асинхронными машинами, начатой в № 5, 2021 г. и № 1, 2022 г. в журнале «Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта».

Материалы и методы. Для расчета динамических характеристик асинхронного привода применено программное обеспечение SimInTech российской компании «ЗВ Сервис», предназначенное для моделирования различных прикладных задач. С помощью пакета прикладных программ SimInTech разработана математическая модель предлагаемой системы оптимального векторного управления асинхронным двигателем.

Результаты. Было установлено, что применение разработанной системы оптимального управления позволяет уменьшить потребляемый двигателем ток. Представленные результаты имитационного моделирования подтвердили правильность принятых схемотехнических решений.

Обсуждение и заключение. Предложенная система оптимального управления вспомогательными машинами электровоза предназначена для повышения энергоэффективности привода за счет применения нового алгоритма выбора оптимальной величины потокосцепления ротора, которая позволяет уменьшить величину потребляемого двигателем тока. Представленная структура векторного управления может быть успешно реализована на базе современных микроконтроллеров.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: электровоз, вспомогательные электромашины, асинхронный двигатель, векторное управление, оптимальное потокосцепление, имитационное моделирование

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Кулинич Ю. М., Шухарев С. А., Духовников В. К., Стародубцев Д. А. Оптимальное управление асинхронным приводом вспомогательных машин электроподвижного состава // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2023. Т. 82, № 1. С. 70–79. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-1-70-79>.

✉ shuharevsa@gmail.com (С. А. Шухарев)

© Кулинич Ю. М., Шухарев С. А., Духовников В. К.,
Стародубцев Д. А., 2023



AUTOMATION AND CONTROL OF TECHNOLOGICAL PROCESSES IN RAILWAY TRANSPORT

Original article

UDK 621.313.333:621.316.71

DOI: 10.21780/2223-9731-2023-82-1-70-79

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



OPTIMAL CONTROL OF ASYNCHRONOUS DRIVE OF AUXILIARY MACHINES OF ELECTRIC ROLLING STOCK

Yuriy M. Kulinich, Sergey A. Shukharev✉,
Vyacheslav K. Dukhovnikov, Dmitriy A. Starodubtsev

Far Eastern State Transport University,
Khabarovsk, Russian Federation

ABSTRACT

Introduction. The authors considered the problem of increasing the energy efficiency of an asynchronous drive, in particular, auxiliary electric machines of an electric locomotive. The publication continues the topic of optimal control of asynchronous machines from the past articles in No. 5, 2021 and No. 1, 2022 of the Russian Railway Science Journal.

Materials and methods. The calculation of the dynamic characteristics of an asynchronous drive used the SimInTech software of 3V Service, a Russian company, designed to simulate various applied problems. The SimInTech software package was used in the development of a mathematical model of the proposed system for optimal vector control of an asynchronous drive.

Results. The authors have found that the developed system of optimal control enables to reduce the current consumed by the asynchronous drive. These simulation modeling results confirmed that the adopted circuit solutions are correct.

Discussion and conclusion. The proposed system of optimal control of electric locomotive auxiliary machines is designed to improve the energy efficiency of the drive with a new algorithm for selecting the optimal value of the rotor flux linkage by reducing the current consumed by the drive. This vector control structure could be successfully implemented on the basis of modern microcontrollers.

KEYWORDS: electric locomotive, auxiliary electric machines, asynchronous drive, vector control, optimal flux linkage, simulation modeling

FOR CITATION: Kulinich Yu. M., Shukharev S. A., Dukhovnikov V. K., Starodubtsev D. A. Optimal control of asynchronous drive of auxiliary machines of electric rolling stock. *Russian Railway Science Journal*. 2023;82(1):70-79. (In Russ.). <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-1-70-79>.

Введение. Успехи в развитии силовой и информационной электроники послужили основой для внедрения на подвижном составе железных дорог нового типа электропривода для управления асинхронными машинами. На Дальневосточной железной дороге успешно прошли испытания нового типа электровоза 2ЭС5С с асинхронными двигателями, и в настоящее время ожидается поступление на дорогу этих электровозов. В этой связи становится актуальной задача повышения энергоэффективности асинхронного привода, в частности, вспомогательных электрических машин электровоза.

Оптимальному управлению асинхронным двигателем посвящен ряд публикаций. Так, в работе [1] в качестве критерия энергоэффективности управления асинхронным двигателем выбран минимум потерь электроэнергии, что позволяет управлять двигателем с более высоким значением показателя качества энергоэффективности в отличие от систем управления с постоянным током намагничивания. В изобретении [2] техническим результатом является достижение максимальных значений КПД двигателя и максимальных электромагнитных моментов в системах с векторным управлением асинхронным двигателем. В патенте [3] минимизация потерь энергии при регулировании момента и скорости вращения достигается за счет векторного регулирования токов в двухфазной системе напряжений статора u_{sa} и u_{sb} путем вычисления фазы и амплитуды потокосцепления ротора в неподвижной системе координат. Исходя из анализа опубликованных работ в области повышения энергоэффективности асинхронного привода была определена цель данного исследования: повышение энергетических показателей системы векторного управления двигателем за счет выбора оптимального значения потокосцепления $\psi_R^{\text{опт}}$ в режимах его работы, отличных от номинального. Это значение определяется критерием минимального потребления тока статора двигателя в зависимости от заданных значений электромагнитного момента M_{em} на валу двигателя.

Обоснование структуры системы управления. В работе [4] анализ электромагнитных процессов в асинхронном двигателе выполнен во вращающейся системе координат dq , в которой уравнение электромагнитного момента асинхронного двигателя представлено в виде

$$M_{em} = \frac{3}{2} z_p \frac{L_m}{L_R} |\vec{\psi}_R \vec{i}_s| = \frac{3}{2} z_p \frac{L_m}{L_R} (\psi_{Rd} i_{sq} - \psi_{Rq} i_{sd}), \quad (1)$$

где z_p — число пар полюсов двигателя; ψ_R — потокосцепление ротора; L_m — индуктивность намагничивания; L_R — индуктивность ротора; i_s — ток статора двигателя.

Векторы тока статора $\vec{i}_s$ и потокосцепления ротора $\vec{\psi}_R$ вращаются в пространстве с угловой частотой

$\omega_1 = 2\pi f_1 / z_p$. Если выбрать систему координат, также вращающуюся в пространстве с синхронной частотой ω_1 , то проекции векторов тока $\vec{i}_s$ и потокосцепления $\vec{\psi}_R$ будут постоянными величинами. Систему векторного управления можно существенно упростить, если совместить одну из осей вращающейся системы координат с одним из векторов $\vec{i}_s$ или $\vec{\psi}_R$. В этом случае проекция выбранного вектора на эту ось определяется его модулем, а проекция на другую ось будет равна нулю. Благодаря этому существенно упростится выражение (1) для электромагнитного момента. Так, если вектор потокосцепления направить вдоль продольной оси d , то его проекции на оси d и q будут равны: $\psi_{Rd} = \psi_R$, а $\psi_{Rq} = 0$, поэтому уравнение (1) принимает вид

$$M_{em} = \frac{3}{2} z_p \frac{L_m}{L_R} \psi_{Rd} i_{sq} = \frac{3}{2} z_p K_R \psi_{Rd} i_{sq}, \quad (2)$$

где K_R — коэффициент электромагнитной связи ротора.

Если в системе управления асинхронным двигателем потокосцепление ротора ψ_R оставить неизменным во всех режимах работы, то в соответствии с выражением (2) изменение электромагнитного момента M_{em} можно осуществлять только за счет поперечной составляющей тока статора i_{sq} . При этом продольная составляющая тока статора i_{sd} не оказывает влияние на величину развиваемого момента M_{em} .

Вращающаяся система координат dq является ортогональной, т. е. изменение одной из проекций тока статора никак не влияет на другую. Это означает, что управление величиной момента и потокосцепления осуществляется независимо. Таким образом, векторное управление заключается в раздельном регулировании магнитного потока Φ и электромагнитного момента M_{em} двигателя с помощью независимых составляющих проекций тока статора i_{sd} и i_{sq} на оси системы вращающихся координат dq , ориентированной по направлению вектора потокосцепления ротора. Векторные диаграммы управления двигателем при изменении электромагнитного момента M_{em} и потокосцепления ротора ψ_R приведены в [5].

Векторное управление с постоянным значением потокосцепления $\psi_R = \text{const}$ имеет ограниченные энергетические характеристики, обусловленные увеличенным потреблением тока статора в режимах работы двигателя, отличных от номинального.

Оптимальное значение потокосцепления $\psi_R^{\text{опт}}$ по критерию минимального значения тока статора i_s при фиксированном значении момента M_{em} определяется аналитическим выражением [6]:

$$\psi_R^{\text{опт}} = \sqrt{\frac{2M_{em}}{3z_p} (L_{\sigma R} + L_m)}, \quad (3)$$

где $L_{\sigma R}$ — индуктивность рассеяния ротора.

Применение в прикладных разработках закона оптимального управления потокосцеплением в аналитическом виде весьма затруднительно, поскольку это требует построения точной модели двигателя с изменяющимися параметрами его обмоток, которые зависят от температуры, влажности и срока службы двигателя [7]. Кроме того, изменяющиеся со временем магнитные характеристики двигателя также влияют на входящие в формулу (3) параметры. Это приводит к отклонению от оптимального режима работы двигателя и требует периодической коррекции значения оптимального потокосцепления, что на практике является проблематичным.

В итеративных поисковых системах управления электроприводом не требуется знания электрических параметров двигателя, поскольку эти системы основаны на шаговом изменении управляющего воздействия (величины потокосцепления) до достижения минимального значения потребляемого двигателем тока.

На рис. 1 представлена предлагаемая структурная схема электропривода с оптимальным управлением асинхронным двигателем по критерию минимизации тока статора.

Схема выполнена в виде двух управляющих контуров: по оптимальной величине потокосцепления ротора и угловой частоте вращения вала двигателя. Векторное управление двигателем реализовано на принципе раздельного управления потокосцеплением ψ_R и электромагнитным моментом M_{em} с помощью независимых составляющих тока статора i_{sd} и i_{sq} , представляющих собой проекции тока статора i_s на оси d и q вращающейся системы координат.

Система оптимального управления асинхронным двигателем работает следующим образом.

Задатчик скорости ЗС формирует сигнал заданной скорости вращения асинхронного двигателя ω_R^* , который с помощью первого элемента сравнения ЭС1 сравнивается с фактической скоростью вращения двигателя ω_R . Сигнал рассогласования (ошибки) по скорости $\Delta\omega_R = \omega_R^* - \omega_R$ с выхода элемента сравнения ЭС1 поступает на вход регулятора скорости РС, в котором из сигнала рассогласования по скорости $\Delta\omega_R$ вырабатывается сигнал заданного значения электромагнитного момента M_{em}^* на валу двигателя.

Сигнал оптимального значения потокосцепления ψ_R^{opt} поступает на вход вычислителей тока статора двигателя i_{sd}^* и i_{sq}^* , в которых рассчитываются заданные значения проекций тока статора двигателя на оси dq вращающейся системы координат, обеспечивающие оптимальную величину потокосцепления в соответствии с выражениями

$$i_{sd}^* = \psi_R^{opt} / L_m; i_{sq}^* = 2M_{em}^* / 3z_p \psi_R^{opt}. \quad (4)$$

В вычислителе скольжения ВС рассчитывается скорость скольжения ротора $\Delta\omega$ при оптимальном значении потокосцепления ψ_R^{opt} и заданном значении электромагнитного момента M_{em}^* :

$$\Delta\omega = \frac{2R_R}{3z_p (\psi_R^{opt})^2} M_{em}^*, \quad (5)$$

где R_R — активное сопротивление роторной цепи двигателя.

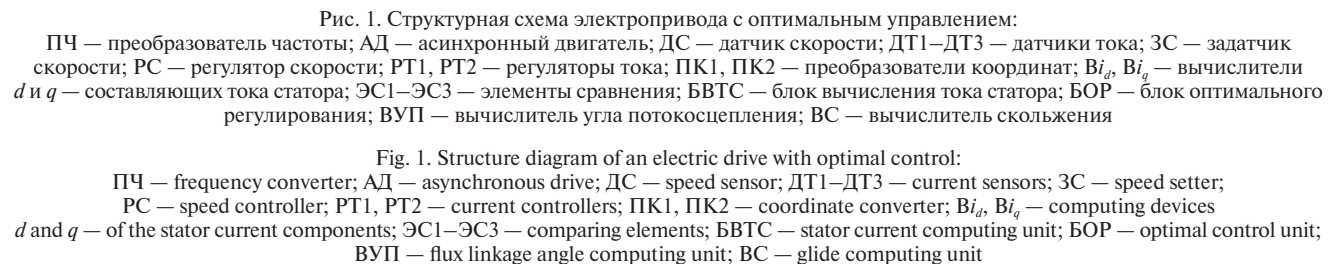
Второй ЭС2 и третий ЭС3 элементы сравнения вычисляют разности между заданными и фактическими значениями проекций тока статора $i_{sd}^* - i_{sd}$ и $i_{sq}^* - i_{sq}$ на оси d и q вращающейся системы координат dq . Эти сигналы поступают на входы первого РТ1 и второго РТ2 регуляторов тока, в которых формируются сигналы заданных значений проекций u_{sd}^* и u_{sq}^* на вращающуюся систему координат dq .

С помощью первого преобразователя координат ПК1 происходит преобразование заданных значений сигналов u_{sd}^* и u_{sq}^* из вращающейся системы координат dq в заданные величины напряжений $u_a^* - u_b^* - u_c^*$ для неподвижной трехфазной системы координат abc . По величине этих сигналов, а также напряжению сети в преобразователе частоты ПЧ происходит формирование трехфазной системы напряжений $u_A - u_B - u_C$ для асинхронного двигателя, удовлетворяющих заданным оптимальным значениям потокосцепления ψ_R^{opt} и скорости вращения двигателя ω_R^* .

С помощью второго преобразователя координат ПК2 происходит преобразование текущих значений токов статора асинхронного двигателя из трехфазной неподвижной системы координат abc во вращающуюся систему dq . На выходе преобразователя ПК2 формируются сигналы фактических значений тока статора двигателя i_{sd} и i_{sq} в проекциях на вращающиеся оси координат dq , которые сравниваются с их заданными значениями i_{sd}^* и i_{sq}^* на входе элементов сравнения ЭС2 и ЭС3.

Для работы преобразователей координат необходимо знать текущее значение угла поворота θ между вращающейся и неподвижной системами координат. Сигналы $\sin\theta$ и $\cos\theta$ вычисляются с помощью вычислителя угла потокосцепления ВУП и поступают на входы преобразователей ПК1 и ПК2 для выполнения процедуры преобразования координат.

Входными сигналами вычислителя ВУП являются скорость скольжения ротора $\Delta\omega$, рассчитанная в вычислителе ВС, а также текущее значение скорости вращения двигателя ω_R , измеренное с помощью датчика скорости ДС, установленного на роторе асинхронного двигателя. Угол положения потокосцепления ротора θ относительно неподвижной системы



Рассмотрим более детально принцип работы основных блоков, составляющих структурную схему электропривода на рис. 1.

Сигнал текущего значения скорости вращения двигателя ω_R поступает также на второй вход элемента сравнения ЭС1, где сравнивается с заданным значением ω_R^* .

Блок оптимального регулирования. Сигнал i_s , пропорциональный току статора двигателя, рассчитанный в блоке БВТС, поступает на вход блока оптимального регулирования БОР, осуществляющего поиск потокосцепления ψ_R в области минимальных значений тока статора. Поиск $\psi_R^{\text{опт}}$ осуществляется за счет ступенчатого изменения сигнала ψ_R на выходе блока БОР на величину шага поиска потокосцепления $\Delta\psi_R$ как в сторону увеличения, так и уменьшения. Схема блока оптимального регулирования, реализованная в программе SimInTech [8], показана на рис. 2.

В соответствии с формулой (7) возведение во вторую степень сигналов i_{Sd} и i_{Sq} осуществляется с помощью умножителей Mult 1 и 2, а сложение — с помощью сумматора Сумм, сигнал тока статора i_S формируется на выходе вычислителя квадратного корня Sqrt.

74

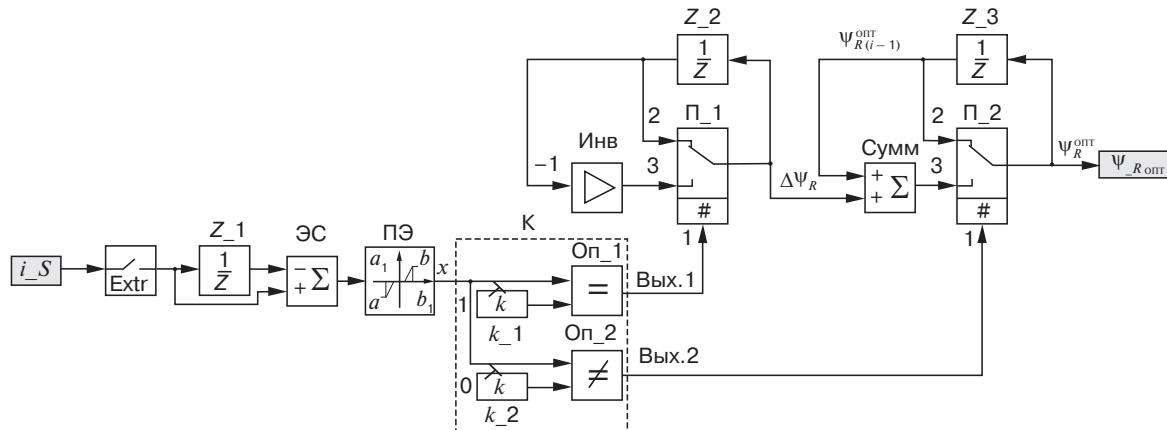


Рис. 2. Схема блока оптимального регулирования:

Extr — экстраполятор нулевого порядка; Z_1 – Z_3 — линии задержки; П_1, П_2 — переключатели; ЭС — элемент сравнения; ПЭ — пороговый элемент; Инв — инвертор; Сумм — сумматор; Оп_1, Оп_2 — операторы; К — коммутатор; k_1 и k_2 — константы ($k_1=1$, $k_2=0$)

Fig. 2. Optimal control unit diagram:

Extr — zero order extrapolator; Z_1 – Z_3 — delay lines; П_1, П_2 — switches; ЭС — comparison item; ПЭ — threshold element; Инв — inverter; Сумм — adder; Оп_1, Оп_2 — operators; К — switchboard; k_1 and k_2 — constants ($k_1=1$, $k_2=0$)

Пороговый элемент ПЭ, имеющий три состояния выхода x , определяет режим продолжения или окончания поиска, а также направление поиска оптимального значения потокосцепления $\psi_R^{\text{ОПТ}}$ в соответствии со следующим алгоритмом:

$$x = \begin{cases} -1, & \text{если } \Delta i_s < -\delta; \\ 0, & \text{если } -\delta < \Delta i_s < \delta; \\ 1, & \text{если } \Delta i_s > \delta. \end{cases} \quad (8)$$

где δ — величина зоны нечувствительности при вычислении тока статора.

Сигнал на первом выходе (Вых. 1) оператора Оп_1, подключенного к входу переключателя П_1, задает направление поиска с помощью сигналов лог. 0 и лог. 1; сигналы лог. 0 и лог. 1 на втором выходе (Вых. 2) оператора Оп_2, подключенного к входу переключателя П_2, запускают или останавливают процедуру поиска оптимального значения потокосцепления $\psi_R^{\text{ОПТ}}$. Значения параметров работы коммутатора К приведены в таблице.

При поступлении сигнала лог. 0 на первый вход переключателя П_1 происходит соединение его второго входа с выходом, обеспечивающее соединение входа и выхода линии задержки Z_2 . В этом случае не происходит изменение знака сигнала приращения потокосцепления $\Delta\psi_R$ на выходе переключателя П_1. В случае появления сигнала лог. 1 на входе переключателя П_1 происходит соединение выхода с третьим входом, при котором выходной сигнал линии задержки Z_2 инвертируется с помощью инвертора Инв. При этом сигнал

Таблица истинности коммутатора

Switch truth table

Вход x	Вых. 1	Вых. 2
-1	0	1
0	0	0
1	1	1

$\Delta\psi_R$ на выходе переключателя П_1 меняет знак, и изменяется направление поиска оптимального значения потокосцепления $\psi_R^{\text{ОПТ}}$.

При поступлении сигнала лог. 0 на первый вход переключателя П_2 происходит замыкание его контактами входа и выхода линии задержки Z_3 , останавливая процесс поиска оптимального значения, при котором сигнал $\psi_R^{\text{ОПТ}}$ на выходе переключателя П_2 и, соответственно, БОР остается неизменным. В случае появления сигнала лог. 1 на первом входе переключателя П_2 выходной сигнал $\psi_R^{\text{ОПТ}}$ БОР получается в результате сложения сигналов в Сумм в соответствии с выражением

$$\psi_R^{\text{ОПТ}} = \psi_{R(i-1)}^{\text{ОПТ}} + \Delta\psi_R, \quad (9)$$

где $\psi_{R(i-1)}^{\text{ОПТ}}$ — значение потокосцепления на предыдущем $(i-1)$ -м шаге; $\Delta\psi_R$ — величина приращения потокосцепления, принимающая значения $\pm\Delta\psi_R$.

Таким образом, блок БОР обеспечивает оптимально низкие значения тока статора двигателя в соответствии с оптимальными значениями потокосцепления ротора.

Блоки преобразования координат ПК1 и ПК2. При построении векторной системы управления асинхронным двигателем (рис. 1) необходимо выполнить преобразование координат, т. е. произвести переход из трехфазной неподвижной системы координат abc во вращающуюся двухфазную систему dq с помощью преобразователя ПК2, а также осуществить обратный переход из системы dq в систему трехфазных координат abc с использованием преобразователя ПК1. Эти преобразования выполняются в два этапа. При прямом преобразовании координат $abc \rightarrow dq$ вначале производится переход из трехфазной неподвижной системы координат abc в неподвижную декартову систему $\alpha\beta$. Такое преобразование получило название прямого преобразования Кларк в честь женщины-электротехника Edit Klark [9]. В последующем с помощью прямого преобразования Парка [10] производится преобразование из неподвижной системы координат $\alpha\beta$ во вращающуюся систему dq . Это преобразование по существу является продолжением преобразования Кларк из неподвижной системы отсчета во вращающуюся. Обратное преобразование координат $dq \rightarrow abc$ производится с использованием обратных преобразований Кларк и Парка.

Преобразование, выполняемое преобразователем ПК2 — $abc \rightarrow dq$ (часто называемое преобразованием Парка), представляет собой пространственно-векторное преобразование трехфазных сигналов во временной области из стационарной системы координат abc во вращающуюся систему dq . Преобразование сигналов напряжения во временной области в естественной системе отсчета (u_a, u_b и u_c) выглядит следующим образом:

$$\begin{bmatrix} u_d \\ u_q \end{bmatrix} = \frac{2}{3} \begin{bmatrix} \cos\theta & \cos(\theta-120^\circ) & \cos(\theta+120^\circ) \\ -\sin\theta & -\sin(\theta-120^\circ) & -\sin(\theta+120^\circ) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_a \\ u_b \\ u_c \end{bmatrix}, \quad (10)$$

где $\theta = \omega t + \delta$ — угол между вращающейся и неподвижной системами координат в текущий момент времени t , где δ — начальный сдвиг фаз между векторами напряжений $\vec{u}_a$ (системы координат $\alpha\beta$) и $\vec{u}_d$ (вращающейся системы dq).

Обратное преобразование из системы координат dq в неподвижную систему abc выполняется с помощью преобразователя ПК1 в соответствии с уравнениями

$$\begin{bmatrix} u_a \\ u_b \\ u_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\theta & -\sin\theta \\ \cos(\theta-120^\circ) & -\sin(\theta-120^\circ) \\ \cos(\theta+120^\circ) & -\sin(\theta+120^\circ) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_d \\ u_q \end{bmatrix}. \quad (11)$$

После раскрытия определителя в (10) и проведения необходимых алгебраических преобразований с

учетом векторного равенства $\vec{u}_a = \frac{2}{3}\vec{u}_d - \frac{1}{3}\vec{u}_b - \frac{1}{3}\vec{u}_c$ си-

стема уравнений (10) для прямого векторного преобразования координат $abc \rightarrow dq$ принимает вид

$$\begin{cases} u_d = \frac{u_b - u_c}{\sqrt{3}} \sin\theta + u_a \cos\theta; \\ u_q = \frac{u_b - u_c}{\sqrt{3}} \cos\theta - u_a \sin\theta. \end{cases} \quad (12)$$

Выполнив аналогичные преобразования матричного уравнения (11), получим выражения для напряжений u_a, u_b и u_c неподвижной трехфазной системы преобразования координат $dq \rightarrow abc$:

$$\begin{cases} u_a = u_d \cos\theta - u_q \sin\theta; \\ u_b = \frac{\sqrt{3}}{2}(u_d \sin\theta + u_q \cos\theta) - \frac{1}{2}u_a; \\ u_c = -\frac{\sqrt{3}}{2}(u_d \sin\theta + u_q \cos\theta) - \frac{1}{2}u_a. \end{cases} \quad (13)$$

В соответствии с полученными выражениями (13) и (12) составлены структурные схемы блоков преобразователей ПК1 и ПК2, включенных в структурную схему управления асинхронным двигателем.

Имитационное моделирование. Для подтверждения работоспособности предложенной системы оптимального управления выполнено ее имитационное моделирование. На рис. 3 изображена структурная схема системы оптимального управления асинхронным двигателем, реализованная в среде моделирования SimInTech.

Структурная схема системы управления представлена четырьмя блоками: «Модель роторной цепи», «Система управления», «Модель двигателя» и «Оптимальный регулятор». В блоке «Модель двигателя» реализована математическая модель асинхронного двигателя [5] НВА-55 мощностью 55 кВт, используемого на электровозе в качестве мотор-вентилятора.

В блоке «Модель роторной цепи» производится преобразование фазных токов статора $i_{s(abc)}$ из неподвижной системы координат abc во вращающуюся систему с помощью преобразователя ПК2. Сигнал потокосцепления ротора ψ_R на выходе блока получается в результате интегрирования дифференциального уравнения [5]:

$$\frac{d\psi_R}{dt} = \frac{1}{T_R} (L_m i_{sd} - \psi_R), \quad (14)$$

где T_R — постоянная времени ротора.

Электромагнитный момент M_{em} формируется на выходе блока в соответствии с выражением (2).

Блок «Система управления» представляет собой двухконтурную схему регулирования по величине потокосцепления ψ_R и угловой скорости вращения вала

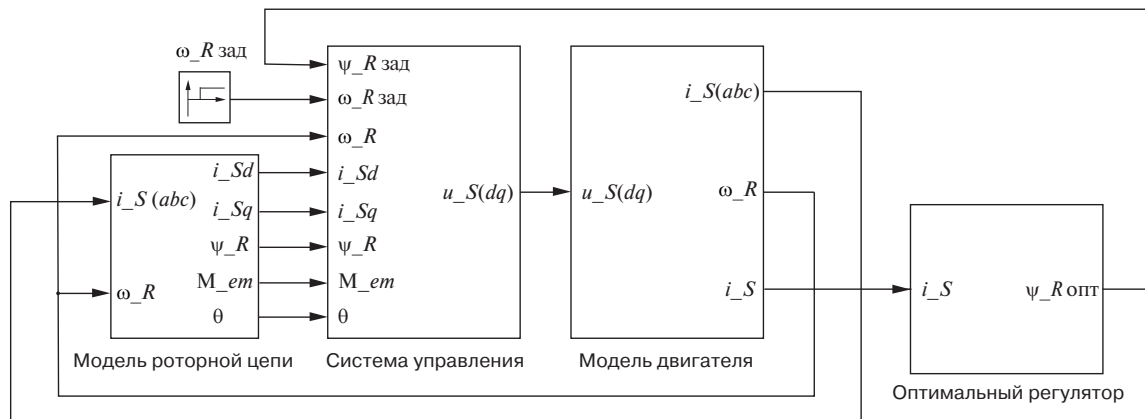


Рис. 3. Структурная схема системы оптимального управления асинхронным двигателем:

i_{Sd} , i_{Sq} — продольная и поперечная составляющие тока статора соответственно; M_{em} — электромагнитный момент; θ — угол между неподвижной и вращающейся системами координат; ψ_R — потокосцепление ротора; $\psi_{Rзад}$ — заданное значение потокосцепления ротора; ω_R — угловая скорость вращения ротора; $\omega_{Rзад}$ — заданное значение угловой скорости вращения ротора

Fig. 3. Structure diagram of the optimal control system of asynchronous drive:

i_{Sd} , i_{Sq} — longitudinal and transverse components of the stator current respectively; M_{em} — electromagnetic torque; θ — the angle between the static and rotating coordinate systems; ψ_R — rotor flux linkage; $\psi_{Rзад}$ — rotor flux linkage setpoint; ω_R — rotor angular speed; $\omega_{Rзад}$ — rotor angular speed setpoint

ротора ω_R [11]. В контурах формируются заданные значения проекций токов статора i_{Sd}^* и i_{Sq}^* (см. рис. 1) на соответствующие оси d и q . Каждый из контуров регулирования представляет собой классический регулятор по рассогласованию (ошибке) [12]. На вход этих каналов регулирования поступают сигналы заданных значений скорости вращения и потокосцепления ротора. Соответствующие регуляторы тока РТ1 и РТ2 формируют управляющее воздействие, сводящее к нулю сигналы на выходе элементов сравнения ЭС2 и ЭС3.

Блок «Оптимальный регулятор» выполнен в соответствии со схемой блока оптимального регулирования (рис. 2). На его вход поступает сигнал тока статора i_S , по величине которого формируется сигнал оптимального значения потокосцепления ротора $\psi_R^{опт}$.

Система оптимального регулирования потокосцепления выполняет выбор наиболее соответствующей заданным условиям величины тока статора i_S методом шагового поиска, т. е. путем ступенчатого изменения значения потокосцепления ψ_R (рис. 4). При этом характер формы тока i_S после достижения его оптимального значения выгодно отличается от рассмотренного ранее устройства экстремального регулятора [13]. В форме тока i_S в установившемся режиме работы ($t > 15$ с) отсутствуют характерные пульсации, вызванные работой экстремального регулятора, которые усложняют работу системы управления. В результате моделирования получено минимальное (оптимальное) значение тока статора $i_S = 91,2$ А при оптимальном значении потокосцепления $\psi_R^{опт} = 1,88$ Вб. При этом оптимальное значение потокосцепления совпадает со значением, рассчитанным в

соответствии с выражением (3) при величине электромагнитного момента $M_{em} = 355$ Н·м [14].

Обсуждение. Установлено, что повышение энергетических показателей векторного управления асинхронным двигателем может быть достигнуто за счет выбора оптимального значения потокосцепления в зависимости от режима работы двигателя. Практическое применение предлагаемого решения авторы видят в использовании разработанного устройства оптимального регулирования в преобразователе для питания вспомогательных машин электровоза переменного тока. Система управления может быть реализована в виде трехфазного автономного инвертора напряжения, выполненного на базе IGBT-транзисторов,

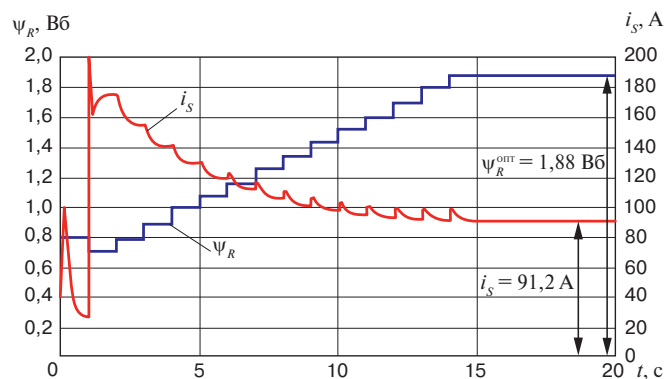


Рис. 4. Результаты имитационного моделирования системы оптимального регулирования потокосцепления ψ_R

Fig. 4. Simulation results of the optimal control system of flux linkage ψ_R

управляемых микропроцессорной системой на основе микроконтроллера C167 INFINEON.

Заключение. Разработанная система оптимального управления позволяет повысить энергетическую эффективность вспомогательного привода электроваза за счет использования оптимального регулятора. Предлагаемая структура управления предназначена для уменьшения потребляемого двигателем тока во всех режимах его работы. В результате имитационного моделирования установлено, что использование описанной системы оптимального управления позволяет уменьшить ток статора с 120 до 91,2 А.

Благодарности: авторы выражают благодарность рецензентам за полезные замечания, способствующие 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 ИСТОЧНИКОВ / REFERENCES

1. Самосейко В. Ф., Гуськов В. О. Оптимальное управление асинхронным двигателем по критерию потерь энергии // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. 2020. Т. 12, № 4. С. 775–788 [Samoseiko V. F., Guskov V. O. Optimal control of an asynchronous motor according to the criterion of energy losses. *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admiral S. O. Makarova*. 2020; 12(4):775–788. (In Russ.)]. <https://doi.org/10.21821/2309-5180-2020-12-4-775-788>.
2. Патент № 2402147 Российская Федерация, МПК H02P 21/08, H02P 27/04. Способ оптимального векторного управления асинхронным двигателем: № 2009133125/07: заявл. 04.09.2009; опубл. 20.10.2010 / Изосимов Д. Б., Макаров Л. Н. 16 с. [Izosimov D. B., Makarov L. N. *Patent No. 2402147 Russian Federation, MPK H02P 21/08, H02P 27/04. Method of optimum vector control of asynchronous motor: No. 2009133125/07: appl. 04.09.2009; publ. 20.10.2010*. 16 p. (In Russ.)].
3. Патент № 2132110 Российская Федерация, МПК H02P 21/00. Способ оптимального векторного управления асинхронным электродвигателем и электропривод для осуществления этого способа (варианты): № 98105552/09: заявл. 25.03.1998; опубл. 20.06.1999 / Мищенко В. А., Мищенко Н. И., Мищенко А. В. 35 с. [Mishchenko V. A., Mishchenko N. I., Mishchenko A. V. *Patent No. 2132110 Russian Federation, MPK H02P 21/00. Method for optimal vector control of induction electric motor and electric drive which implements said method: No. 98105552/09: appl. 25.03.1998; publ. 20.06.1999*. 35 p. (In Russ.)].
4. Усольцев А. А. Частотное управление асинхронными двигателями: учеб. пособие. СПб: СПбГУ ИТМО, 2006. 94 с. [Usoltsev A. A. *Chastotnoe upravlenie asinkhronnymi dvigatelyami: ucheb. posobie* [Frequency

control of asynchronous motors: Textbook]. St. Petersburg: SPbGU ITMO; 2006. 94 p. (In Russ.)].

5. Моделирование векторного управления асинхронным приводом вспомогательных машин электроподвижного состава / Ю. М. Кулинич [и др.] // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2022. Т. 81, № 1. С. 23–30 [Kulinich 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>.

6. Калачев Ю. Н. SimInTech: моделирование в электроприводе. М.: ДМК Пресс, 2019. 98 с. [Kalachev Yu. N. *SimInTech: modelirovanie v elektroprivoде* [SimInTech: simulation in the electric drive]. Moscow: DMK Press; 2019. 98 p. (In Russ.)].

7. Романова В. В., Хромов С. В., Суслов К. В. Анализ воздействующих факторов, влияющих на эксплуатационную надежность низковольтных асинхронных электродвигателей // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2021. Т. 23, № 3. С. 80–89 [Romanova V. V., Khromov S. V., Suslov K. V. Analysis of influencing factors affecting the operational reliability of low-voltage asynchronous electric motors. *Power engineering: research, equipment, technology*. 2021; 23(3):80–89. (In Russ.)]. <https://doi.org/10.30724/1998-9903-2021-23-3-80-89>.

8. Герман-Галкин С. Г., Карташов Б. А., Литвинов С. Н. Модельное 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'noe proektirovanie elektromekhanicheskikh mekhatronnykh modulei dvizheniya v srede SimInTech* [Model design of electromechanical mechanisms of mechatronic motion in the SimInTech environment]. Moscow: DMK Press; 2021. 494 p. (In Russ.)].

9. Bellan D. Clarke Transformation Solution of Asymmetrical Transients in Three-Phase Circuits. *Energies*. 2020; 13(19):5231. <https://doi.org/10.3390/en13195231>.

10. Pradeep J., Devanathan R. Adoption of Park's Transformation for Inverter Fed Drive. *International Journal of Power Electronics and Drive System*. 2015; 5(3):366–373. <http://doi.org/10.11591/ijpeds.v5.i3.pp366-373>.

11. Терехин В. Б. Моделирование систем электропривода в Simulink (Matlab 7/0/1): учеб. пособие. Томск: Изд-во Томского политехн. ун-та, 2008. 320 с. [Terekhin V. B. *Modelirovanie sistem elektroprivoda v Simulink (Matlab 7.0.1): ucheb. posobie* [Modeling of electric drive systems in Simulink (Matlab 7.0.1): Tutorial]. Tomsk: Publishing house of Tomsk Polytechnic University; 2008. 320 p. (In Russ.)].

12. Автоматизация электроподвижного состава: учеб. для вузов по спец. ж.-д. транспорта / под ред. А. Н. Савоськина. М.: Транспорт, 1990. 312 с. [Savos'kin A. N. (ed.). *Avtomatizatsiya elektropodvizhnogo sostava: ucheb. dlya vuzov po spets. zh.-d. transporta* [Electric rolling stock automation: Textbook for railway universities]. Moscow: Transport; 1990. 312 p. (In Russ.)].

13. Кулинич Ю. М., Шухарев С. А., Гуляев А. В. Повышение энергетической эффективности вспомогательных машин электроваза переменного тока // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2021. Т. 80, № 5. С. 276–284 [Kulinich Yu. M., Shukharev S. A., Gulyaev A. V. Increasing the energy efficiency of auxiliary machines of AC electric locomotive. *Russian Railway Science Journal*. 2021; 80(5):276–284. (In Russ.)]. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2021-80-5-276-284>.

14. Электроваз 2ЭС5К (3ЭС5К) магистральный. Руководство по эксплуатации. Книга 3. Новочеркасск, 2004. 31 с. [Elektrovaz 2ES5K (3ES5K) magistral'nyy. *Rukovodstvo po ekspluatatsii. Kniga 3*. [Electric locomotive 2ES5K (3ES5K) mainline. Manual. Book 3]. Novocherkassk; 2004. 31 p. (In Russ.)].

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Юрий Михайлович КУЛИНИЧ,

д-р техн. наук, профессор, кафедра «Транспорт железных дорог», Дальневосточный государственный университет путей сообщения (ДВГУПС, 680021, г. Хабаровск, ул. Серышева, д. 47), Author ID: 360696, <https://orcid.org/0000-0002-7725-8152>

Сергей Анатольевич ШУХАРЕВ,

канд. техн. наук, доцент, кафедра «Транспорт железных дорог», Дальневосточный государственный университет путей сообщения (ДВГУПС, 680021, г. Хабаровск, ул. Серышева, д. 47), Author ID: 889967, <https://orcid.org/0000-0001-7856-6651>

Вячеслав Константинович ДУХОВНИКОВ,

канд. техн. наук, директор Приморского института железнодорожного транспорта — филиала Дальневосточного государственного университета путей сообщения в г. Уссурийске (ПримИЖТ, 692522, Приморский край, г. Уссурийск, ул. Пушкина, д. 166), Author ID: 616256, <https://orcid.org/0000-0001-7412-3298>

Дмитрий Алексеевич СТАРОДУБЦЕВ

инженер, кафедра «Транспорт железных дорог», Дальневосточный государственный университет путей сообщения (ДВГУПС, 680021, г. Хабаровск, ул. Серышева, д. 47), <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>

Sergey A. SHUKHAREV,

Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor, Railway Transport Department, Far Eastern State Transport University (680021, Khabarovsk, 47, Serysheva St.), Author ID: 889967, <https://orcid.org/0000-0001-7856-6651>

Vyacheslav K. DUHOVNIKOV,

Cand. Sci. (Eng.), Director of the Primorsky Institute of Railway Transport, the Ussuriysk Branch of the Far Eastern State Transport University (692522, Primorskiy Krai, Ussuriysk, 166, Pushkina St.), Author ID: 616256, <https://orcid.org/0000-0001-7412-3298>

Dmitriy A. STARODUBTSEV,

Engineer, Railway Transport Department, Far Eastern State Transport University (680021, Khabarovsk, 47, Serysheva St.), <https://orcid.org/0000-0001-8850-7954>

ВКЛАД АВТОРОВ

Юрий Михайлович КУЛИНИЧ. Обоснование направления исследования, формулировка цели и задач, анализ результатов (30%).

Сергей Анатольевич ШУХАРЕВ. Имитационное моделирование (30%).

Вячеслав Константинович ДУХОВНИКОВ. Раздел преобразования координат векторной системы управления (10%).

Дмитрий Алексеевич СТАРОДУБЦЕВ. Вывод уравнений асинхронного двигателя во вращающейся системе координат и разработка структуры оптимального регулятора (30%).

CONTRIBUTION OF THE AUTHORS

Yuriy M. KULINICH. Substantiation of the research area, setting up goals and objectives, analysis of results (30%).

Sergey A. SHUKHAREV. Simulation modeling (30%).

Vyacheslav K. DUHOVNIKOV. Section of coordinate transformations of the vector control system (10%).

Dmitriy A. STARODUBTSEV. Derivation of the equations of an asynchronous drive in a rotating coordinate system and design of an optimal controller (30%).

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

The authors have read and approved the final manuscript.

Статья поступила в редакцию 28.11.2022, рецензия от первого рецензента получена 01.12.2022, рецензия от второго рецензента получена 05.12.2022, принята к публикации 14.12.2022.

The article was submitted 28.11.2022, first review received 01.12.2022, second review received 05.12.2022, accepted for publication 14.12.2022.

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.



АВТОМАТИЗАЦИЯ И УПРАВЛЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ ПРОЦЕССАМИ
НА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОМ ТРАНСПОРТЕ

Оригинальная статья

УДК 656.225.073:629.46.013

DOI: 10.21780/2223-9731-2023-82-1-80-88

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



**ЗАВИСИМОСТЬ УЧАСТКОВОЙ СКОРОСТИ ОТ ОБЕСПЕЧЕННОСТИ ТРАНЗИТНЫХ
ПОЕЗДОВ ЛОКОМОТИВАМИ НА ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОМ УЧАСТКЕ
КОШТА — БАБАЕВО**

М. И. Мехедов¹, Н. В. Корниенко¹✉, А. С. Ададунов²

¹Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ),
Москва, Российская Федерация

²ВНИИЖТ-ИНЖИНИРИНГ,
Санкт-Петербург, Российская Федерация

АННОТАЦИЯ

Введение. В современных условиях работа железнодорожного транспорта по обеспечению устойчивого пропуска поездопотоков остается актуальной, и в первую очередь на грузонапряженных направлениях сети ОАО «РЖД». Важной составляющей решения этой проблемы является развитие полигонных технологий, в основе которых лежит гармонизация использования инфраструктуры, локомотивного и вагонного парков. Это требует ликвидации «барьерных мест», что в дальнейшем обеспечит рост участковой скорости на протяженных направлениях железных дорог.

Материалы и методы. Поскольку участковая скорость является важным качественным показателем, позволяющим определить железнодорожные участки и направления, имеющие затруднения в организации стабильного пропуска поездопотоков, в работе был использован метод участковых скоростей, посредством которого можно установить участки возникновения «барьерных мест» и причины их появления.

Результаты. Рассматриваются результаты эксплуатационной работы двухпутного грузонапряженного направления Кошта — Волховстрой-I Октябрьской железной дороги, особенностью которого является стыкование участков с электрической тягой постоянного (железнодорожный участок Волховстрой-I — Бабаево) и переменного (железнодорожный участок Кошта — Бабаево) тока. На станции стыкования оценено влияние обеспечения грузовых поездов локомотивами на участковую скорость продвижения груженых поездопотоков к портам Северо-Запада, определено «барьерное место» и выполнен анализ показателей перевозочного процесса на рассматриваемом направлении. Предложен новый метод резервирования локомотивного парка на станциях стыкования железнодорожных участков постоянного и переменного тока, позволяющий определять необходимый технологический резерв локомотивов в зависимости от установленного норматива участковой скорости с учетом всех оперативных изменений в организации перевозочного процесса и с полной компенсацией дефицита локомотивов.

Обсуждение и заключение. Установлено, что «барьерное место» затрудняет устойчивое продвижение груженого поездопотока. На исследуемом направлении это связано с инфраструктурными ограничениями тягового электропитания. Рассмотрены варианты усиления системы тягового электроснабжения за счет гармонизации локомотивных парков переменного и постоянного тока. Предложены мероприятия по устранению «барьерного места», позволяющие добиться значительных технологических эффектов в работе железнодорожного направления.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: железнодорожные перевозки, полигонные технологии, транзитный поездопоток, грузонапряженное направление, метод участковых скоростей, гармонизация локомотивного парка, баланс локомотивов, участковая скорость

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Мехедов М. И., Корниенко Н. В., Ададунов А. С. Зависимость участковой скорости от обеспеченности транзитных поездов локомотивами на железнодорожном участке Кошта — Бабаево // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2023. Т. 82, № 1. С. 80–88. <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-1-80-88>.

✉ korniyenko.natalia@vniizht.ru (Н. В. Корниенко)

© Мехедов М. И., Корниенко Н. В.,
Ададунов А. С., 2023



AUTOMATION AND CONTROL OF TECHNOLOGICAL PROCESSES IN RAILWAY TRANSPORT

Original article

UDK 656.225.073:629.46.013

DOI: 10.21780/2223-9731-2023-82-1-80-88

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



DEPENDENCE OF THE SERVICE SPEED ON THE PROVISION OF TRANSIT TRAINS WITH LOCOMOTIVES ON THE KOSHTA — BABAYEVO RAILWAY SECTION

Mikhail I. Mekhedov¹, Natalya V. Kornienko¹✉, Aleksandr S. Adadurov²

¹Railway Research Institute,
Moscow, Russian Federation

²VNIIZhT-ENGINEERING,
St. Petersburg, Russian Federation

ABSTRACT

Introduction. Today, ensuring stable train traffic remains relevant, particularly on the heavy traffic lines of the Russian Railways network. Solutions to this problem largely involve the development of polygon technologies based on harmonised use of the infrastructure, locomotive and car fleets. This requires the elimination of bottlenecks, which in the future would help increase service speed on long railway lines.

Materials and methods. Since service speed is an important quality indicator that identifies rail sections and lines with traffic obstruction, the authors applied the service speed method, in order to identify bottleneck sections and their causes.

Results. The authors consider the operating results of the double-track heavy traffic line of Koshta — Volkhovstroy-I of the Oktyabrskaya Railway, which joins sections with DC (Volkhovstroy-I — Babayevo) and AC (Koshta — Babayevo) electric traction. At the docking station, the authors assessed the impact of providing freight trains with locomotives on the service speed of loaded train traffic to the ports of the North-West, identified the bottleneck and analysed the transportation performance on the line under consideration. The authors propose a new method for reserving the locomotive fleet at docking stations of DC and AC railway sections, which enables to determine the necessary technological reserve of locomotives depending on the established service speed standard, given all operational changes in the organisation of transportation with full shortage compensation of locomotives.

Discussion and conclusion. The authors found that the bottleneck interferes with the steady traffic of loaded trains. In the area under study, this is due to infrastructural limitations of traction power supply. The authors consider options for strengthening the traction power supply system by harmonising AC and DC locomotive fleets. The proposed steps to eliminate the bottleneck would help achieve significant technological effects in the railway line operation.

KEYWORDS: railway transportation, polygon technologies, transit train traffic, heavy traffic line, service speed method, locomotive fleet harmonisation, balance of locomotives, service speed

FOR CITATION: Mekhedov M. I., Kornienko N. V., Adadurov A. S. Dependence of the service speed on the provision of transit trains with locomotives on the Koshta — Babayevo railway section. *Russian Railway Science Journal*. 2023;82(1):80-88. (In Russ.). <https://doi.org/10.21780/2223-9731-2023-82-1-80-88>.

✉ kornienko.natalia@vniizht.ru (N. V. Kornienko)

© Mekhedov M. I., Kornienko N. V.,
Adadurov A. S., 2023

Введение. Одним из важнейших качественных показателей работы железнодорожного транспорта является участковая скорость. Согласно [1] «участковая скорость — средняя скорость движения поездов в пределах участка с учетом времени стоянок на промежуточных станциях, на разгоны, замедления и задержки на перегонах». Участковая скорость является одним из важнейших технико-экономических показателей [2].

С учетом этого фактора в течение длительного времени статистика значений участковой скорости по участкам и направлениям железных дорог использовалась для подтверждения стабильности пропуска поездопотоков. В случае снижения статистических показателей применялись меры общего характера по улучшению технологической дисциплины.

В 1980-е гг. на основных направлениях сети железных дорог (Кузбасс — Северо-Запад, Кузбасс — Новороссийск, Кузбасс — Дальний Восток) из-за резкого увеличения загруженности возникли значительные затруднения с пропуском поездопотоков, сопровождающиеся существенным снижением участковой скорости. Каждый процент прироста заполнения пропускной способности мог вызвать снижение участковой скорости на 2,5–3 % [3]. Влияние заполнения пропускной способности на величину участковой скорости мы наблюдаем и в современных условиях. Так, на Забайкальской железной дороге с 2008 по 2012 г. участковая скорость снизилась на 17 % (на 7,2 км/ч) до 35,2 км/ч [4].

В работе [5] впервые посредством факторного анализа было установлено, что основной причиной этих затруднений является стабильный дефицит локомотивов грузового движения четного направления Восточного полигона дороги и, как следствие, затруднение пропуска поездов через станцию Карымская (станция смены локомотивов). Минимальные значения участковой скорости на направлении от станции Чита к станции Карымская достигали 14 км/ч в те периоды, когда время ожидания локомотива на приемоотправочных путях станции Карымская превышало нормативные значения в несколько раз. С учетом результатов анализа построенных корреляционных зависимостей были приняты необходимые меры по устранению «барьерного места» на рассматриваемом участке Забайкальской железной дороги.

Установлено, что с помощью анализа качественных показателей перевозочного процесса возможно получить статистические регрессионные зависимости участковой скорости от показателей эксплуатационной работы, определяющих возможности реализации установленной участковой скорости движения поездов и влияющих на временные задержки поездов между техническими станциями. Данные зависимости позволяют достаточно уверенно устанавливать

причины возникающих затруднений при организации движения поездов. Этот подход позволяет гармонизировать организацию движения поездов по участкам железных дорог и пропуск транзитных поездов по приемоотправочным путям технических станций.

Сравнение фактических значений участковой скорости со значениями, установленными нормативным графиком, суточным прогнозным графиком или предыдущим периодом, позволяет определить участки с наибольшими отклонениями, которые будут являться предметом исследований с выявлением негативных факторов влияния. Такой подход определен авторами как метод участковых скоростей (МУС) — метод выявления регрессионных зависимостей участковых скоростей от показателей эксплуатационной работы, позволяющий определять степень их влияния на устойчивое продвижение поездопотоков на грузонапряженных железнодорожных направлениях и заключающийся в анализе статистических данных участковой скорости для выявления причин затруднений пропуска поездопотоков и выработки мер по их преодолению [6].

Скорость движения поездов отражает уровень технической вооруженности железных дорог и качество организации движения поездопотоков. С увеличением скорости движения поездов сокращаются сроки доставки грузов, улучшается использование вагонов и локомотивов. Современные требования к качеству выполнения перевозок и повышение их доходности в значительной мере зависят от разработки и внедрения систем, функционирование которых влияет на улучшение работы железнодорожного транспорта. Одна из них — система управления эксплуатацией локомотивов.

Локомотивный парк является связующим звеном, объединяющим перегоны и станции [7], но этот факт в нужной мере не учитывается.

Цель исследования — разработка метода резервирования локомотивного парка по станции Бабаево путем построения на основе МУС зависимости участковой скорости от баланса локомотивов, позволяющего определять необходимый технологический резерв локомотивов постоянного тока на основе установленного норматива участковой скорости с учетом всех оперативных изменений в организации перевозочного процесса с возможностью полной компенсации дефицита локомотивов.

Характеристика объекта исследования. В качестве объекта исследования выбрано двухпутное направление в границах Октябрьской железной дороги Кошта — Волховстрой-I протяженностью 344 км, которое относится к категории особогрузонапряженных железнодорожных линий и входит в состав Северо-Западного полигона сети ОАО «РЖД». Направление на протяжении нескольких лет работает в условиях

устойчивого роста объемов перевозок. Это связано с развитием российских участков основных международных коридоров «Запад — Восток» и «Север — Юг», рост грузооборота на которых планируется к 2030 г. на 22,2 и 62,1 % соответственно [8].

Особенностью работы выбранного для исследования железнодорожного направления является стыкование участков с электрической тягой постоянного (железнодорожный участок Волховстрой-I — Бабаево) и переменного (железнодорожный участок Кошта — Бабаево) тока. На рассматриваемом железнодорожном направлении станцией стыкования двух родов тока — электротяги постоянного тока (локомотивы серии 2ЭС4К, 3ЭС4К, ВЛ15, ВЛ10) и переменного тока (локомотивы серии 2ЭС5К, 1,5ВЛ80С, ВЛ80С) — является станция Бабаево (участковая внеклассная станция, на которой производится весь комплекс технологических операций с грузовыми поездами: смена локомотива и локомотивной бригады, технический и коммерческий осмотр составов, выполнение ТО-2 и т. д.).

Рассмотрим влияние обеспечения грузовых поездов локомотивами на участковую скорость по анализируемому направлению, применив МУС. Как показывает практика, значения участковой скорости в нормативных и исполненных графиках движения поездов имеют существенное различие, особенно на участках с интенсивным движением.

По итогам 2019 г. на направлении Кошта — Волховстрой-I (наиболее показательном по критерию «нестабильное продвижение поездопотока») определены такие параметры перевозочного процесса для грузовых поездов, как размеры движения, участковая скорость, баланс локомотивов. В статье предлагается рассмотреть влияние дефицита локомотивов постоянного тока по станции Бабаево для вывоза нечетного поездопотока (в связи с чем готовые к отправлению груженные поезда, следующие в направлении портов Северо-Запада, простаивают в ожидании поездного локомотива, что приводит к занятости приемоотправочных путей станции и отсутствию возможности принять следующие поезда с похода) на величину участковой скорости движения поездов на прилегающем к станции смене рода тока железнодорожном участке Кошта — Бабаево (без учета простоя поездов на станциях Кошта и Бабаево).

Одним из условий стабильной работы станции Бабаево является обеспечение нечетного потока поездов локомотивами постоянного тока, поскольку стабильный дефицит именно этого тягового ресурса затрудняет продвижение поездопотока в направлении портов Северо-Запада.

Стабильность обеспечивается при суточном наличии поездов под локомотивами переменного тока на подходах к станции Бабаево со стороны станции

Кошта ($M_{\text{неч}}$) при равенстве суточного наличия поездов под локомотивами постоянного тока ($M_{\text{чет}}$), подводимых со стороны станции Волховстрой-I.

Разница между этими показателями определяет избыток или недостаток локомотивов для вывоза потока поездов (рис. 1):

$$\Delta M = M_{\text{неч}} - M_{\text{чет}}$$

Поскольку на станции Бабаево происходит смена рода тяги, пропуск локомотивов прилегающих к станции участков на незакрепленные тяговые плечи не представляется возможным, применимы только варианты размена локомотивов либо (в случае дефицита тяговых ресурсов одного из видов тяги) содержание на станции резервного парка локомотивов.

При дефиците локомотивов для обеспечения вывоза поездов нечетного направления с железнодорожного участка Кошта — Бабаево, как правило, в первую очередь заполняются приемоотправочные пути станции Бабаево, а далее происходит заполнение емкостей железнодорожной инфраструктуры всего прилегающего участка, что затрудняет продвижение груженного поездопотока с установленной нормативным графиком участковой скоростью. Такая поездная обстановка негативно влияет на участковую скорость, значения которой намного ниже установленных нормативным графиком движения поездов.

Исследование зависимости участковой скорости от обеспеченности транзитного поездопотока локомотивами. Рассмотрим пошагово предлагаемый авторами метод резервирования локомотивного парка.

Подготовка и анализ исходных данных. В целях выявления зависимости участковой скорости от размеров груженного поездопотока в нечетном направлении к портам Северо-Запада (железнодорожный участок Кошта — Бабаево исследуемого направления) и баланса локомотивов по станции Бабаево был проанализирован период с 2015 по 2021 г. и установлено, что такой показатель, как участковая скорость, имел минимальные значения в 2019 г., на основании

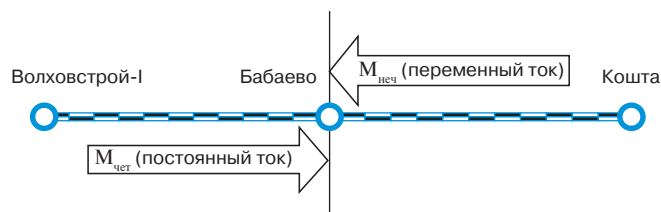


Рис. 1. Условная схема обеспечения грузовых поездов нечетного направления локомотивами постоянного тока $M_{\text{чет}}$

Fig. 1. Diagram of provision of odd traffic route freight trains with DC locomotives $M_{\text{чет}}$

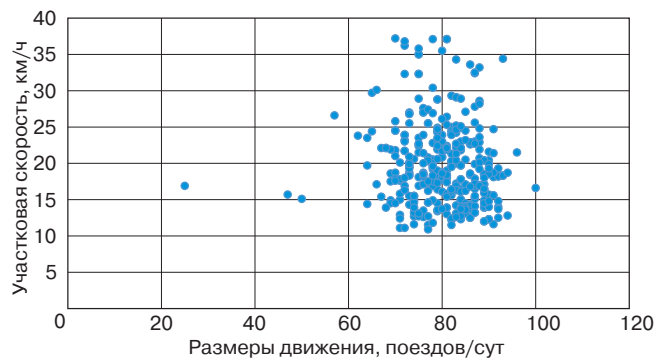


Рис. 2. Диаграмма рассеивания значений участковой скорости и фактических размеров движения на железнодорожном участке Кошта — Бабаево в нечетном направлении за 2019 г.

Fig. 2. Scatter plot of the service speed values on the actual size of odd traffic route on the Koshta — Babayevo railway section in 2019

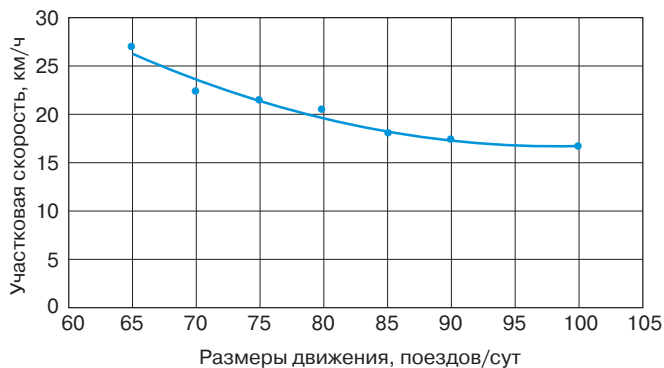


Рис. 3. Зависимость усредненных значений участковой скорости от фактических размеров движения на железнодорожном участке Кошта — Бабаево в нечетном направлении за 2019 г.

Fig. 3. Dependence of the average service speed values on the actual size of odd traffic route on the Koshta — Babayevo railway section in 2019

чего можно сделать вывод, что в этот временной интервал имели место значительные затруднения в пропуске груженых поездов нечетного направления. За 2019 г. посуточно получены статистические данные по участковой скорости и размерам движения согласно исполненным графикам движения поездов (данные получены из автоматизированной системы построения суточного энергосберегающего графика движения поездов — АПК ЭЛЬБРУС [9, 10]).

Выявление зависимости изменения значений участковой скорости от фактических размеров движения на рассматриваемом железнодорожном участке в нечетном направлении. После обработки статистических данных (рис. 2) можно увидеть, что участковая скорость на анализируемом участке в зависимости от размеров движения меняет свою величину от 27,1 до 16,6 км/ч, т. е. значение участковой скорости

в зависимости от условий продвижения груженого поездопотока и принимаемых оперативных решений в исследуемом периоде максимально снижалось на 38,7%. Достаточно низкие значения участковой скорости обусловлены тем, что на рассматриваемом железнодорожном направлении имеются трудности в пропуске поездопотоков: дефицит локомотивов постоянного тока, недостаточное путевое развитие станции Бабаево, влияние технологии работы портов и объема выгрузки в них и т. д. Все эти факторы сдерживают продвижение пропуска груженого поездопотока с установленной участковой скоростью и существенно влияют на ее фактическую величину.

На рисунке визуализируется «кучность» полученных значений при размерах движения в диапазоне от 65 до 100 поездов в сутки, в связи с чем наглядно оценить зависимость участковой скорости от размеров движения сложно. Поэтому для более предметного восприятия имеющейся зависимости исследуемый диапазон размеров движения был разделен на интервалы (величина каждого 5 поездов) и получены средние значения участковой скорости в каждом из них (рис. 3).

Выявление зависимости величины участковой скорости от баланса локомотивов постоянного и переменного тока по станции Бабаево. Рассмотрим более подробно влияние дефицита локомотивов постоянного тока по станции Бабаево для вывоза нечетного поездопотока, следующего в направлении портов Северо-Запада, на величину участковой скорости движения поездов на прилегающем к станции смене рода тока железнодорожном участке Кошта — Бабаево.

За 2019 г. посуточно получены статистические значения баланса локомотивов постоянного и переменного тока по станции Бабаево и участковой скорости. Массив данных значений участковой скорости в зависимости от баланса локомотивов на станции стыкования участков с электрической тягой постоянного и переменного тока представлен на рис. 4 (каждым суткам рассматриваемого периода соответствует определенная точка, показывающая фактическое значение участковой скорости в конкретные сутки на анализируемом железнодорожном участке при определенном значении технологического резерва локомотивов на станции Бабаево — отрицательном или положительном балансе локомотивов).

Анализируя представленные на рис. 3 данные, можно сделать вывод об имеющейся на рассматриваемом железнодорожном участке Кошта — Бабаево зависимости величины участковой скорости от баланса локомотивов постоянного и переменного тока по станции Бабаево.

Основной массив данных располагается в диапазоне значений от отрицательного баланса в количестве 25 ед. до положительного баланса в количестве 15 ед. Для более наглядного представления имеющейся

зависимости исследуемый диапазон данных (значений баланса локомотивов по станции Бабаево) разделен на интервалы (величина каждого — 5 локомотивов) и получены средние значения участковой скорости в каждом из них (рис. 5). Проанализировав эту зависимость, можно сделать вывод, что по мере увеличения технологического резерва поездных локомотивов на станции участковая скорость повышается и приближается к установленной нормативным графиком движения поездов, при снижении технологического резерва поездных локомотивов или его отсутствии значения участковой скорости намного ниже установленных нормативным графиком движения поездов.

Метод резервирования локомотивного парка. Необходимость наличия дополнительных локомотивов (резерва) для освоения заданных объемов перевозок ранее рассматривалась в [11,12].

Так, в [11] предлагается определять оптимальное количество локомотивов по минимуму приведенных годовых расходов, учитывающих как затраты на их приобретение и содержание, так и простои поездов и одиночные пробеги локомотивов (согласно приведенной в источнике формуле).

В [12] предложены способы определения баланса избытка и недостатка локомотивов посредством построения графиков прогнозного оборота локомотивов как по периодам текущего плана, так и на период сменного-суточного планирования поездной работы.

Однако предлагаемые выше способы определения технологического резерва локомотивов достаточно трудоемкие и не позволяют учитывать все оперативные изменения в организации перевозочного процесса с полной компенсацией дефицита локомотивов.

Авторами статьи предложен новый метод резервирования локомотивного парка, который может применяться на всей сети ОАО «РЖД» на станциях стыкования железнодорожных участков постоянного и переменного тока, позволяющий устанавливать технологический резерв локомотивного парка путем построения на основе МУС зависимости участковой скорости от баланса локомотивов. Такой метод позволяет согласно полученной зависимости определять рациональную величину технологического резерва локомотивов на станциях стыкования систем постоянного и переменного тока на основе установленного норматива участковой скорости с учетом всех оперативных изменений в организации перевозочного процесса с возможностью полной компенсации дефицита локомотивов (рис. 5). Например, согласно представленной зависимости при $v_{уч} = 20$ км/ч необходим технологический резерв локомотивов в количестве 5 ед.

Степень достоверности полученных результатов. Для оценки диапазона полученных значений участковой

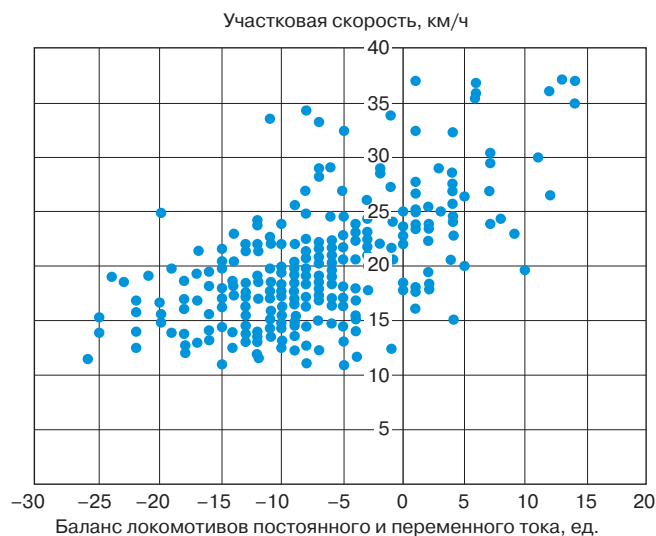


Рис. 4. Диаграмма рассеивания значений участковой скорости и баланса локомотивов постоянного и переменного тока по станции Бабаево на железнодорожном участке Кошта — Бабаево в нечетном направлении за 2019 г.

Fig. 4. Scatter plot of the service speed values on the balance of DC and AC locomotives at the Babayevo station on the Koshta — Babayevo railway section on odd traffic route in 2019

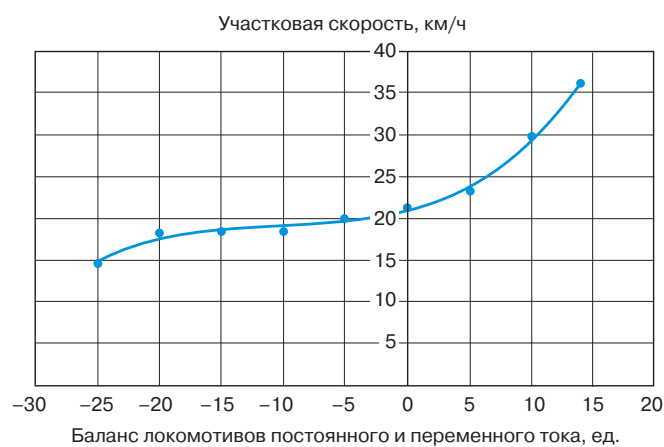


Рис. 5. Зависимость изменения значений участковой скорости от баланса локомотивов постоянного и переменного тока по станции Бабаево на железнодорожном участке Кошта — Бабаево в нечетном направлении за 2019 г.

Fig. 5. Dependence of the changes in the service speed values on the balance of DC and AC locomotives at the Babayevo station on the Koshta — Babayevo railway section on odd traffic route in 2019

скорости были определены доверительные интервалы с уровнем достоверности 95% (рис. 6 и 7), в которых находятся реальные средние значения всех статистических данных и согласно которым можно утверждать, что полученные выше зависимости достоверны.

Процесс управления поездной работой диспетчерского аппарата не всегда обеспечивает продвижение

поездов с рациональными показателями качества работы [13, 14]. Поэтому на грузонапряженных направлениях сети ОАО «РЖД» актуально решение задачи продвижения поездопотоков с установленной участковой скоростью за счет сбалансированного подвода локомотивов к станции смены рода тока и обеспечения их размена.

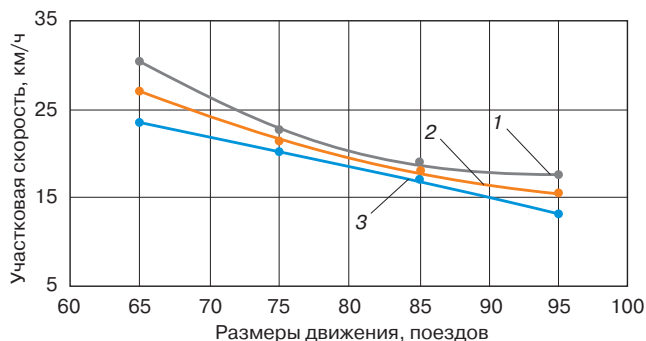


Рис. 6. Доверительные интервалы значений участковой скорости в зависимости от размеров движения:
1 — верхняя граница доверительного интервала;
2 — фактическая участковая скорость;
3 — нижняя граница доверительного интервала

Fig. 6. Confidence intervals of the service speeds depending on the size of the movement:
1 — upper limit of the confidence interval;
2 — actual service speed;
3 — lower limit of the confidence interval

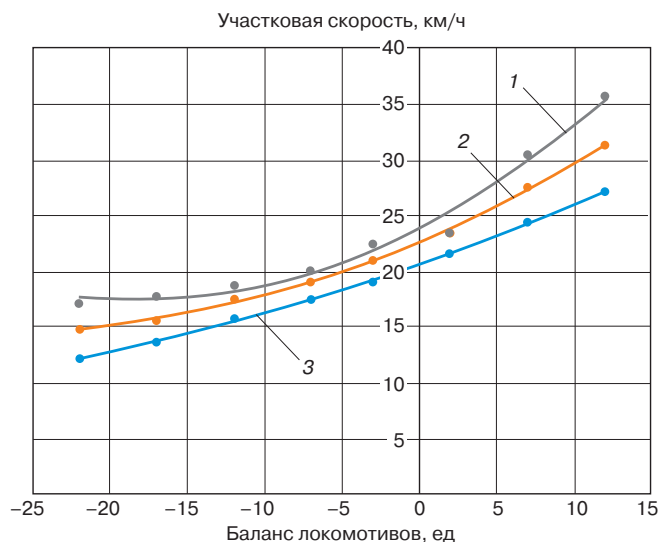


Рис. 7. Доверительные интервалы значений участковой скорости в зависимости от баланса локомотивов:
1 — верхняя граница доверительного интервала;
2 — фактическая участковая скорость;
3 — нижняя граница доверительного интервала

Fig. 7. Confidence intervals of the service speeds depending on the balance of locomotives:
1 — upper limit of the confidence interval;
2 — actual service speed;
3 — lower limit of the confidence interval

Известны возможные способы решения поставленной в статье проблемы за счет:

1. Снятия инфраструктурных ограничений по устройствам тягового электроснабжения путем перехода на единую контактную сеть переменного тока. Однако такой вариант является дорогостоящим, требующим значительных финансовых вложений [15, 16].

2. Перехода от значительного числа эксплуатируемых в данный момент серий и модификаций локомотивов к универсальному локомотивному парку. В рамках данного мероприятия по устранению «барьерного» места предлагается на направлении Кошта — Волховстрой-1 ввести в эксплуатацию магистральные грузовые электровозы двойного питания [17, 18].

3. Частичного перехода на электровозы двойного питания для ускоренного продвижения приоритетных грузеных поездопотоков (контейнерные, сдвоенные поезда и т. д.) [19].

4. Укладки дополнительных приемоотправочных путей для увеличения емкости станции [20, 21].

5. Создания станций отстоя на подходах к «барьерным» местам (станциям смены рода тока, междорожным стыкам, портам и т. д.) в целях стабилизации продвижения грузеного поездопотока, следующего в направлении портов Северо-Запада [22].

Выбор наиболее эффективного из предложенных вариантов требует выполнения трудоемких технико-экономических исследований применительно к конкретным условиям.

Предлагаемый метод резервирования локомотивного парка на основе МУС на станциях стыкования систем постоянного и переменного тока является наиболее рациональным по сравнению с перечисленными выше вариантами.

Заключение. Рассмотрены причины затруднений в эксплуатационной работе двухпутного грузонапряженного направления Кошта — Волховстрой-1 Октябрьской железной дороги, особенностью которого является стыкование участков с электрической тягой постоянного (железнодорожный участок Волховстрой-1 — Бабаево) и переменного (железнодорожный участок Кошта — Бабаево) тока, в связи с чем на этом направлении имеется стабильный дефицит локомотивов постоянного тока для продвижения грузеных поездопотоков нечетного направления.

Процесс управления поездной работой диспетчерским аппаратом не всегда обеспечивает продвижение поездов с рациональными показателями качества работы, и решение задачи продвижения поездопотоков с установленной нормативным графиком участковой скоростью за счет сбалансированного подвода локомотивов к станции смены рода тока и обеспечения их размена остается очень актуальным, в первую очередь на грузонапряженных направлениях сети ОАО «РЖД».

Предложен метод резервирования локомотивного парка, который может применяться на всей сети ОАО «РЖД» на станциях стыкования железнодорожных участков постоянного и переменного тока, позволяющий устанавливать технологический резерв локомотивного парка путем построения на основе МУС зависимостей участковой скорости от баланса локомотивов. Метод резервирования локомотивного парка позволяет определять необходимый технологический резерв локомотивов в зависимости от установленного норматива участковой скорости с учетом всех оперативных изменений в организации перевозочного процесса и с полной компенсацией дефицита локомотивов.

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 ИСТОЧНИКОВ / REFERENCES

1. Основы эксплуатационной работы железных дорог: учеб. пособие для студ. учреждений сред. проф. образования / В.А. Кудрявцев [и др.]; под ред. В.А. Кудрявцева. 2-е изд., стер. М.: Академия, 2005. 352 с. [Kudryavtsev V.A., Kovalev V.I., Kuznetsov A.P., Os'minin A.T., Badakh V.I., Belov K.A., et al. *Osnovy ekspluatatsionnoy raboty zheleznnykh dorog: ucheb. posobie dlya stud. uchrezhdeniy sred. prof. obrazovaniya* [Foundations of railway operations: textbook for intermediate vocational training]. 2nd ed., ster. Moscow: Academia; 2005. 352 p. (In Russ.).]
2. Шенфельд К.П., Сотников Е.А. Развитие методов управления перевозочным процессом на железнодорожном транспорте в современных условиях. М.: Научный мир, 2015. 200 с. [Shenfeld K. P., Sotnikov E. A. *Razvitiye metodov upravleniya perevozhnym protsessom na zheleznodorozhnom transporte v sovremennykh usloviyakh* [Development of railway transportation management methods in modern conditions]. Moscow: Nauchnyy Mir; 2015. 200 p. (In Russ.).]
3. Мугинштейн Л.А., Шенфельд К.П. Развитие тяжеловесного движения грузовых поездов. М.: Интекст, 2011. 76 с. [Muginstein L. A., Shenfeld K. P. *Razvitiye tyazhelovesnogo dvizheniya gruzovykh poezdov* [Development of heavy haul freight trains]. Moscow: Intext; 2011. 76 p. (In Russ.).]
4. Мугинштейн Л.А., Мехедов М.И. Методические подходы к выявлению факторов, влияющих на стабильность пропуска поездопотоков // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2014. Т. 73, № 2. С. 24–32 [Muginstein L. A., Mekhedov M. I. Methodological approaches to revelation of factors influencing the stability of train flow handling. *Russian Railway Science Journal*. 2014;73(2):24-32. (In Russ.).]
5. Мугинштейн Л.А., Мехедов М.И. Вопросы организации стабильного пропуска транзитных грузовых поездов на направлениях железных дорог с учетом технических и технологических особенностей работы технических станций и перегонов // Вестник Научно-исследовательского института железнодорожного транспорта (Вестник ВНИИЖТ). 2016. Т. 75, № 1. С. 3–11 [Muginstein L. A., Mekhedov M. I. Issues of organization of stable passage of transit freight trains on the railway lines in accordance with technical and technological features of operation of technical stations and running sections. *Russian Railway Science Journal*. 2016;75(1):3-11. (In Russ.).]
6. Метод участковых скоростей для диагностики перевозочного процесса сети железных дорог / С.А. Виноградов [и др.] // Железнодорожный транспорт. 2022. № 4. С. 12–17 [Vinogradov S. A., Mekhedov M. I., Muginstein L. A., Fedulin V. G., Ustinov V. A., Kornienko N. V. Metod uchastkovykh skorostey dlya diagnostiki perevozhnogo protsessa seti zheleznnykh dorog [Service speed method for diagnosing railway network transportation]. *Zheleznodorozhnyy transport*. 2022;4:12-17. (In Russ.).]
7. Минаков А.Н. Исследование взаимосвязи параметров технического оснащения участков и численности локомотивов // Современные вопросы эксплуатации железных дорог / под общ. ред. Ф.П. Кочнева. М., 1976. С. 106–121. (Труды Московского института инженеров железнодорожного транспорта; вып. 537) [Minakov A. N. Issledovanie vzaimosvyazi parametrov tekhnicheskogo osnashcheniya uchastkov i chislennosti lokomotivov [Research of the relationship between the parameters of the technical equipment of sections and the number of locomotives]. In: Kochnev F. P. (ed.). *Sovremennyye voprosy ekspluatatsii zheleznnykh dorog* [Contemporary issues of railway operation]. Moscow; 1976. P. 106–121. (Trudy Moskovskogo instituta inzhenerov zheleznodorozhnogo transporta; vyp. 537 [Proceedings of the Moscow Rail Transport Engineering Institute; issue 537]). (In Russ.).]
8. Развитие интермодальных перевозок в условиях импортозамещения / С.А. Виноградов [и др.] // Железнодорожный транспорт. 2022. № 7. С. 17–21 [Vinogradov S. A., Kirillov N. N., Mekhedov M. I., Shvedin K. I., Khomov A. V. Razvitiye intermodal'nykh perevozhok v usloviyakh importozameshcheniya [Development of intermodal transportation in the context of import substitution]. *Zheleznodorozhnyy transport*. 2022;7:17-21. (In Russ.).]
9. Патент № 2297353 Российская Федерация, МПК B61L 27/100. Способ имитационного моделирования поездопотока по участку железной дороги: № 2005127976/11: заявл. 08.09.2005: опубл. 20.04.2007 / Мугинштейн Л.А. [и др.]. 11 с. [Muginstein L. A., Anfinogenov A. Yu., Kiryakin V. Yu., Peshko A. S., Vinogradova T. V., Vinogradov S. A. *Patent No. 2297353 Russian Federation, MPK B61L 27/100. Method of simulation of train flow along railway section: No. 2005127976/11: appl. 08.09.2005: publ. 20.04.2007*. 11 p. (In Russ.).]
10. Виноградов С.А. О ходе работы «Разработка системы построения прогнозных энергосберегающих графиков движения поездов на направлении Искилькуль—Инская Западно-Сибирской железной дороги» // Бюллетень Объединенного ученого совета ОАО «РЖД». 2012. № 3. С. 32–39 [Vinogradov S. A. O khode raboty «Razrabotka sistemy postroyeniya prognoznnykh energosberegayushchikh grafikov dvizheniya poezdov na napravlenii Isil'kul'—Inskaya Zapadno-Sibirskoy zheleznoy dorogi» [On the progress of the development of a system for constructing predictive energy-saving train schedules on the Isilkul—Inskaya line of the West Siberian Railway]. *Bulletin of Joint Scientific Council of JSC Russian Railways*. 2012;3:32-39. (In Russ.).]
11. Айзинбуд С.Я., Кельперис П.И. Эксплуатация локомотивов. М.: Транспорт, 1980. 248 с. [Ayzinbud S. Ya., Kelperis P. I. *Ekspluatatsiya lokomotivov* [Locomotive operation]. Moscow: Transport; 1980. 248 p. (In Russ.).]
12. Некрасевич В.И., Апатцев В.И. Управление эксплуатацией локомотивов: учеб. пособие. 2-е изд., перераб. и доп. М.: РОАТ, 2009. 296 с. [Nekrashevich V. I., Apattsev V. I. *Upravleniye ekspluatatsiey lokomotivov: ucheb. posobie* [Locomotive operation management: Textbook]. 2nd ed., updated and revised. Moscow: ROAT; 2009. 296 p. (In Russ.).]
13. Фролов А.В. Автоматизированная система центра управления тяговыми ресурсами // Железнодорожный транспорт. 2016. № 7. С. 36–40 [Frolov A. V. Avtomatizirovannaya sistema tsentra upravleniya tyagovymi resursami // *Zheleznodorozhnyy transport*. 2016. № 7. С. 36–40]

tyagovymi resursami [Automated system of the traction resource control centre]. *Zheleznodorozhnyy transport*. 2016;7:36-40. (In Russ.).

14. Шапкин И. Н., Вдовин А. Н. Автоматизированное управление локомотивным парком // Железнодорожный транспорт. 2021. № 3. С. 34–38 [Shapkin I. N., Vdovin A. N. Avtomatizirovanное upravlenie lokomotivnym parkom [Automated locomotive fleet management]. *Zheleznodorozhnyy transport*. 2021;3:34-38. (In Russ.)].

15. Автоведение и технологии беспилотного управления локомотивами: проекты Alstom в Нидерландах и Германии // Железные дороги мира. 2020. № 9. С. 65–69 [Avtovedenie i tekhnologii bespilotnogo upravleniya lokomotivami: proekty Alstom v Niderlandakh i Germanii [Autopilot and unmanned locomotive control technologies: the Alstom Projects in the Netherlands and Germany]. *Rail International (Russian edition)*. 2020;9:65-69. (In Russ.)].

16. Буракова А. В., Иванкова Л. Н. Правила размещения устройств на станциях при условии стыкования различных родов тока // Транспорт: наука, образование, производство: сб. тр. конф., Воронеж, 20 апреля 2020 г. / Ростовский государственный университет путей сообщения. Воронеж: Изд-во филиала РГУПС в г. Воронеже, 2020. С. 21–25 [Burakova A. V., Ivankova L. N. Pravila razmeshcheniya ustroystv na stantsiyakh pri uslovii stykovaniya razlichnykh rodov toka [Rules for placing devices at stations when docking different types of current]. In: *Transport: nauka, obrazovaniye, proizvodstvo: sb. tr. konf., Voronezh, 20 aprelya 2020 g.* [Transport: science, education, production: Proceedings of conference, Voronezh, 20 April 2020]. Voronezh: RGUPS Branch Publishing in Voronezh; 2020. P. 21–25. (In Russ.)].

17. Анализ научных подходов к повышению эффективности использования грузовых электровозов / А. В. Заручейский [и др.] // Бюллетень Объединенного ученого совета ОАО «РЖД». 2014. № 1. С. 37–42 [Zarucheyskiy A. V., Murzin R. V., Kuchumov V. A., Nikiforova N. B. Analiz nauchnykh podkhodov k povysheniyu effektivnosti ispol'zovaniya gruzovykh elektrovozov [Analysis of scientific approaches to improving the efficiency of freight electric locomotives]. *Bulletin of Joint Scientific Council of JSC Russian Railways*. 2014;1:37-42. (In Russ.)].

18. Лувишис А. Л. Новые локомотивы в Германии // Железнодорожный транспорт. 2017. № 12. С. 67–73 [Luvishis A. L. Novye lokomotivy v Germanii [New locomotives in Germany]. *Zheleznodorozhnyy transport*. 2017;12:67-73. (In Russ.)].

19. Humphrey D. The fleet is a little older, not much larger, but more productive. *Railway Age*. 2019;220(5):37-38.

20. Шипулин Н. П. На основе комплексных сквозных технологий // Железнодорожный транспорт. 2012. № 6. С. 21–23 [Shipulin N. P. Na osnove kompleksnykh skvoznykh tekhnologii [Based on comprehensive end-to-end technologies]. *Zheleznodorozhnyy transport*. 2012;6:21-23. (In Russ.)].

21. Макарошкин А. М., Дьяков Ю. В. Использование и развитие пропускной способности железных дорог. М.: Транспорт, 1981. 287 с. [Makarochkin A. M., D'yakov Yu. V. *Ispol'zovanie i razvitiye propusknoy sposobnosti zheleznikh dorog* [Use and development of railway throughput capacity]. М.: Транспорт, 1981. 287 с. (In Russ.)].

22. Баженов А. А. Северный полигон // Железнодорожный транспорт. 2014. № 8. С. 13–15 [Bazhenov A. A. Severnyy poligon [The Northern Polygon]. *Zheleznodorozhnyy transport*. 2014;8:13-15. (In Russ.)].

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Михаил Иванович МЕХЕДОВ,

канд. техн. наук, заместитель генерального директора, директор научного центра «Цифровые модели перевозок и технологии энергосбережения», Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ, 129626, г. Москва, ул. 3-я Мытищинская, д. 10), Author ID: 1019989, <https://orcid.org/0000-0002-8174-214X>

Наталья Владимировна КОРНИЕНКО,

ведущий технолог, научный центр «Цифровые модели перевозок и технологии энергосбережения», Научно-исследовательский институт железнодорожного транспорта (ВНИИЖТ, 129626, г. Москва, ул. 3-я Мытищинская, д. 10), Author ID: 1080941, <https://orcid.org/0000-0002-1375-2071>

Александр Сергеевич АДАДУРОВ,

канд. техн. наук, генеральный директор, ВНИИЖТ-ИНЖИНИРИНГ (197022, г. Санкт-Петербург, пр-т Медиков, д. 9, литера Б, помещ. 15-Н, офис № 122), Author ID: 540870, <https://orcid.org/0000-0002-9520-4596>

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Mikhail I. MEKHEDOV,

Cand. Sci. (Eng.), Deputy General Director, Director of the Digital Models of Transportation and Energy Saving Technologies Research Centre, Railway Research Institute (129626, Moscow, 10, 3rd Mytishchinskaya St.), Author ID: 1019989, <https://orcid.org/0000-0002-8174-214X>

Natalya V. KORNIENKO,

Leading Technologist, Digital Models of Transportation and Energy Saving Technologies Research Centre, Railway Research Institute (129626, Moscow, 10, 3rd Mytishchinskaya St.), Author ID: 1080941, <https://orcid.org/0000-0002-1375-2071>

Aleksandr S. ADADUROV,

General Director, VNIIZhT-ENGINEERING (197022, St. Petersburg, 9, lit. B, Area 15-N, Office 122, Medikov Ave.), Author ID: 540870, <https://orcid.org/0000-0002-9520-4596>

ВКЛАД АВТОРОВ

Михаил Иванович МЕХЕДОВ. Формирование направления исследовательской деятельности (20%).

Наталья Владимировна КОРНИЕНКО. Формулировка цели, новизны, методологии исследования, подготовка и анализ исходных данных, описание материалов, выводы (70%).

Александр Сергеевич АДАДУРОВ. Сбор исходных данных (10%).

CONTRIBUTION OF THE AUTHORS

Mikhail I. MEKHEDOV. Formation of line of research (20%).

Natalya V. KORNIENKO. Setting the goal, novelty, research methodology, preparation and analysis of initial data, description of materials, conclusions (70%).

Aleksandr S. ADADUROV. Collection of initial data (10%).

Авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

The authors have read and approved the final manuscript.

Статья поступила в редакцию 06.12.2022, рецензия от первого рецензента получена 12.12.2022, рецензия от второго рецензента получена 20.12.2022, принята к публикации 27.12.2022.

The article was submitted 06.12.2022, first review received 12.12.2022, second review received 20.12.2022, accepted for publication 27.12.2022.

E-SPACE

ПРОГРАММА ПРОФЕССИОНАЛЬНОЙ ПЕРЕПОДГОТОВКИ «ТРАНСПОРТНАЯ ЛОГИСТИКА»

Реализуется в дистанционном формате на базе цифровой образовательной платформы 3 KL Русский Moodle

e-mail: cmre@vniizht.ru

объем	256 ч	512 ч	96 ч
время	2 мес.	5 мес.	1,5 мес.
на выходе	диплом о профпереподготовке	диплом о профпереподготовке с присвоением квалификации	удостоверение о повышении квалификации

СОЗДАНО НЦ «ЦМПЭ»

tel.: + 7 (499) 260-42-00

Получить информацию:
www.vniizht.ru

Интерактивные презентации

Проектная идея

Спикеры – ведущие ученые, сотрудники
АО «ВНИИЖТ»

Разработки Научного центра «Цифровые модели
перевозок и технологии энергосбережения»

II Международная научно-практическая конференция

НАУКА 1520 ВНИИЖТ



2023

ТЕМЫ КОНФЕРЕНЦИИ

- //// Новые транспортные продукты и логистические решения для повышения пропускной способности железных дорог
- //// Инфраструктура в современных условиях, обеспечение перспективных объемов грузооборота
- //// Тяговый подвижной состав – взгляд в будущее
- //// Цифровая трансформация на железнодорожном транспорте
- //// Развитие вагонного комплекса
- //// Техническая диагностика на железнодорожном транспорте



II МЕЖДУНАРОДНАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ «НАУКА 1520 ВНИИЖТ» ПРОЙДЕТ В РАМКАХ ГЛАВНОЙ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЙ ВЫСТАВКИ НА ПРОСТРАНСТВЕ 1520 «PRO//ДВИЖЕНИЕ.ЭКСПО» В Г. САНКТ-ПЕТЕРБУРГ

Конференция ориентирована на обсуждение стратегических задач железнодорожной отрасли, нацелена на развитие и укрепление взаимодействия между органами власти, предприятиями отрасли, учеными, профильными университетами, производителями технических средств, разработчиками технологических решений на железных дорогах мира.

ОСНОВНОЙ ФОКУС КОНФЕРЕНЦИИ

Обсуждение перспективных железнодорожных технологий в эпоху 4-й промышленной революции и глобальных мировых вызовов.

На одной площадке соберутся ведущие российские и зарубежные эксперты и ученые, представители промышленности, органов власти.

ОРГАНИЗАТОР КОНФЕРЕНЦИИ

АО «ВНИИЖТ» – лидер в области разработок, создания, испытания и внедрения железнодорожной техники и технологий на пространстве колеи 1520 мм.



9 772223 973003