



Научно-технический вестник

БРЯНСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО
УНИВЕРСИТЕТА

*Nauchno-Tekhnicheskiy Vestnik
Bryanskogo Gosudarstvennogo
Universiteta*

Б Р Я Н С К

2024(4)

ISSN 2413-9920

**Научно-технический
ВЕСТНИК
Брянского
государственного
университета**

**№ 4
2024**

Nauchno-tekhnicheskij
VESTNIK
Bryanskogo
gosudarstvennogo
universiteta

Scientific and Technical Journal of
Bryansk State University

№ 4
2024

ББК 74.580.4

Н-34

Научно-технический вестник Брянского государственного университета. № 4 (2024). Брянск: РИСО БГУ, 2024. – Точка доступа: <http://ntv-brgu.ru>
Размещено на официальном сайте журнала: 25.12.2024

Решением Высшей Аттестационной комиссии при Минобрнауки России с 07 марта 2023 г. сетевое издание «Научно-технический вестник Брянского государственного университета» включено 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 следующим специальностям научных работников:

2.5.2 – Машиноведение (технические науки);

2.5.11 – Наземные транспортно-технологические средства и комплексы (технические науки);

2.5.21 – Машины, агрегаты и технологические процессы (технические науки)

Решением Высшей Аттестационной комиссии при Минобрнауки России (письмо от 06 декабря 2022 г. № 02-1198) сетевое издание «Научно-технический вестник Брянского государственного университета» отнесено к категории К2

Председатель Редакционного совета БГУ им. акад. И.Г. Петровского:

А.В. Антюхов – доктор филологических наук, профессор, ректор Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского (г. Брянск, Россия).

Главный редактор сетевого издания:

А.В. Лагерев – доктор технических наук, заместитель по научной работе директора НИИ фундаментальных и прикладных исследований Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского (г. Брянск, Россия)

Ответственный секретарь сетевого издания:

И.В. Мельников – кандидат биологических наук, начальник Редакционно-издательского отдела Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского (г. Брянск, Россия).

Редакционная коллегия сетевого издания:

Д.В. Артамонов – доктор технических наук, первый проректор Пензенского государственного университета (г. Пенза, Россия);

Н.И. Баурова – доктор технических наук, декан факультета дорожных и технологических машин Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (г. Москва, Россия);

В.В. Беляков – доктор технических наук, начальник управления научно-исследовательских и инновационных работ Нижегородского государственного технического университета им. Р.Е. Алексеева (г. Нижний Новгород, Россия);

А.В. Вершинский – доктор технических наук, профессор кафедры подъемно-транспортных систем Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана (г. Москва, Россия);

К.А. Гончаров – доктор технических наук, проректор по инновационному развитию, информатизации и цифровой трансформации Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского (г. Брянск, Россия);

А.А. Короткий – доктор технических наук, заведующий кафедрой транспортных систем и логистики Донского государственного технического университета (г. Ростов-на-Дону, Россия);

А.В. Лагерев – доктор технических наук, заместитель директора НИИ фундаментальных и прикладных исследований Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского (г. Брянск, Россия);

И.А. Лагерев – доктор технических наук, ректор Кубанского государственного технологического университета (г. Краснодар, Россия);

В.М. Пашкевич – доктор технических наук, проректор по научной работе Белорусско-Российского университета (г. Могилев, Беларусь);

И.А. Полянин – доктор технических наук, профессор кафедры транспортно-технологических машин Поволжского государственного технологического университета (г. Йошкар-Ола, Россия);

А.В. Рыбаков – доктор технических наук, начальник лаборатории информационного обеспечения населения и технологий информационной поддержки Академии гражданской защиты МЧС России (г. Химки, Россия);

Н.Г. Ярушкина – доктор технических наук, ректор Ульяновского государственного технического университета (г. Ульяновск, Россия).

Editorial Council Chairman of Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University:

A.V. Antyukhov – Doctor of Philological Sciences, Professor, Rector at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russia).

Chief editor:

A.V. Lagerev - Doctor of Technical Sciences, Vice director of Institute of basic and applied research at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russia).

Executive secretary:

I.V. Melnikov – Candidate of Biological Sciences, Chief of Editorial-publishing Department at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russia).

Editorial Board:

D.V. Artamonov – Doctor of Technical Sciences, first Vice rector at Penza State University (Penza, Russia);

N.I. Baurova – Doctor of Technical Sciences, Dean of faculty of road and technological machines at Moscow automobile and road construction state technical University (Moscow, Russia);

V.V. Belyakov – Doctor of Technical Sciences, Head of research and innovation Department at Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev (Nizhny Novgorod, Russia);

K.A. Goncharov – Doctor of Technical Sciences, Vice-Rector for Innovative Development, Informatization and Digital Transformation at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russia);

A.V. Vershinsky - Doctor of Technical Sciences, Professor of chair of Lifting and transport system at Moscow State Technical University named N.E. Bauman (Moscow, Russia);

A.A. Korotky - Doctor of Technical Sciences, Head of chair of transport systems and logistics at Don State Technical University (Rostov-on-Don, Russia);

A.V. Lagerev - Doctor of Technical Sciences, Vice director of Institute of basic and applied research at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russia);

I.A. Lagerev – Doctor of Technical Sciences, Rector at Kuban State Technological University (Krasnodar, Russia);

V.M. Pashkevich - Doctor of Technical Sciences, Vice rector at Belarusian-Russian University (Mogilev, Belarus Republic);

I.A. Polyinin - Doctor of Technical Sciences, Professor of chair of transport and technological machines at Povolzhskiy State Technical University (Yoshkar-Ola, Russia);

A.V. Rybakov - Doctor of Technical Sciences, Head of Laboratory of information technologies and providing the population at Academy of civil defence EMERCOM of Russia (Khimki, Russia);

N.G. Yarushkina - Doctor of Technical Sciences, Rector at Ulyanovsk State Technical University (Ulyanovsk, Russia).

Электронный журнал «Научно-технический вестник Брянского государственного университета» зарегистрирован Федеральной службой по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций. Свидетельство о регистрации: Эл № ФС77-62798 от 18 августа 2015 г.

16+

Ответственность за точность фактологического материала, используемого в статьях, несут авторы.

© Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2024
© 2024 Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta



The Journal and its metadata are licensed under CC BY-SA

СОДЕРЖАНИЕ

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

**Машиноведение, наземные транспортно-технологические средства и процессы**

Статьи, опубликованные в этом разделе, соответствуют требованиям Перечня рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени доктора наук, на соискание ученой степени кандидата наук по специальностям научных работников 2.5.2; 2.5.11; 2.5.21

Статьи, опубликованные в этом разделе, соответствуют требованиям к журналам категории К2 Перечня рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени доктора наук, на соискание ученой степени кандидата наук (Информационное письмо ВАК при Минобрнауки России от 06.12.2022 № 02-1198)

Афанасьев М.А., Тюремнов И.С. (Ярославль, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-04-255-265

Анализ рекомендаций производителей по использованию самоходных виброплит.. 255

Болгова Е.А., Мукутадзе М.А., Харламов П.В. (Ростов-на-Дону, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-04-266-275

Оценка износостойкости модифицированной конструкции радиального подшипника с учетом сжимаемости при турбулентном режиме течения 266

Кожевников В.А. (Самара, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-04-276-285

Исследование конструктивно-режимных параметров переносного механического сводообрушителя 276

Козлов М.Н. (Санкт-Петербург, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-04-286-295

Численное моделирование динамических процессов при работе аварийного тормоза тоннельных эскалаторов 286

Кустарев Г.В., Павлов С.А., Русинов К.А., Гусев А.А., Новоторцев Н.В. (Москва, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-04-296-302

Внедрение жесткого тела конечных размеров в эластично-упругое полупространство, усиленное на поверхности деформируемой пластиной 296

Лагерев А.В., Лагерев И.А. (Брянск, Краснодар, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-04-303-315

Комплексная математическая модель однопролетной мобильной канатной дороги маятникового типа на базе аэромобильных канатных установок 303

Савенков Н.В., Золотарев О.О. (Макеевка, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-04-316-327

Определение расхода топлива ДВС с электромеханическими форсунками и тупиковой рампой на неустановившихся режимах 316

CONTENT

ENGINEERING SCIENCE

**Machinery, ground transportation and technological means and processes**

The articles published in this section comply with the requirements of the List of peer-reviewed scientific publications, in which the main scientific results of dissertations for the degree of Doctor of Science, for the degree of Candidate of Science in the specialties of scientific workers 2.5.2; 2.5.11; 2.5.21

The articles published in this section meet the requirements for journals of category K2 of the List of peer-reviewed scientific publications, in which the main scientific results of dissertations for the degree of Doctor of Science, for the degree of Candidate of Science (Information letter of the Higher Attestation Commission under the Ministry of Education and Science of Russia of December 6, 2022 No. 02-1198)

Afanasev M.A., Tyuremnov I.S. (Yaroslavl, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-04-255-265

Analysis of manufacturer's recommendations for the use of vibratory plate compactors .. 255

Bolgova E.A., Mukutadze M.A., Kharlamov P.V. (Rostov-on-Don, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-04-266-275

Assessment of wear resistance of modified design of radial bearing taking into account compressibility in turbulent flow regime 266

Kozhevnikov V.A. (Samara, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-04-276-285

Investigation of the design and operating parameters of a portable mechanical arch breaker 276

Kozlov M.N. (St. Petersburg, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-04-286-295

Numerical simulation of dynamic processes during operation of emergency brake of tunnel escalators 286

Kustarev G.V., Pavlov S.A., Rusinov K.A., Gusev A.A., Novotortsev N.V. (Moscow, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-04-296-302

The introduction of a rigid body of finite dimensions into an elastic-elastic half-space reinforced on the surface by a deformable plate 296

Lagerev A.V., Lagerev I.A. (Bryansk, Krasnodar, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-04-303-315

A complex mathematical model of a single-span mobile pendulum-type ropeway based on airmobile rope units 303

Savenkov N.V., Zolotarev O.O. (Makeevka, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-04-316-327

Determination of fuel consumption of an ice with electromechanical injectors and a deadlock type ramp on transients 316

УДК (УДК) 625.76.08

АНАЛИЗ РЕКОМЕНДАЦИЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЕЙ ПО ИСПОЛЬЗОВАНИЮ
САМОХОДНЫХ ВИБРОПЛИТANALYSIS OF MANUFACTURER'S RECOMMENDATIONS FOR THE USE OF
VIBRATORY PLATE COMPACTORSАфанасьев М.А., Тюрёмнов И.С.
Afanasev M.A., Tyuremnov I.S.Ярославский государственный технический университет (Ярославль, Россия)
Yaroslavl State Technical University (Yaroslavl, Russia)

Аннотация. Самоходные виброплиты – грунтоуплотняющие машины поверхностного действия с плоским рабочим органом, который вводится в состояние колебательных движений и обеспечивает перемещение виброплиты по поверхности грунта. Промышленно выпускаемые образцы самоходных виброплит существенно различаются по техническим характеристикам, что обуславливает различия в эффективности их использования на различных типах грунтов и в различных условиях выполнения работ. Данный факт в значительной степени затрудняет как проектирование новых моделей самоходных виброплит, так и выбор подходящих моделей для уплотнения грунтов в различных условиях выполнения работ. В то же время, значительная часть производителей приводят весьма ограниченные рекомендации по технологическим возможностям различных моделей виброплит, что увеличивает риск недостаточного уплотнения грунта и снижения срока службы возводимых на нем сооружений. Целью исследования являлся сбор данных о промышленно выпускаемых моделях виброплит, а также анализ рекомендаций производителей по использованию самоходных виброплит в различных условиях выполнения работ. Собранные данные позволяют оценить накопленный опыт по разработке и совершенствованию линеек самоходных виброплит и могут быть использованы при проектировании новых моделей поверхностных грунтоуплотняющих машин.

Ключевые слова: виброплита, уплотнение грунта, вибрация, виброплита неререверсивная, виброплита реверсивная.

Дата получения статьи: 06.08.2024
Дата принятия к публикации: 03.10.2024
Дата публикации: 25.12.2024

Сведения об авторах:

Афанасьев Михаил Александрович – аспирант, ассистент кафедры «Строительные и дорожные машины» ФГБОУ ВО «Ярославский государственный технический университет»,
e-mail: afanasiev.m.a2016@yandex.ru
ORCID: <https://orcid.org/0009-0005-5059-2557>

Abstract. Self-propelled vibratory plate compactors are surface compaction machines with a flat operating device, which is introduced into a state of oscillatory movements and causes the movement of the machine itself along the soil surface. Industrially produced plate compactors differ significantly in technical specifications, which causes differences in the effectiveness of their use on different types of soil and under various conditions. This fact sufficiently complicates both the design of new models of vibratory plate compactors and the selection of suitable models for soil compaction under various conditions. A significant part of manufacturers provides limited recommendations of the technological capabilities of various models of vibratory plate compactors which increases the risk of insufficient soil compaction and a decrease in the service life of structures built on it. The purpose of the study was to collect data on industrially produced models of vibratory plate compactors, as well as to analyze manufacturers recommendations for the use of vibratory plate compactors in various conditions. The collected data allows us to evaluate the gathered experience in the development and improvement of model lines of vibratory plate compactors and can be used when designing new models of vibratory plate compactors.

Keywords: vibratory plate compactor, soil compaction, vibration, forward plate compactor, reversible plate compactor.

Date of manuscript reception: 06.08.2024
Date of acceptance for publication: 03.10.2024
Date of publication: 25.12.2024

Authors' information:

Mikhail A. Afanasev – postgraduate student, assistant of the Construction and road machines Department at Yaroslavl State Technical University;
e-mail: afanasiev.m.a2016@yandex.ru
ORCID: <https://orcid.org/0009-0005-5059-2557>

Тюремнов Иван Сергеевич – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Строительные и дорожные машины» ФГБОУ ВО «Ярославский государственный технический университет», e-mail: tyuremnovis@yandex.ru
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2261-4153>

Ivan S. Tyuremnov – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Construction and road machines department of Yaroslavl State Technical University, e-mail: tyuremnovis@yandex.ru
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2261-4153>

1. Введение

Самоходные виброплиты (далее – виброплиты) – это грунтоуплотняющие машины с плоским рабочим органом, который вводится в состояние колебательного движения и перемещается по поверхности грунта. Как правило, виброплиты применяются для уплотнения несвязных грунтов в тех случаях, когда затруднено использование других видов грунтоуплотняющих машин: в траншеях и котлованах, вблизи фундаментов, столбов и изгородей, при частом перемещении между участками проведения работ и т.д.

Виброплиты классифицируются [1]:

- по массе (сверхлегкие – менее 100 кг, легкие – 100...200 кг, средние – 200...500 кг, тяжелые – более 500 кг);
- по способу передвижения (реверсивные и нереверсивные);
- по типу двигателя (бензиновые, дизельные и электрические);
- по способу управления (ручное и дистанционное).

Основными параметрами виброплит являются масса M , кг, частота колебаний f , Гц, и вынуждающая сила P , кН, вибровозбудителя. К дополнительным параметрам относятся мощность двигателя N , кВт, длина L , мм, и ширина B , мм, основания, а также относительная вынуждающая сила P/Q (определяется как отношение вынуждающей силы P к весу виброплиты Q).

Существующие исследования виброплит затрагивают вопросы повышения производительности и снижения себестоимости оборудования [2-3], защиты оператора от вибрационных воздействий [4], влияния вибрационного воздействия при работе вблизи сооружений [5-6], а также условий обеспечения самоходности [7-9].

Важным направлением развития грунтоуплотняющих машин в целом является

разработка систем контроля качества уплотнения и внедрение так называемых систем «интеллектуального» уплотнения, которые получили широкое распространение на вибрационных катках [10-15]. Однако, ввиду сложного характера взаимодействия основания виброплиты с грунтом и неравномерности распределения контактных напряжений по поверхности основания, применение таких систем на виброплитах затруднено и исследовано в меньшей степени [16].

При использовании самоходных виброплит большое значение имеет адекватный выбор модели с учетом ее технологических возможностей (т.е. возможностей использования виброплиты в заданных условиях, определяемых типом и влажностью уплотняемого грунта, толщиной уплотняемого слоя и требуемым коэффициентом уплотнения), а также назначение режима ее работы (который определяется количеством циклов приложения нагрузки на грунт в одной точке, необходимым для обеспечения заданного коэффициента уплотнения при заданных влажности и типе грунта, а также заданной толщине уплотняемого слоя).

Исследователями предпринимались попытки связать количество проходов по одному следу со скоростью виброплиты, частотой колебаний вибровозбудителя и характеристиками грунта. Однако зачастую при этом не учитывался ни коэффициент уплотнения грунта, ни влияние длины основания на величину контактных давлений, ни ряд других факторов. Например, не был учтен отрывной характер взаимодействия основания виброплиты с грунтом (поскольку для виброплит характерны отрывные колебания с кратностью в 2 и более раза, из-за чего частота колебаний вибровозбудителя не совпадает с частотой приложения нагрузки к грунту). Анализ технических характеристик реверсивных и нереверсивных виброплит с

различными типами двигателей показывает, что у производителей также отсутствуют достоверные методики, позволяющие оценить влияние технических характеристик на результат уплотнения грунта в различных условиях выполнения работ.

В этой связи представляют интерес рекомендации производителей, касающиеся технологических возможностей виброплит и назначения режима их работы. Существующие исследования по данной теме [17] предлагают достаточно ограниченную выборку виброплит, поэтому целесообразно проведение дополнительного анализа.

Целью данного исследования являлись сбор и систематизация данных, касающихся рекомендаций производителей о технологических возможностях и назначении режимов работы выпускаемых виброплит.

2. Материалы и методы

Анализ выполнен на основе данных о технических характеристиках и технологических возможностях самоходных виброплит, предоставленных на сайтах производителей и их дилеров, а также в программе CompBase.

В ходе исследования были рассмотрены виброплиты 67 производителей, включая как отечественных (Сплитстоун, Красный маяк, Техком, Вибромаш и др.), так и зарубежных (Wacker Neuson, Batmatic, AMANN, Belle, BOMAG, Dynapac, Mikasa, NTC, Zitrek, Weber, Husqvarna, KOMAN, Lifan, MBW и др.) производителей.

3. Результаты

Исследование показало, что среди 67 рассмотренных производителей только 10 приводят данные о технологических возможностях виброплит. В это число входят виброплиты марок Сплитстоун, AMMANN, BOMAG, Champion, Delta Jeonil, DYNAPAC, Fox Weld, Spektrum, Tremix, Wacker Neuson. Остальные производители, если и указывают глубину уплотнения, не приводят никакой информации о том, при каких условиях она может быть достигнута.

Для виброплит марок Champion и Spektrum производители указывают лишь данные о глубине уплотнения для одного материала (щебень с фракцией >15 мм и песок соответственно), не указывая ни коэффициент уплотнения, ни количество проходов, необходимое для достижения требуемого коэффициента уплотнения.

Fox Weld классифицирует собственные виброплиты, исходя из типа выполняемых ими работ. Так, для укладки плитки, ямочного ремонта дороги, укладки асфальта и строительства дорог рекомендуется использовать модели FTL PCF 70, FTL PCF 80, FTL PCF 80H, FTL PCF 100, FTL PCF 100H; а для уплотнения траншей и котлованов, щебня и сыпучих материалов предназначены модели FTL PCF 100, FTL PCF 100H, FTL PCF 150H, FTL PCF 150H, FTL PCF 150H1 (табл. 1). При этом производитель не только не указывает информацию о требуемом количестве проходов и толщине уплотняемого слоя, но и не приводит данных о том, как меняются технологические возможности виброплит на различных типах грунта.

Компания Tremix приводит схожую классификацию, но уже с учетом типа грунта (табл. 2). Исходя из этих рекомендаций, тяжелые виброплиты Tremix пригодны для уплотнения ила и каменной отсыпки с размером зерен $D \leq 15$ см, модели с системой подачи воды пригодны для уплотнения асфальта, виброплиты с резиновой накладкой используются для укладки тротуарной плитки. Для уплотнения песка и гравия пригодны любые модели, а для уплотнения глины виброплиты Tremix не пригодны.

В то же время, производитель не приводит информацию о толщине уплотняемого слоя, количестве проходов для достижения различных требуемых коэффициентов уплотнения грунта.

Для виброплит марки Delta Jeonil приводятся данные о глубине уплотнения песка и гравия за 1 проход (табл. 3). При этом остается неизвестен коэффициент уплотнения, а также возможность использования виброплит на других типах грунта.

Более подробную информацию о технологических возможностях своих виброплит предоставляет отечественная компания Сплитстоун. Для каждой виброплиты приведены рекомендованные (+), допустимые (0) и нерекондованные (-) типы уплотняемого материала (табл. 4). Также дается информа-

ция о глубине уплотнения сыпучих материалов до коэффициента уплотнения 0,97 за 4 прохода (табл. 5). В то же время, остается неизвестно, как технологические возможности виброплит Сплитстоун изменяются в зависимости от типа грунта.

Таблица 1

Технологические возможности виброплит Fox Weld [18]

Модель	Укладка плитки, ямочный ремонт дорог	Укладка асфальта	Строительство и ремонт дорог	Уплотнение траншей и котлованов, щебень, сыпучие материалы
FTL PCF 70	+	+	+	-
FTL PCF 80	+	+	+	-
FTL PCF 80H	+	+	+	-
FTL PCF 100	+	+	+	+
FTL PCF 100H	+	+	+	+
FTL PCF 150	-	-	-	+
FTL PCF 150H	-	-	-	+
FTL PCF 150H1	-	-	-	+

Таблица 2

Технологические возможности виброплит Tremix [19]

Модель	Глина	Ил	Песок/гравий	Каменная отсыпка D≤15 см	Асфальт	Бетонные блоки
MV40	-	-	+	-	-	-
MV65	-	-	+	-	-	+
MV70	-	-	+	-	+	-
MV80	-	-	+	-	-	+
MV92	-	-	+	-	+	+
MV130	-	-	+	-	-	-
MV165	-	-	+	-	-	+
MV170D	-	-	+	-	-	+
MV220	-	-	+	-	-	+
MV230D	-	-	+	-	-	+
MV245DE	-	-	+	-	-	+
MV305	-	+	+	-	-	-
MV320DE	-	+	+	-	-	-
MV440	-	+	+	-	-	-
MV480	-	-	+	+	-	+
		Тяжелые виброплиты	Любые виброплиты	Тяжелые виброплиты	Виброплиты с системой подачи воды	Виброплиты с резиновой накладкой

Таблица 3

Технологические возможности виброплит Delta Jeonil [20]

Модель	Вынуждающая сила, кН	Частота вибрации, Гц	Масса, кг	Скорость передвижения, см/с	Глубина уплотнения песка, мм	Глубина уплотнения гравия, мм
JPC-60WT	11,1	95	69	42	90	150
JPC-90WT	14	95	83	42	100	180
JPC-940WT	15	100	70	42	100	180
JPC-80JWT	19,6	107	89	42	110	200
JPC-120JWT	23,5	107	105	42	170	220

Таблица 4

Рекомендации по использованию виброплит Сплитстоун [21]

Модель	Щебень	Грунты (смешанный грунт, суглинки)	Песок	Тротуарная плитка (при наличии демпфирующего коврика)	Асфальт
VS-104	-	0	0	0	0
VS-134	-	0	0	0	0
VS-244	0	0	0	+	+
VS-245 E6	0	0	0	+	+
VS-245 E8	0	0	0	+	+
VS-245 E10	0	0	0	+	0
VS-246 E12	0	+	0	+	0
VS-246 E20	0	+	+	0	-
VS-309	+	+	+	-	-

Таблица 5

Технологические возможности виброплит Сплитстоун [21]

Модель	Вынуждающая сила, кН	Частота вибрации, Гц	Масса, кг	Скорость передвижения, см/с	Производительность, м ² /ч	Глубина уплотнения, мм
VS-104	10	100	57	42	100	100
VS-134	11	10	70	42	100	100
VS-244	13,5	93	85	42	140	200
VS-245 E6	16	94	103	42	140	210
VS-245 E8	18,8	94	118	42	140	220
VS-245 E10	22	94	128	42	140	230
VS-246 E12	26	82	140	42	150	250
VS-246 E20	30	82	160	42	160	300
VS-309	40	72	300	42	180	400

Компания AMMANN указывает глубину уплотнения с учетом типа грунта, но без учета коэффициента уплотнения (табл. 6). Интересно отметить, что в отличие от Tremix, компания AMMANN не только допускает уплотнение глины отдельными моделями самоходных виброплит, но даже рекомендует их для этой цели, указывая, в том числе, глубины уплотнения. Тем не менее, количество

проходов для достижения требуемой плотности производителем также не указаны.

Компания BOMAG приводит более подробную информацию о технологических возможностях своих виброплит (табл. 7). Уплотняемые материалы разделены на 5 групп: камень, щебень, гравий/песок, смешанные почвы и глина/ил. Толщина уплотняемого слоя указана для каждой группы материалов в виде диапазона: до и после уплот-

Таблица 6

Технологические возможности виброплит AMMANN [22]

Модель	Глубина уплотнения, мм				
	Песок/ гравий	Смешанные грунты	Связные грунты	Переувлажненные грунты	Щебень
APF 10/33	100	100	Пригодна с ограничениями	Пригодна с ограничениями	Не пригодна
APF 12/40	200	150	Пригодна с ограничениями	Пригодна с ограничениями	Не пригодна
APF 12/50	200	150	Пригодна с ограничениями	Пригодна с ограничениями	Не пригодна
APF 15/40	200	150	Пригодна с ограничениями	Пригодна с ограничениями	Не пригодна
APF 15/50	150	100	Пригодна с ограничениями	Пригодна с ограничениями	Не пригодна
APF 20/50	250	200	Пригодна с ограничениями	Пригодна с ограничениями	Не пригодна
APR 22/40	300	250	Пригодна с ограничениями	Пригодна с ограничениями	Не пригодна
APR 25/40	350	300	Пригодна с ограничениями	Пригодна с ограничениями	Не пригодна
APR 25/50	350	300	Пригодна с ограничениями	Пригодна с ограничениями	Не пригодна
APR 30/450	400	350	Пригодна с ограничениями	Пригодна с ограничениями	Не пригодна
APR 30/60	400	350	Пригодна с ограничениями	Пригодна с ограничениями	100
APR 40/60	450	400	Пригодна с ограничениями	200	150
APR 49/20	500	450	200	300	200
APR 59/20	550	500	250	400	250
APH 50/75	500	450	200	300	200
APH 60/85	600	450	200	400	200
APH 55/75	500	450	250	300	200
APH 65/85	550	600	350	500	300
APH 85/95	500	650	400	500	300
APH 110-95	650	800	550	650	400

Таблица 7

Технологические возможности виброплит BOMAG [23]

Модель	Вынуждающая сила, кН	Масса, кг	Толщина уплотняемого слоя до/после уплотнения, см				
			Камень	Щебень	Гравий/песок	Смешанные почвы	Глина/ил
BP 10/35	10	65	-	-	25/20	20/15	-
BP 12/40	12	72	-	-	25/20	20/15	-
BP 12/50 A	12	82	-	-	25/20	20/15	-
BP 20/50	20	95	-	-	25/20	20/15	-
BVP 10/36	10	83	-	-	25/20	20/15	-
BVP 12/50 A	12	72	-	-	25/20	20/15	-
BVP 18/45	18	91	-	-	25/20	20/15	-
BP 20/50 D	20	109	-	-	30/25	25/20	-

Окончание табл. 7

Модель	Вынуждающая сила, кН	Масса, кг	Толщина уплотняемого слоя до/после уплотнения, см				
			Камень	Щебень	Гравий/песок	Смешанные почвы	Глина/ил
BP 25/50 D	25	122	-	15/13	35/30	30/25	20/15
BPR 25/40 D	25	135	-	15/13	35/30	30/25	20/15
BPR 25/50 D	25	150	-	15/13	35/30	30/25	20/15
BPR 35/42 D	35	210	-	20/15	35/30	30/25	20/15
BPR 35/60 D	35	205	-	20/15	35/30	30/25	20/15
BPR 40/60 D	40	260	-	20/15	35/30	30/25	20/15
BPR 45/45	45	355	-	30/25	50/40	45/35	30/25
BPR 50/55 D	50	405	-	30/25	50/40	45/35	30/25
BPR 55/65 D	55	455	-	30/25	50/40	45/35	30/25
BPR 60/65 D	60	420	-	30/25	50/40	45/35	30/25
BPR 70/70 D	70	570	35/30	40/35	55/45	50/40	35/30
BPR 100/80 D	100	700	35/30	45/40	75/60	60/50	40/35
BPH 80/65 S	80	750	50/45	45/40	75/60	60/50	40/35

Таблица 8

Технологические возможности виброплит Wacker Neuson [24]

Тип оборудования		Тип грунта					
	Рабочая масса, кг	Несвязные грунты		Смешанные грунты		Связные грунты	
		толщина слоя, мм	количество проходов	толщина слоя, мм	количество проходов	толщина слоя, мм	количество проходов
Легкое оборудование							
Вибротрамбовки (легкие)	до 25	до 152	2...4	до 152	2...4	до 102	2...4
Вибротрамбовки (средние)	25...60	203...406	2...4	152...305	3...5	102...305	2...4
Виброплиты (легкие)	60...90	до 203	3...5	до 152	4...6	-	-
Виброплиты (средние)	90...300	203...305	3...5	152...254	4...6	-	-
Виброкатки (легкие)	до 600	203...305	4...6	152...254	5...6	-	-
Средне-тяжелое и тяжелое оборудование							
Вибротрамбовки (средние)	25...60	203...406	2...4	152...305	2...4	102...305	2...4
Вибротрамбовки (тяжелые)	60...200	406...508	2...4	203...406	2...4	203...305	2...4
Виброплиты (средние)	300...750	305...508	3...5	203...406	3...5	-	-
Виброплиты (тяжелые)	более 750	406...711	3...5	406...508	3...5	-	-
Виброкатки	600...730	203...508	4...6	203...406	5...6	-	-

нения. Производитель также отмечает, что уплотнение достигается за 4-8 проходов, но при этом не указывает коэффициент уплотнения.

Компания Wacker Neuson дает рекомендации о том, для каких видов работ пригоден каждый тип грунтоуплотняющих машин в целом. Таким образом, производитель рекомендует использовать виброплиты для уп-

лотнения широких траншей, оснований строений, пешеходных и велодорожек, спортивных и игровых площадок, железнодорожных конструкций. При строительстве гидротехнических сооружений, дорожных конструкций и узких траншей виброплиты не являются оптимальным вариантом, но также допустимы.

Как видно из табл. 8, виброплиты Wacker Neuson, вне зависимости от собственной массы, пригодны для уплотнения несвязных и смешанных грунтов, но не пригодны для уплотнения связных грунтов. В таблице производитель указывает толщину уплотняемого слоя и требуемое количество проходов, но не приводит коэффициент уплотнения.

Компания Дупарас предлагает для обоснования выбора виброплиты использовать программу CompBase, которая содержит информацию о практических испытаниях различных классов грунтоуплотняющих машин производства Дупарас. На сегодняшний день данная программа является одним из наиболее полных источников данных о технологических возможностях виброплит.

CompBase позволяет определить глубину уплотнения грунта при различных значениях коэффициента уплотнения и количества проходов (рис. 1). Также с ее помощью можно оценить степень уплотнения грунта (по стандартному Проктору), в зависимости от толщины уплотняемого слоя и числа проходов (рис. 1). Указанная информация приведена для песка и супеси. Также программа

содержит данные о производительности виброплит Дупарас.

3. Обсуждение

Только 10 из 67 рассмотренных производителей приводят информацию о технологических возможностях виброплит. При этом лишь 4 производителя указывают данные, достаточные для обоснования выбора модели грунтоуплотняющей машины. Однако даже в этом случае информация остается неполной и, зачастую, не содержит данных о достигаемом коэффициенте уплотнения грунта.

Важно отметить, что производители приводят информацию только о собственной продукции, что затрудняет сравнение технологических возможностей виброплит, выпускаемых разными компаниями. Кроме того, приводимая информация зачастую весьма противоречива. Например, компании AMMANN и BOMAG допускают использование отдельных моделей виброплит для уплотнения связных грунтов, в то время компании Tremix и Wacker Neuson не допускают этого вне зависимости от технических характеристик виброплиты.

Также следует отметить, что все компании приводят данные, полученные на основе испытаний уже существующих моделей виброплит в заданных условиях. Таким образом, существующие рекомендации не могут быть использованы при разработке новых моделей виброплит.

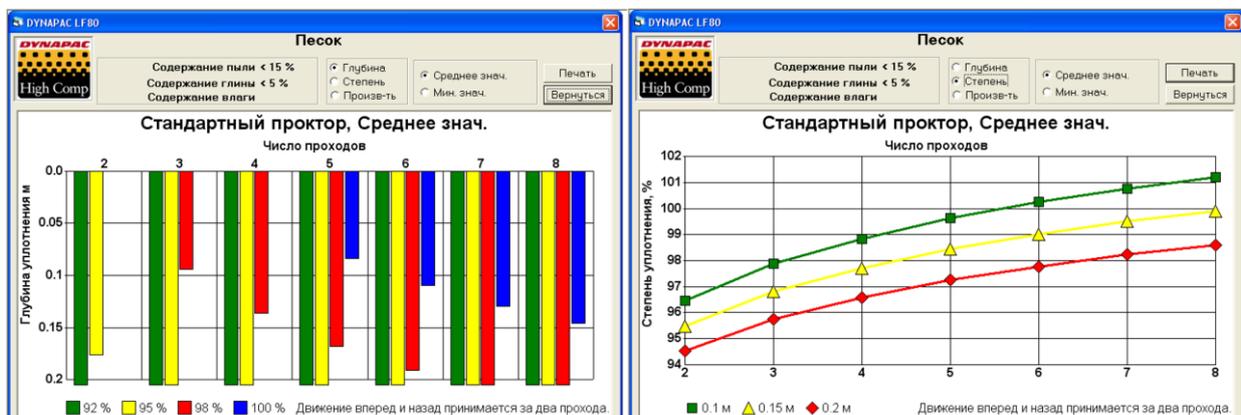


Рис. 1. Значения глубины и степени уплотнения для виброплиты Дупарас

4. Заключение

Таким образом, рекомендации производителей не представляют исчерпывающей

информации о технологических возможностях и назначении режима работы самоходных виброплит. Все предоставленные данные получены на основе испытаний уже существующих моделей. Отсюда можно сделать предположение о том, что у производителей отсутствуют методики, позволяющие прогнозировать влияние технических характеристик виброплит на их технологические возможности. Это является частью более широкой проблемы прогнозирования результатов уплотнения грунтов с использованием виброплит, а также других видов грунтоуплотняющих машин вибрационного действия (в частности, виброкатков и навесных экскаваторных виброплит [25, 26]). В результате повышается риск недостаточного уплотнения грунта. Разработка таких методик затруднена в связи со сложным характером взаимодействия основания виброплиты с уплотняемым грунтом, а также тем, что свой-

ства различных видов грунтов остаются не до конца изученными.

Таким образом, актуальной задачей является разработка методики для оценки влияния технических характеристик виброплит на их технологические возможности. Наличие такой методики позволит, с одной стороны, рационально назначать технические характеристики самоходных виброплит на этапе их проектирования, а с другой, выбирать режимы работы виброплиты для достижения требуемого коэффициента уплотнения грунта.

Собранные данные, касающиеся технологических возможностей самоходных виброплит, могут быть использованы при построении математической модели работы виброплиты и определения влияния технических характеристик виброплит на результат уплотнения грунта.

Список литературы

1. Тюремнов И.С., Новичихин А.А. Уплотнение грунтов вибрационными плитами. Ярославль: Издат. дом ЯГТУ, 2018, 143 с.
2. Massarsch K.R., Wersäll, C. Vibratory plate resonance compaction // Proceedings of the Institution of Civil Engineers - Geotechnical Engineering. 2019. P. 127-130. DOI: 10.1680/jgeen.19.00169.
3. Sawant R. Advance Equipment for Compaction on Site // International Journal for Research in Engineering Application & Management. 2021. Vol. 6, N 12. P. 135-141. DOI: 10.35291/2454-9150.2021.0099.
4. Кузьмичев В.Д. Математическая модель виброплиты // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2012. № 3. С. 65-68.
5. Czech K., Gosk W. Impact of the Operation of a Tri-band Hydraulic Compactor on the Technical Condition of a Residential Building // Applied Sciences. 2019. DOI: 10.3390/app9020336.
6. Wang C., Qiu T., Xiao M., Wang J. Utility Trench Backfill Compaction Using Vibratory Plate Compactor versus Excavator-Mounted Hydraulic Plate Compactor // Journal of Pipeline Systems Engineering and Practice. 2017. DOI:

References

1. Tyuremnov I.S., Novichikhin A.A. *Uplotnenie gruntov vibratsionnymi plitami* [Soil compaction using vibratory plate compactors]. Yaroslavl. Izdat. dom YSTU, 2018, 143 p. (In Russian)
2. Massarsch K. R., Wersäll C. Vibratory plate resonance compaction. *Proceedings of the Institution of Civil Engineers - Geotechnical Engineering*. 2019, pp. 127-130. DOI: 10.1680/jgeen.19.00169.
3. Sawant R. Advance Equipment for Compaction on Site. *International Journal for Research in Engineering Application & Management*. 2021, Vol. 6, No. 12, pp. 135-141. DOI: 10.35291/2454-9150.2021.0099.
4. Kuzmichev V.D. Mathematical model of plate compactors. *Sovremennye tekhnologii. Sistemnyy analiz. Modelirovanie*. 2012, No. 3, pp. 65-68. (In Russian)
5. Czech K., Gosk W. Impact of the Operation of a Tri-band Hydraulic Compactor on the Technical Condition of a Residential Building. *Applied Sciences*. 2019. DOI: 10.3390/app9020336.
6. Wang C., Qiu T., Xiao M., Wang J. Utility Trench Backfill Compaction Using Vibratory Plate Compactor versus Excavator-

10.1061/(ASCE)PS.1949-1204.0000284.

7. Рябов Г.К., Леонтьева В.С., Федосеев Ю.В. О механизме передвижения бесколесной виброплиты // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2012. № 3. С. 143.

8. Башкарев А.Я., Мусияко Д.В., Пешков В.С. Вибрационное перемещение поверхностного уплотнителя // Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета. 2013. № 1. С. 175-178.

9. Кузьмичев В.Д. Разработка динамической модели самоходной нереверсивной виброплиты // Механика XXI века. 2012. № 11. С. 39-45.

10. Chen C., Hu Y., Jia F., Wang X. Intelligent compaction quality evaluation based on multi-domain analysis and artificial neural network // Construction and Building Materials. 2022. DOI: 127583.10.1016/j.conbuildmat.2022.127583.

11. Xu G., Chang G., Wang D., Correia A. Nazarian S. The pioneer of intelligent construction — An overview of the development of intelligent compaction // Journal of Road Engineering. 2022. DOI 10.1016/j.jreng.2022.12.001.

12. Fathi A., Tirado C., Rocha S., Mazari M., Nazarian S. Assessing Depth of Influence of Intelligent Compaction Rollers by Integrating Laboratory Testing and Field Measurements // Transportation Geotechnics. 2020. DOI 100509. 10.1016/j.trgeo.2020.100509.

13. Kaufmann K., Anderegg R. GPS-based Compaction Technology // Proceedings of the 1st International Conference on Machine Control and Guidance. 2008. P. 287-296.

14. Yao Y., Song E. B. Intelligent compaction methods and quality control // Smart Construction and Sustainable Cities. 2023. DOI: 1.10.1007/s44268-023-00004-4.

15. Chen C., Chang F., Li L., Dou W., Xu C. Optimization of intelligent compaction based on finite element simulation and nonlinear multiple regression // Electronic Research Archive. 2023. DOI: 31. 2775-2792. 10.3934/era.2023140.

16. Anderegg R., Kaufmann K. Compaction Monitoring Using Intelligent Soil Compactors // GeoCongress 2006: Geotechnical Engineering in the Information Technology Age. 2006. DOI:

† Mounted Hydraulic Plate Compactor. *Journal of Pipeline Systems Engineering and Practice*. 2017. DOI: 10.1061/(ASCE)PS.1949-1204.0000284.

† 7. Ryabov G.K., Leonteva V.S., Fedoseev Yu.V. On the mechanics of movement of wheel-less plate compactor. *Trudy NGTU im. R.E. Alekseeva*. 2012, No. 3, p. 143. (In Russian)

† 8. Bashkarev A.Ya., Musiyako D.V., Peshkov V.S. Vibratory movement of the surface compactor. *Nauchno-tekhnicheskie ведомosti Sankt-Peterburgskogo gosudarstvennogo politekhnicheskogo universiteta*. 2013, No. 1, pp. 175-178. (In Russian)

† 9. Kuzmichev V.D. Development of a dynamic model of forward plate compactor. *Mekhaniki XXI veku*. 2012, No. 11, pp. 39-45. (In Russian)

† 10. Chen C., Hu Y., Jia F., Wang X. Intelligent compaction quality evaluation based on multi-domain analysis and artificial neural network. *Construction and Building Materials*. 2022. 341.

† DOI: 27583.10.1016/j.conbuildmat.2022.127583.

† 11. Xu G., Chang G., Wang D., Correia A. Nazarian S. The pioneer of intelligent construction - An overview of the development of intelligent compaction. *Journal of Road Engineering*. 2022.

† DOI: 10.1016/j.jreng.2022.12.001.

† 12. Fathi A., Tirado C., Rocha S., Mazari M., Nazarian S. Assessing Depth of Influence of Intelligent Compaction Rollers by Integrating Laboratory Testing and Field Measurements. *Transportation Geotechnics*. 2020. DOI: 100509. 10.1016/j.trgeo.2020.100509.

† 13. Kaufmann K., Anderegg R. GPS-based Compaction Technology. *Proceedings of the 1st International Conference on Machine Control and Guidance*. 2008, pp. 287-296.

† 14. Yao Y., Song E. B. Intelligent compaction methods and quality control. *Smart Construction and Sustainable Cities*. 2023. DOI: 1.10.1007/s44268-023-00004-4.

† 15. Chen C., Chang F., Li L., Dou W., Xu C. Optimization of intelligent compaction based on finite element simulation and nonlinear multiple regression. *Electronic Research Archive*. 2023. DOI: 31. 2775-2792.

10.1061/40803(187)41.

17. Тюремнов И.С., Новичихин А.А., Филатов И.С. Обзор рекомендаций производителей по использованию вибрационных плит для уплотнения грунта // Механизация строительства. 2014. № 12. С. 28-32.

18. FoxWeld [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://foxweld.ru> (дата обращения 12.07.2024).

19. TREMIX. Soil and Asphalt Compaction. Tremix, Satra, Sweden. 2007. 12 p.

20. РентСтрой [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://rentstroy64.ru/content/files/catalog1/jeonil_jpc_80_wt_0.pdf?ysclid=lyiiexqlci115204781 (дата обращения 12.07.2024).

21. Сплитстоун [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://splitstone.ru> (дата обращения 12.07.2024).

22. AMMANN [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.ammann.com> (дата обращения 12.07.2024).

23. BOMAG [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.bomag.com> (дата обращения 12.07.2024).

24. Wacker Neuson [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.wackerneuson.com> (дата обращения 12.07.2024).

25. Тюремнов И.С., Игнатъев А.А., Филатов И.С. Статистический анализ технических характеристик грунтовых вибрационных катков // Вестник Тихоокеанского государственного университета. 2014. № 3. С. 81-88.

26. Тюремнов И.С., Федорова Д.В. Обзор рекомендаций производителей по оценке технологических возможностей навесных экскаваторных виброплит при уплотнении грунтов // Вестник Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета. 2020. Т. 17. № 5. С. 562-573. DOI: 10.26518/2071-7296-2020-17-5-562-573.

† 10.3934/era.2023140.

† 16. Anderegg R., Kaufmann K. Compaction Monitoring Using Intelligent Soil Compactors. *GeoCongress 2006: Geotechnical Engineering in the Information Technology Age*. 2006. DOI: 10.1061/40803(187)41.

† 17. Tyuremnov I.S., Novichikhin A.A., Filatov I.S. The review on manufacturer recommendations for vibratory plates usage in soil compaction. *Mekhanizatsiya stroitel'stva*. 2014, No. 12, pp. 28-32. (In Russian)

† 18. FoxWeld. Available at: <https://foxweld.ru>

† 19. TREMIX. Soil and Asphalt Compaction. Tremix, Satra, Sweden. 2007. 12 p.

† 20. RentStroy. Available at: https://rentstroy64.ru/content/files/catalog1/jeonil_jpc_80_wt_0.pdf?ysclid=lyiiexqlci115204781

† 21. Splitstone. Available at: <https://splitstone.com>

† 22. AMMANN. Available at: <https://www.ammann.com>

† 23. BOMAG. Available at: <https://www.bomag.com>

† 24. Wacker Neuson. Available at: <https://www.wackerneuson.com>

† 25. Tyuremnov I. S., Ignat'ev A.A., Filatov I.S. Statistical analysis of technical specification of soil vibratory rollers *Vestnik Tikhookeanskogo gosudarstvennogo universiteta*. 2014, No. 3, pp. 81-88. (In Russian)

† 26. Tyuremnov I. S., Fedorova D.V. Review of manufacturers' recommendations on technological capabilities of ejectable excavator vibroplates assessment during soil compaction. *Vestnik Sibirskogo gosudarstvennogo avtomobilno-dorozhnogo universiteta*. 2020, T. 17, No. 5, pp. 562-573, DOI: 10.26518/2071-7296-2020-17-5-562-573. (In Russian)

УДК ((UDC) 621.822.17

ОЦЕНКА ИЗНОСОСТОЙКОСТИ МОДИФИЦИРОВАННОЙ КОНСТРУКЦИИ
РАДИАЛЬНОГО ПОДШИПНИКА С УЧЕТОМ СЖИМАЕМОСТИ ПРИ
ТУРБУЛЕНТНОМ РЕЖИМЕ ТЕЧЕНИЯASSESSMENT OF WEAR RESISTANCE OF MODIFIED DESIGN OF RADIAL
BEARING TAKING INTO ACCOUNT COMPRESSIBILITY IN TURBULENT
FLOW REGIMEБолгова Е.А., Мукутадзе М.А., Харламов П.В.
Bolgova E.A., Mukutadze M.A., Kharlamov P.V.Ростовский государственный университет путей сообщения, (Ростов-на-Дону, Россия)
Rostov State Transport University (Rostov-on-Don, Russian Federation)

Аннотация. В ходе проведения исследования была разработана усовершенствованная модель движения вязкого смазочного материала в рабочем зазоре радиального подшипника скольжения с адаптированным опорным профилем. Основное внимание было уделено воздействию полимерного покрытия с канавкой на распределение давления и скорости смазочного материала. Для достижения поставленных целей, были использованы методы численного анализа, которые обеспечили создание детализированной картины распределения давления и скорости внутри рабочей зоны. Особый акцент был сделан на учет сжимаемости смазочного материала, что позволило значительно улучшить точность расчетов и повысить надежность полученных данных. Модель показала себя надежной и точной, что подтверждается согласованностью расчетных данных с экспериментальными измерениями. В результате моделирования были подробно изучены характеристики распределения давления и скорости смазки в системе. Исследование показало, что внедрение полимерного покрытия с канавкой заметно влияет на поведение смазочного материала, улучшая его распределение и уменьшая потенциальные зоны перегрева и износа. Таким образом, данная работа представляет собой попытку внести вклад в область исследования радиальных подшипников скольжения. Полученные результаты могут быть использованы для дальнейшего совершенствования конструкций подшипников, что позволит увеличить их надежность и долговечность в различных отраслях промышленности.

Ключевые слова: подшипник, полимерное покрытие, осевая канавка, гидродинамический режим, сжимаемость смазочного материала.

Дата получения статьи: 09.10.2024
Дата принятия к публикации: 15.11.2024
Дата публикации: 25.12.2024

Сведения об авторах:

Болгова Екатерина Александровна – аспирант кафедры «Высшая математика», ФГБОУ ВО «Рос-

Abstract. In the course of the study, an improved model of the motion of a viscous lubricant in the working clearance of a radial plain bearing with a modified support profile was developed. The main attention was paid to the effect of a polymer coating with a groove on the distribution of pressure and velocity of the lubricant. To achieve the stated goals, numerical analysis methods were used, which provided the creation of a detailed picture of the distribution of pressure and velocity inside the working zone. Particular emphasis was placed on taking into account the compressibility of the lubricant, which made it possible to significantly improve the accuracy of calculations and increase the reliability of the obtained data. The model proved to be reliable and accurate, which is confirmed by the consistency of the calculated data with experimental measurements. As a result of the modeling, the characteristics of the distribution of pressure and velocity of the lubricant in the system were studied in detail. The study showed that the introduction of a polymer coating with a groove significantly affects the behavior of the lubricant, improving its distribution and reducing potential zones of overheating and wear. Thus, this work is an attempt to make a contribution to the field of radial plain bearing research. The results obtained can be used for further improvement of bearing designs, which will increase their reliability and durability in various industries.

Keywords: bearing, polymer coating, axial groove, hydrodynamic mode, compressibility of the lubricant.

Date of manuscript reception: 09.10.2024
Date of acceptance for publication: 15.11.2024
Date of publication: 25.12.2024

Authors' information:

Ekaterina A. Bolgova – Postgraduate of the Department of Higher Mathematics at Rostov State



товский государственный университет путей сообщения», *e-mail: bolgova_katya6@mail.ru.*

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0737-1846>

Мукутадзе Мурман Александрович – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Высшая математика», ФГБОУ ВО «Ростовский государственный университет путей сообщения», *e-mail: murman1963@yandex.ru.*

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2910-3047>

Харламов Павел Викторович – доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Проектирование и технология производства машин», ФГБОУ ВО «Ростовский государственный университет путей сообщения», *e-mail: pvharlamov@rgups.ru.*

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5100-4894>

Transport University, *e-mail: bolgova_katya6@mail.ru*
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0737-1846>

Murman A. Mukutadze – Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Department of Higher Mathematics at Rostov State Transport University, *e-mail: murman1963@yandex.ru.*

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2910-3047>

Pavel V. Kharlamov – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Transport Vehicles and Tribotechnics at Rostov State Transport University, *e-mail: pvharlamov@rgups.ru.*

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5100-4894>

1. Введение

Ключевым аспектом повышения надежности является адаптация технологий производства к различным типам материалов. Это включает в себя как выбор подходящих сплавов и композитов, так и методы обработки поверхности, такие как анодирование или нанесение защитных покрытий. В конечном итоге, только комплексный подход, включающий в себя как традиционные, так и инновационные методы, позволит добиться оптимального баланса между надежностью, стоимостью и эксплуатационными характеристиками. Исследования и разработки в этой области продолжают активно развиваться.

В настоящее время разработки в области полимерных покрытий активно направлены на модификацию базовых материалов для улучшения их трибологических характеристик. Эти усилия направлены на создание покрытий, способных выдерживать сложные условия эксплуатации, характерные для промышленных трибосистем, что открывает широкие перспективы для их применения в различных отраслях. Одним из ключевых подходов является введение в полимеры различных наполнителей, включая твердые смазки. Такие наполнители, как графит, дисульфид молибдена и углеродные нанотрубки, значительно повышают износостойкость полимерных материалов [1-3]. Включение этих компонентов в полимерную матрицу приводит к образованию композитов с

улучшенными эксплуатационными характеристиками.

Согласно исследованиям [4–6], композитные материалы характеризуются высокой стойкостью к механическим нагрузкам и улучшенными антифрикционными свойствами. Использование таких материалов позволяет существенно уменьшить вес деталей, улучшить их механическую прочность и долговечность. В сочетании с правильно подобранными смазочными композициями это приводит к снижению коэффициента трения и уменьшению износа.

Исследование [7] акцентирует внимание на применении резинового порошка в качестве наполнителя для эпоксидных полимеров. Это направление открывает новые возможности в разработке высокоэффективных вибропоглощающих композитов. Одним из основных выводов исследования является доказанный пластифицирующий эффект, который оказывает резиновый порошок на эпоксидные полимеры. Это проявляется в снижении температуры стеклования материала, что подразумевает более высокую эластичность и гибкость полимера при различных температурах. Такая модификация материала может быть особо важна в условиях, где температурные колебания являются значительным фактором.

Технологический прогресс в области материаловедения предъявляет новые требования к качеству и надежности композитных материалов. Стеклопластики, благодаря своим уникальным свойствам, находят широкое

применение в различных отраслях промышленности. Однако, как и любые другие материалы, они подвержены возникновению дефектов, которые могут негативно сказаться на их эксплуатационных характеристиках. В статье [8] предложено эффективное решение по выявлению дефектов в стеклопластике с использованием анализа Фурье-спектров сигналов акустоэмиссии.

В последние годы ведутся активные исследования в области улучшения теплопроводности полимерных композитов. Одним из перспективных направлений является использование мягких шаблонов в сочетании с модифицированным полидопамином. Результаты исследований [9–10] показывают, что предложенный подход позволяет достичь увеличения теплопроводности на 118 % по сравнению с исходной полимерной матрицей.

Исследования, посвященные эффекту растворителей на поведение полимеров, помогают глубже понять молекулярные механизмы взаимодействия [11]. Использование хлороформа как растворителя не только способствует улучшению свойств высокомолекулярного полиэтилена, но и демонстрирует важность выбора растворителя для достижения оптимальных характеристик. Это создает возможности для синтеза новых полимерных композиций с заданными свойствами.

В ряде трибологических испытаний [12; 13] было выявлено, что образцы втулок с нанесенными антифрикционными полимерными покрытиями демонстрируют значительное снижение коэффициента трения. В сравнении с обычными стальными втулками, применение полимерных покрытий обеспечило улучшенные трибологические характеристики.

Работы [14–16] подчеркивают, что внедрение в матрицу специфических электроактивных наполнителей способно значительно повысить экранирующие свойства композитных материалов. Эти наполнители формируют сложные структурные сети, которые являются ключевым фактором в повышении общей эффективности материала. Авторы также отметили необходимость оптимизации соотношения компонентов композита. Для достижения наилучшего результата требует-

ся баланс между механическими свойствами композита и уровнем его экранирования. Оптимизация компонентов композита поможет обеспечить стабильность, прочность и необходимые экранирующие характеристики без ущерба для общей функциональности материала

В последние годы наблюдается значительный интерес к исследованиям в области плазменных полимеров. Исследования, проведенные в работах [17 - 18], сосредоточены на изучении поведения этих полимеров. Обнаружены возможности для своевременного выявления изменений, связанные со старением, самоочищением и адгезией, это позволяет не только повышать надежность и долговечность изделий, но и развивать более эффективные материалы для разнообразных сфер применения.

Таким образом, развитие и применение полимерных покрытий и усовершенствованных расчетных моделей является неотъемлемой частью инновационного процесса, направленного на улучшение качества и долговечности промышленных технологий.

Данное исследование включает разработку и анализ математической модели смазочного материала в подшипнике с композиционными фторопластсодержащими покрытиями на поверхности вала. Модифицированная конструкция подшипника предусматривает наличие полимерного покрытия с канавкой, что способствует улучшению распределения смазочного материала и повышению долговечности системы.

2. Методика проведения исследования

2.1. Постановка задачи

Исследуется динамика взаимодействия компонентов системы во время её работы, уделяя особое внимание распределению смазочного вещества. Во вращающемся механизме, где цапфа с полимерным покрытием снабжена канавкой, критически важной становится оптимизация радиального подшипника под нагрузку. Такое сочетание позволяет обеспечить более плавное движение вала, который вращается с постоянной угловой

скоростью Ω , тогда как нестандартная втулка остаётся неподвижной (рис. 1).

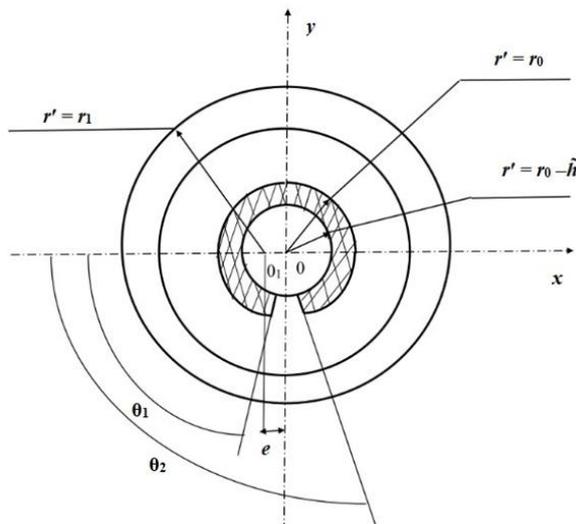


Рис. 1. Расчетная схема трибоконтакта

В системе координат r', θ , полюс которой расположен в центре вала, уравнения контура вала с покрытием, вала с канавкой, нестандартной подшипниковой втулки и втулки задаются в виде:

$$\begin{aligned} C_1 : r' &= r_0, \quad C_0 : r' = r_0 - \tilde{h}, \\ C_2 : r' &= r_1(1+H) - a' \sin \omega\theta, \\ C_3 : r' &= r_1(1+H), \end{aligned} \quad (1)$$

где r_0 – радиус вала с полимерным покрытием; \tilde{h} – высота канавки; r_1 – радиус подшипниковой втулки; H – толщина смазочного слоя; a' – постоянная; θ – угловая координата.

Взаимозависимость реологических свойств смазочного вещества и создаваемого давления и температуры определяется следующим образом:

$$\mu' = \mu_0 e^{\alpha' p' - \beta' T'}, \quad (2)$$

где μ' – коэффициент динамической вязкости смазочного материала; μ_0 – характерная вязкость; e – эксцентриситет; p' – гидродинамическое давление в смазочном слое.

Основными уравнениями для решения поставленной задачи выступают уравнение течения смазочного материала, уравнение неразрывности, скорректированные с учетом

условия (2), а также уравнение состояния:

$$\begin{aligned} \frac{\partial p'_i}{\partial r'} &= 0, \quad \mu' \frac{\partial^2 v_{\theta_i}}{\partial r'^2} = \frac{dp'_i}{d\theta}, \\ \frac{\partial(\rho' v'_{r'_i})}{\partial r'} + \frac{\rho' v'_{r'_i}}{r'} + \frac{1}{r'} \frac{\partial(\rho' v_{\theta_i})}{\partial \theta} &= 0, \\ p' &= \frac{\lambda \Omega^2 r'^2}{2} \rho', \end{aligned} \quad (3)$$

где $v_{\theta_i}, v_{r'_i}$ – компоненты вектора скорости смазочной среды; ρ' – плотность (безразмерная величина); λ – коэффициент потерь на трение (определяется экспериментально); Ω – угловая скорость вала.

Граничные условия для системы уравнений (3) выглядят следующим образом:

$$\begin{aligned} v_{r'} &= 0, \quad v_{\theta} = 0 \text{ при} \\ r' &= r_1(1+H) - a' \sin \omega\theta = h'(\theta), \\ v_{r'} &= 0, \quad v_{\theta} = \Omega r_0 \text{ при } r' = r_0, \\ v_{r'} &= 0, \quad v_{\theta} = \Omega(r_0 - \tilde{h}) \text{ при } r' = r_0 - \tilde{h}, \\ p'(0) &= p'(\theta) = p_g, \\ r_0 - \tilde{h} &= h_0^* \text{ при } \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2, \end{aligned} \quad (4)$$

где p_g – давление подачи смазки; h_0^* – толщина полимерного покрытия.

Используем формулы (5) для перехода к безразмерным величинам:

$$\begin{aligned} v_{\theta} &= \Omega v(r_0 - \tilde{h}), \quad v_{r'} = \Omega \delta u, \quad p' = p^* p, \\ p^* &= \frac{\mu_0 \Omega (r_0 - \tilde{h})^2}{\delta^2}, \quad \rho^* = \frac{2 p_g}{\lambda \Omega^2 r_0^2}, \end{aligned}$$

$$\mu' = \mu_0 \mu, \quad \alpha' = \frac{\alpha}{p^*}, \quad r' = (r_0 - \tilde{h}) + \delta r,$$

$$\delta = r_1 - (r_0 - \tilde{h}), \quad \rho' = \rho^* \rho.$$

$$T^* = \frac{\mu_0 \Omega^2 (r_0 - \tilde{h})^2}{J \lambda}, \quad \beta = T^* \beta', \quad T' = T^* T. \quad (5)$$

где p^* – гидродинамическое давление; δ – зазор; ρ^* – плотность (размерная величина).

В результате произведенных преобразований (5), опираясь на уравнения (3) и (4), мы получили выражения:

$$\frac{\partial p_i}{\partial r} = 0, \quad \frac{\partial^2 v_i}{\partial r^2} = \frac{1}{\Lambda} \frac{1}{j e^{\alpha p - \beta T}} \frac{dp_i}{d\theta},$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial r} + \frac{\partial(\rho v_i)}{\partial \theta} = 0, p = p, \quad (6)$$

$$u = 0, v = 1 \text{ при } r = r_0 - \tilde{h},$$

$$u = 0, v = 1 \text{ при } r = r_0,$$

$$u = 0, v = 0 \text{ при } r = 1 + \eta \cos \theta - \eta_1 \sin \omega \theta = h(\theta),$$

$$p(0) = p(\theta_1) = p(\theta_2) = p(2\pi) = \frac{p_g}{p^*},$$

$$Q = \text{const},$$

$$p_3(\theta_2) = p_2(\theta_2), p_1(\theta_1) = p_2(\theta_1), \quad (7)$$

где $\eta = \frac{e}{\delta}$; $\eta_1 = \frac{a'}{\delta}$ $\Lambda = \frac{r_0^2 \mu \Omega}{p_g \delta^2}$; Λ – параметр

сжимаемости; u – горизонтальная компонента скорости; v – вертикальная компонента скорости; η – конструктивный параметр подшипника со стандартным опорным профилем; η_1 – конструктивный параметр подшипника с адаптированным опорным профилем.

Нахождение гидродинамического давления и поля скоростей.

Разработать автомодельное решение задачи (6) с учетом параметров (7) удалось благодаря использованию известной методики [19-20]:

$$\rho v_i = \frac{\partial \psi_i}{\partial r} + V_i(r, \theta), \quad \rho u_i = -\frac{\partial \psi_i}{\partial \theta} + U_i(r, \theta),$$

$$\psi_i(r, \theta) = \tilde{\psi}_i(\xi_i), \quad V_i(r, \theta) = p \tilde{v}_i(\xi_i),$$

$$U_i(r, \theta) = -p \tilde{u}_i(\xi_i) \cdot h'(\theta),$$

$$\xi_i = \frac{r + \tilde{h}}{h(\theta) + \tilde{h}} \text{ при } \theta_1 \leq \theta \leq \theta_2,$$

$$\xi_i = \frac{r}{h(\theta)} \text{ при } 0 \leq \theta \leq \theta_1 \text{ и } \theta_2 \leq \theta \leq 2\pi, \quad (8)$$

где ψ – функция, зависящая от ξ , V – вертикальная составляющая скорости; U – горизонтальная составляющая скорости; ξ – автомодельная переменная.

Теперь, учитывая уравнение (8), мы можем сформулировать следующее выражение:

$$\tilde{\psi}_i''(\xi_i) = a_i; \quad \tilde{v}_i''(\xi_i) = b_i;$$

$$\tilde{u}_i'(\xi_i) + \frac{h(\theta)}{h'(\theta)} \frac{1}{p} \frac{dp}{d\theta} - \xi_i \tilde{v}_i'(\xi_i) = 0,$$

$$\frac{p}{\Lambda} \frac{1}{j e^{\alpha p - \beta T}} \frac{dp_i}{d\theta} = \left[\frac{b_i}{h^2(\theta)} + \frac{a_i}{h^3(\theta)} \right], \quad (i = 1, 3),$$

$$\frac{p}{\Lambda} \frac{1}{j e^{\alpha p - \beta T}} \frac{dp_2}{d\theta} =$$

$$= \left[\frac{b_2}{(h(\theta) + \tilde{h})^2} + \frac{a_2}{(h(\theta) + \tilde{h})^3} \right]. \quad (9)$$

$$\tilde{\psi}'_{\xi} = 0 \text{ при } \xi = 0, \xi = 1; \tilde{v}_i(\xi, \theta) = p, \tilde{u}_i = 0 \text{ при } \xi = 0;$$

$$\tilde{v}_i(\xi, \theta) = 0, \tilde{u}_i = 0 \text{ при } \xi = 1; \int_0^1 \tilde{v}_i(\xi) d\xi = 0,$$

$$p(0) = p(\theta_1) = p(\theta_2) = p(2\pi) = \frac{p_g}{p^*} \quad (10)$$

Интегрируя уравнение (9) с учетом (10), получим:

– для поля скоростей:

$$\tilde{\psi}'_1(\xi_1) = a_1 \frac{\xi_1}{2} (\xi_1 - 1), \quad \tilde{v}_1(\xi_1) = b_1 \frac{\xi_1^2}{2} - \left(1 + \frac{b_1}{2}\right) \xi_1 + 1$$

$$\tilde{\psi}'_2(\xi_2) = a_2 \frac{\xi_2}{2} (\xi_2 - 1),$$

$$\tilde{v}_2(\xi_2) = b_2 \frac{\xi_2^2}{2} - \left(1 + \frac{b_2}{2}\right) \xi_2 + 1, \quad (11)$$

$$\tilde{\psi}'_3(\xi_3) = a_3 \frac{\xi_3}{2} (\xi_3 - 1),$$

$$\tilde{v}_3(\xi_3) = b_3 \frac{\xi_3^2}{2} - \left(1 + \frac{b_3}{2}\right) \xi_3 + 1$$

Гидродинамическое давление можно определить из аналитических уравнений:

$$\frac{p}{\Lambda} \frac{1}{j \mu_i(\theta)} \frac{dp_i}{d\theta} = \left[\frac{b_i}{h^2(\theta)} + \frac{a_i}{h^3(\theta)} \right], \quad (i = 1, 3),$$

$$\frac{p}{\Lambda} \frac{1}{j \mu_2(\theta)} \frac{dp_2}{d\theta} =$$

$$= \left[\frac{b_2}{(h(\theta) + \tilde{h})^2} + \frac{a_2}{(h(\theta) + \tilde{h})^3} \right] \quad (12)$$

С учетом закономерностей изменения скорости диссипации механической энергии из (7) определяется функция $\mu(\theta)$:

$$\begin{aligned} \frac{p}{\Lambda} \frac{1}{j\mu_i^2(\theta)} \frac{d\mu_i}{d\theta} &= \frac{\alpha b_i}{h^2(\theta)} + \frac{\alpha a_i}{h^3(\theta)} + \\ &+ \frac{24\mu_0\beta\Omega r_0(h(\theta))}{T^* C_p \delta^2 a_i} \int_0^1 \left(\frac{\tilde{\psi}''(\xi_i)}{h^2(\theta)} + \frac{\tilde{v}'(\xi_i)}{h^3(\theta)} \right)^2 d\xi, \\ &(i=1,3); \\ \frac{p}{\Lambda} \frac{1}{j\mu_2^2(\theta)} \frac{d\mu_2}{d\theta} &= \frac{\alpha b_2}{(h(\theta)+\tilde{h})^2} + \frac{\alpha a_2}{(h(\theta)+\tilde{h})^3} + \\ &+ \frac{24\mu_0\beta\Omega r_0(h(\theta)+\tilde{h})}{T^* C_p \delta^2 a_2} \times \\ &\times \int_0^1 \left(\frac{\tilde{\psi}''(\xi_i)}{(h(\theta)+\tilde{h})^2} + \frac{\tilde{v}'(\xi_i)}{(h(\theta)+\tilde{h})^3} \right)^2 d\xi. \end{aligned} \quad (13)$$

Аналитические выражения для давления:

$$p_i = \Lambda \mu_i(\theta) \left(b_i I_2(\theta) + \frac{a_i}{p} I_3(\theta) \right) + \frac{P_g}{p^*} \quad (14)$$

Проведенные проверки подтвердили надежность предложенной теоретической модели в указанных диапазонах параметров. В частности, значения параметра сжимаемости $\Lambda=0,1\dots0,5$, напряжения σ в диапазоне $6\dots30$ МПа были тщательно протестированы, чтобы убедиться в точности и применимости модели в широком диапазоне сценариев.

3. Экспериментальная часть

Исследование началось с верификации разработанной расчетной модели радиального подшипника скольжения. Для этого были проведены численные расчеты, которые позволили оценить основные параметры функционирования подшипника. Верификация включала сопоставление этих расчетных данных с результатами лабораторных испытаний, направленных на измерение сил трения, температурного режима и износа подшипника. Анализ показал, что расчетная модель с высокой степенью точности предсказывает поведение конструкции, при этом выявленные отклонения находятся в пределах допустимой погрешности. Это подтверждает, что модель

может быть использована для дальнейшего оптимального проектирования подшипников с маслоподдерживающей канавкой.

Далее был проведен комплекс экспериментальных исследований для подшипника, оснащенного новыми конструктивными особенностями опорной поверхности подшипниковой втулки. Использование антифрикционного полимерного композиционного покрытия, наряду с особым профилем и контуром маслоподдерживающей канавки, было рассчитано на снижение коэффициента трения и повышение срока службы подшипника. Эксперименты проводились при различных режимах работы, включая изменения скорости вращения, нагрузки и температурные условия. Результаты подтвердили, что новая конструкция позволяет значительно уменьшить износ и улучшить тепловыделение, что способствует повышению надежности и сокращению простоев в работе механизмов.

Особое внимание в исследованиях было уделено адаптации профиля и контура маслоподдерживающей канавки к конкретным условиям трения. Было важным определить оптимальные геометрические параметры, которые обеспечивали бы стабильное распределение смазки в зоне контакта. При проведении испытаний использовали как традиционные методы измерения трения и износа, так и современные инструментальные методы, такие как лазерная интерференция и спектроскопия.

Было установлено, что благодаря уникальному сочетанию фторопластовых и полиимидных нитей в конструкции тканого каркаса обеспечивается надежная база с выдающейся прочностью и устойчивостью к механическим нагрузкам. Использование матричного связующего на основе фенольной смолы, модифицированной термостойким каучуком, существенно расширяет область применения такой основы. Достигается не только высокая термическая стойкость, но и устойчивость к агрессивным химическим средам, что делает эту структуру идеальной для использования в экстремальных условиях, где традиционные материалы быстро приходят в негодность.

Рациональное использование таких композитов позволяет значительно повысить долговечность и надежность оборудования, что, в свою очередь, ведет к снижению эксплуатационных затрат и повышению общей эффективности производства.

4. Результаты исследования

Исследование позволило получить более точные данные о рабочих характеристиках радиальных подшипников скольжения с полимерным покрытием (табл. 1), что имеет немаловажное значение для их эффективно-го применения в различных инженерных системах. Исследование радиальных подшипников скольжения, включающее учет

сжимаемости жидкого смазочного материала повышает точность их инженерных расчетов для несущей способности на 11...12 %, а для коэффициента трения на 9...10 %. В дальнейших исследованиях представляется целесообразным изучение дополнительных факторов, влияющих на работу подшипников с полимерным покрытием, таких как температурные условия, динамические нагрузки и взаимодействие с различными смазочными материалами. Комплексный подход к анализу подшипников скольжения позволит продолжать совершенствовать их конструкцию и расширять области применения, способствуя развитию новых технологий и повышению производительности промышленных систем.

Таблица 1

Результаты теоретического исследования

σ , МПа	Параметр сжимаемости Λ				
	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
	Коэффициент трения				
6	0,005680	0,0081120	0,006900	0,002800	0,0011600
12	0,003490	0,0034910	0,0036530	0,001085	0,0004827
18	0,000193	0,0002920	0,000206	0,0000705	0,0000470
24	0,000095	0,0001613	0,000104	0,0000136	0,00002793
30	0,000003	0,0000307	0,000002	0,000045	0,00000775

Данные эксперимента показали, что после начального периода приработки, длившегося 2 минуты, был достигнут устойчивый гидродинамический режим трения. Важным наблюдением является наличие колебаний коэффициента трения, что может быть связано с динамическими изменениями в условиях контакта поверхностей и воздействиями внешних параметров. Такое поведение коэффициента трения при увеличении нагрузки указывает на сложность взаимодействий в системе, особенно с учетом того, что максимальная нагрузка достигала 30 МПа, что эквивалентно ступенчатому увеличению нагрузки в 5 раз (табл. 2).

Результаты проведенного исследования подтверждают эффективность разработанных теоретических моделей и демонстрируют преимущество исследованных подшипников скольжения. Эти технологии не только

Таблица 2

Сравнение теоретического результата с экспериментальным исследованием

Режим		Коэффициент трения	
		Теоретический результат	Экспериментальное исследование
σ , МПа	V , м/с		
6	0,3	0,0107	0,0118
12	0,3	0,0043	0,0052
18	0,3	0,0021	0,0031
24	0,3	0,0041	0,0050
30	0,3	0,0074	0,0082

значительно повышают их нагрузочную способность, но и существенно снижают коэффициент трения, что является критически важным для достижения высокой производительности и долговечности механических систем.

Список литературы

1. Кохановский В.А., Камерова Э.А. Фторопластсодержащие композиционные покрытия в смазочных средах // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2014. № 1. С. 34–37.
2. Кохановский В.А., Камерова Э.А. Трение полимерных покрытий в жидких смазочных средах // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2014. № 4. С. 17–20.
3. Камерова Э.А., Власенко И.Б., Снежина Н.Г., Оганесян П.А. Методика исследования влияния жидких сред на фторопластсодержащие антифрикционные покрытия // Уральский научный вестник. 2014. № 21(100). С. 137–142.
4. Павлычева Е.А. Разработка полимерной композиции для получения защитного покрытия на металлических поверхностях // Международный журнал прикладных и фундаментальных исследований. 2022. № 2. С. 33–36. DOI 10.17513/mjpf.13355.
5. Кондрашов С.В., Шашкеев К.А., Петрова Г.Н., Мекалина И.В. Полимерные композиционные материалы конструкционного назначения с функциональными свойствами // Авиационные материалы и технологии. 2017. № S. С. 405–419. DOI 10.18577/2071-9140-2017-0-S-405-419.
6. Кузнецов А.А., Семенова Г.К., Свидченко Е.А. Конструкционные термопласты как основа для самосмазывающихся полимерных композиционных материалов антифрикционного назначения // Вопросы материаловедения. 2009. № 1(57). С. 116–126.
7. Негматов С.С., Абед Н.С., Саидакмедов Р.Х., Ульмасов Т.У., Григорьев А.Я., Сергиенко В.П., Негматова К.С., Жовлиев С.С., Негматов Ж.Н., Махаммаджонов З.У., Садыкова М.М., Негматова М.Н., Абдуллаев О.Х., Наврузов Ф.М. Исследование вязкоупругих и адгезионно-прочностных свойств и разработка эффективных вибропоглощающих композиционных полимерных материалов и покрытий машиностроительного назначения // Пластические массы. 2020. № 7–8. С. 32–36. DOI 10.35164/0554-2901-2020-7-8-32-36.
8. Брянский А.А., Башков О.В., Белова И.В., Башкова Т.И. Исследование разви-

References

1. Kohanovsky V.A., Kamerova E.A. Fluoroplast-containing composite coatings in lubricating media. *Friction and lubrication in machines and mechanisms*, 2014, no. 1, pp. 34–37. (In Russian)
2. Kohanovsky V.A., Kamerova E.A. Friction of polymer coatings in liquid lubricants. *Friction and lubrication in machines and mechanisms*, 2014, no. 4, pp. 17–20. (In Russian)
3. Kamerova E.A., Vlasenko I.B., Snezhina N.G., Oganesyanyan P.A. Methodology for studying the effect of liquid media on fluoropolymer-containing antifriction coatings. *Ural Scientific Bulletin*, 2014, no. 21(100), pp. 137–142. (In Russian)
4. Pavlycheva E.A. Development of a polymer composition for obtaining a protective coating on metal surfaces. *International Journal of Applied and Fundamental Research*, 2022, no. 2, pp. 33–36. DOI 10.17513/mjpf.13355. (In Russian)
5. Kondrashov S.V., Shashkeev K.A., Petrova G.N., Mekalina I.V. Polymer composite materials of structural purpose with functional properties. *Aviation materials and technologies*, 2017, no. S, pp. 405–419. DOI 10.18577/2071-9140-2017-0-S-405-419. (In Russian)
6. Kuznetsov A.A., Semenova G.K., Svidchenko E.A. Structural thermoplastics as a basis for self-lubricating polymer composite materials of antifriction purpose. *Voprosy materialovedeniya*, 2009, no. 1(57), pp. 116–126. (In Russian)
7. Abed N.S., Saidakhmedov R.H., Ulmasov T.U., Grigoriev A.Ya., Sergienko V.P., Negmatova K.S., Zhovliev S.S., Negmatov Zh.N., Mahammadzhonov Z.U., Sadykova M.M., Negmatova M.N., Abdullaev O.H., Navruzov F.M. Research of viscoelastic and adhesive-strength properties and development of effective vibration-absorbing composite polymer materials and coatings for machine-building purpose. *Journal of Russian plastics*, 2020, no. 7–8, pp. 32–36. DOI 10.35164/0554-2901-2020-7-8-32-36. (In Russian)
8. Bryansky A.A., Bashkov O.V., Belova

вающихся повреждений при изгибном нагружении полимерных композиционных материалов и их идентификация методом акустической эмиссии // Вектор науки Тольяттинского государственного университета. 2022. № 2. С. 7–16. DOI 10.18323/2782-4039-2022-2-7-16.

9. Wen S.-Z, Zhong S.-D., Kan W.-Q., Zhao P.-S., He Y.-C. Experimental and theoretical investigation on the hydrochromic property of Ni(II)-containing coordination polymer with an inclined 2D–3D polycatenation architecture // Journal of Molecular Structure. 2022. Vol. 1269. No. 133753. DOI 10.1016/j.molstruc.2022.133753.

10. Jin L., Cao W., Wang P., Song N., Din P. Interconnected MXene/Graphene network constructed by soft template for multi-performance improvement of polymer composites // Nano-Micro Letters. 2022. Vol. 14 (1). No. 133. DOI 10.1007/s40820-022-00877-7.

11. Robertson B.P., Calabrese M.A. Evaporation-controlled dripping-onto-substrate (DoS) extensional rheology of viscoelastic polymer solutions // Scientific Reports. 2022. Vol. 12(1). No. 4697.

12. Иваночкин П.Г., Больших И.В., Талахадзе Т.З., Больших Е.П. Применение антифрикционных полимерных композиционных полимерных покрытий в тормозной рычажной передаче локомотивов // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2022. № 1(85). С. 16–22. DOI 10.46973/0201-727X_2022_1_16.

13. Ivanochkin P.G. Manturov D.S., Danilchenko S.A., Karpenko K.I. Study on the effect of the sealers on the steel surface layer modified by electrical discharge machining // Solid State Phenomena. 2021. Vol. 316. Pp. 713–719.

14. Брянский А.А., Башков О.В. Идентификация источников акустической эмиссии в полимерном композиционном материале в условиях циклического растяжения // Вектор науки Тольяттинского государственного университета. 2021. № 3. С. 19–27. DOI 10.18323/2073-5073-2021-3-19-27

15. Saha S., Adachi Y. Shielding behavior of electrokinetic properties of polystyrene latex particle by the adsorption of neutral

I.V., Bashkova T.I. Investigation of developing damages under bending loading of polymer composite materials and their identification by acoustic emission method. *Frontier Materials & Technologies*, 2022, No. 2, pp. 7–16. DOI 10.18323/2782-4039-2022-2-7-16. (In Russian)

9. Wen S.-Z, Zhong S.-D., Kan W.-Q., Zhao P.-S., He Y.-C. Experimental and theoretical investigation on the hydrochromic property of Ni(II)-containing coordination polymer with an inclined 2D–3D polycatenation architecture. *Journal of Molecular Structure*, 2022, vol. 1269, No. 133753. DOI 10.1016/j.molstruc.2022.133753.

10. Jin L., Cao W., Wang P., Song N., Din P. Interconnected MXene/Graphene network constructed by soft template for multi-performance improvement of polymer composites. *Nano-Micro Letters*, 2022, vol. 14(1), No. 133. DOI 10.1007/s40820-022-00877-7.

11. Robertson B.P., Calabrese M.A. Evaporation-controlled dripping-onto-substrate (DoS) extensional rheology of viscoelastic polymer solutions. *Scientific Reports*, 2022, vol. 12(1), No. 4697.

12. Ivanochkin P.G., Bolshykh I.V., Talakhadze T.Z., Bolshykh E.P. Application of antifriction polymer composite polymer coatings in the brake lever transmission of locomotives. *Vestnik Rostovskogo gosudarstvennogo universiteta putyey soobshcheniya*, 2022, no. 1(85), pp. 16–22. DOI 10.46973/0201-727X_2022_1_16. (In Russian)

13. Ivanochkin P.G. Manturov D.S., Danilchenko S.A., Karpenko K.I. Study on the effect of the sealers on the steel surface layer modified by electrical discharge machining. *Solid State Phenomena*, 2021, vol. 316, pp. 713–719.

14. Bryansky A.A., Bashkov O.V. Identification of acoustic emission sources in a polymer composite material under conditions of cyclic stretching. *Frontier Materials & Technologies*, 2021, no. 3, pp. 19–27. DOI 10.18323/2073-5073-2021-3-19-27. (In Russian)

15. Saha S., Adachi Y. Shielding behavior of electrokinetic properties of polystyrene latex particle by the adsorption of neutral poly(ethylene oxide). *Journal of Colloid and Interface Science*, 2022. vol. 626, pp. 930–938.

poly(ethylene oxide) // Journal of Colloid and Interface Science. 2022. Vol. 626. Pp. 930–938. DOI 10.1016/j.jcis.2022.06.154.

16. Иваночкин П.Г., Суворова Т.В., Данильченко С.А., Новиков Е.С., Беляк О.А. Комплексное исследование полимерных композитов с матрицей на основе фенолона С-2 // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. 2018. № 4 (72). С. 18–25.

17. Egghe T., Ghobeira R., Morent R., Hoogenboom R., De Geyter N. Comparative study of the aging behavior of plasma activated hexamethyldisiloxane-based plasma polymers and silicone elastomer thin films // Progress in Organic Coatings. 2022. Vol. 172. P. 107091. DOI 10.1016/j.porgcoat.2022.107091.

18. Hu P., Xie R., Xie Q., Ma C., Zhang G. Simultaneous realization of antifouling, self-healing, and strong substrate adhesion via a bioinspired self-stratification strategy // Chemical Engineering Journal. 2022. Vol. 449. Pp. 137875. DOI 10.1016/j.cej.2022.137875.

19. Абдулрахман Х.Н., Киришчиева В.И., Мукутадзе М.А., Шведова В.Е. Повышение износостойкости радиального подшипника с нестандартным опорным профилем и полимерным покрытием на поверхности вала с учетом зависимости вязкости от давления // Frontier Materials & Technologies. 2022. № 4. С. 9-17. DOI 10.18323/2782-4039-2022-4-9-17.

20. Василенко В.В., Киришчиева В.И., Мукутадзе М.А., Шведова В.Е. Исследование износостойкости подшипника скольжения с полимерным покрытием опорного кольца, имеющего канавку // Advanced Engineering Research (Rostov-on-Don). 2022. Т. 22, № 4. С. 365-372. DOI 10.23947/2687-1653-2022-22-4-365-372.

† DOI 10.1016/j.jcis.2022.06.154.

† 16. Ivanochkin P.G., Suvorova T.V., Danilchenko S.A., Novikov E.S., Belyak O.A. Comprehensive study of polymer composites with a matrix based on phenylene C-2. *Vestnik Rostovskogo gosudarstvennogo universiteta putey soobshcheniya*, 2018, No. 4(72), pp. 18–25. (In Russian)

† 17. Egghe T., Ghobeira R., Morent R., Hoogenboom R., De Geyter N. Comparative study of the aging behavior of plasma activated hexamethyldisiloxane-based plasma polymers and silicone elastomer thin films. *Progress in Organic Coatings*, 2022, vol. 172, pp. 107091. DOI 10.1016/j.porgcoat.2022.107091.

† 18. Hu P., Xie R., Xie Q., Ma C., Zhang G. Simultaneous realization of antifouling, self-healing, and strong substrate adhesion via a bioinspired self-stratification strategy. *Chemical Engineering Journal*, 2022, vol. 449, pp. 137875. DOI 10.1016/j.cej.2022.137875.

† 19. Abdulrahman H.N., Kirishchieva V.I., Mukutadze M.A., Shvedova V.E. Increasing the wear resistance of a radial bearing with a non-standard support profile and a polymer coating on the shaft surface, taking into account the dependence of viscosity on pressure // *Frontier Materials & Technologies*. 2022. No. 4. С. 9-17. DOI 10.18323/2782-4039-2022-4-9-17. (In Russian)

† 20. Vasilenko V.V., Kirishchieva V.I., Mukutadze M.A., Shvedova V.E. Study of the wear resistance of a sliding bearing with a polymer coating of a support ring having a groove // *Advanced Engineering Research (Rostov-on-Don)*. 2022, Vol. 22, No.4, pp. 365-372. DOI 10.23947/2687-1653-2022-22-4-365-372. (In Russian)

УДК (UDC) 621.86

ИССЛЕДОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНО-РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ПЕРЕНОСНОГО МЕХАНИЧЕСКОГО СВОДООБРУШИТЕЛЯINVESTIGATION OF THE DESIGN AND OPERATING PARAMETERS OF
A PORTABLE MECHANICAL ARCH BREAKERКожевников В.А.
Kozhevnikov V.A.Приволжский государственный университет путей сообщения (Самара, Россия)
Volga State University of Railway Engineering (Samara, Russian Federation)

Аннотация. Повышение качественных показателей выгрузки трудносыпучих материалов из стационарных и мобильных бункерных емкостей может быть достигнуто путем применения механических сводообрушителей селективного действия. Конфигурация рабочих органов данных устройств позволит обеспечить стабильный выпуск широкой номенклатуры материалов с различными физико-механическими свойствами из бункеров имеющих различную геометрию. Воспользовавшись теоретическим инструментом, нашедшим применение в исследованиях процессов резания металла и грунта, была разработана теоретическая модель взаимодействия рабочих органов переносного сводообрушителя со слежавшимся материалом в бункере. Исследовав характер работы устройства непосредственно в полости выпускной воронки бункера (вращение рабочих органов с одновременным их отклонением на различных стадиях выгрузки материала) были получены выражения для определения действующих нагрузок и затрачиваемой мощности. При этом в полученных формулах наряду с физико-механическими свойствами выгружаемых материалов были учтены конструктивно-режимные параметры устройства. Используя полученные выражения выполнено построение теоретических зависимостей, устанавливающих влияние нескольких изменяемых конструктивно-режимных параметров (размеры рабочих органов, их подача, угловая скорость) на затрачиваемую мощность. Результаты проведенных исследований могут быть использованы для оптимизации конструктивно-режимных параметров сводообрушителей при конструировании их лабораторных и промышленных образцов.

Ключевые слова: сводообразование, рабочий орган, бункер, сводообрушитель, рыхление, трудносыпучий материал.

Дата получения статьи: 31.10.2024
Дата принятия к публикации: 29.11.2024
Дата публикации: 25.12.2024

Сведения об авторе:

Кожевников Вадим Александрович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Ва-

Abstract. An increase in the quality of unloading of hard-to-bulk materials from stationary and mobile bunker tanks can be achieved by using selective mechanical arch breakers. The configuration of the working bodies of these devices will ensure the stable production of a wide range of materials with different physical and mechanical properties from bunkers with different geometries. Using a theoretical tool that has found application in the research of metal and soil cutting processes, a theoretical description of the effect of the working bodies of a portable arch breaker on the packed material in the hopper was given. Having studied the nature of the device's operation directly in the cavity of the hopper outlet funnel (rotation of the working bodies with their one-time deviation at various stages of unloading the material), expressions were obtained to determine the operating loads and the power consumed. At the same time, in the obtained formulas, along with the physico-mechanical properties of the discharged materials, the design and operating parameters of the device were taken into account. Using the obtained expressions, the construction of theoretical dependencies is carried out, establishing the influence of several variable design-mode parameters (dimensions of working bodies, their feed, angular velocity) on the power consumed. The results of the conducted research can be used to optimize the structural and operating parameters of vaulting structures in the design of their laboratory and industrial samples.

Keywords: arching, working body, arch hopper, breaker, loosening, hard-to-loose material.

Date of manuscript reception: 31.10.2024
Date of acceptance for publication: 29.11.2024
Date of publication: 25.12.2024

Author's information:

Vadim A. Kozhevnikov – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of

гонное хозяйство и наземные транспортные комплексы», ФГБОУ ВО «Приволжский государственный университет путей сообщения»,
e-mail: v_a_kozhevnikov@bk.ru.

‡ the Department “Forestry and Land Transport Complexes” at Volga State University of Railway Engineering, e-mail: v_a_kozhevnikov@bk.ru.

1. Введение

Среди разнообразных конструкций емкостей бункерного типа, неоспоримым преимуществом будут обладать те, что более приспособлены для транспортировки и хранения сыпучих материалов с разнообразными свойствами, в том числе слеживающихся. Желание максимально универсализировать бункер сопряжено с необходимостью исследований, как самих процессов сводообразования, так и процессов устранения сводов с помощью разнообразных механических устройств. Существует достаточное количество попыток создания теоретических методик, комплексного учета множества факторов, влияющих на процесс выпуска материалов из бункера. В них наряду с физико-механическими свойствами материалов и условиями окружающей среды учитывались взаимосвязи конструктивно-режимных параметров бункера и установленного в нем стационарного сводообрушителя.

Исследованиями Р.Л. Зенкова, В.Д. Прохоренкова, Н.А. Тищенко [1 - 3] доказан неравномерный характер распределения вертикального давления на дно бункера с центральным расположением разгрузочного отверстия: у стенок оно минимально, а в середине достигает наибольшего значения. В последующих исследованиях было установлено, что для более эффективной разгрузки разгрузочное отверстие следует располагать по всему периметру емкости («щелевой» тип отверстия). Предложенный принцип работы бункера обосновывается снижением вертикального давления материала около стенок и ростом горизонтального давления, под действием которого материал стремится к выходу через выпускное отверстие.

Широкие исследования в данной области проводились учеными И.В. Горюшинским, Г.М. Третьяковым, И.И. Кононовым [4 - 6]. В частности, для щелевых бункеров, оценивалась энергоемкость разгрузочного процес-

са, который носил одновременно гравитационный и принудительный, с применением скребковых питателей, характер.

В работе В.В. Денисова [7] были рассмотрены условия образования свода расположенного в зоне уменьшения площади поперечного сечения бункера непосредственно над выпускным щелевым отверстием. Формируемый указанным образом свод опираясь одновременно на боковые стенки и поверхность конусного дна поддается регулированию путем изменения ширины отверстия. Рациональное расположение кольцевого затвора по вертикали во время работы сводообрушителя обеспечивает уменьшение давления в нижних уровнях материала и устранение опоры для свода.

Стационарное размещение сводообрушителей рекомендовано для улучшения условий истечения из новых конструкций бункеров, имеющих более удачную геометрию, способствующую более эффективной разгрузке. Для бункерных емкостей, находящихся в эксплуатации продолжительное время и имеющих неудовлетворительные показатели выгрузки, может потребоваться применение переносных сводообрушителей селективного действия.

Локальное использование данных механизмов в зоне сводообразования позволит производить выгрузку слежавшихся материалов при сохранении долговечности отдельных конструктивных элементов бункера. При этом исключается необходимость применения каких-либо активных устройств вибрационного или ударного воздействия, а также удастся избежать таких нештатных ситуаций, когда требуется нарушение целостности бункера для извлечения сильно слежавшегося материала путем срезания части выпускной воронки с привлечением ручного труда [8].

2. Работа переносных сводообрушителей и затрачиваемая мощность

Фирмой ОАО «Волга-Урал-Транс» был разработан ряд устройств [9 - 11], одно из которых представлено на рис. 1. Рабочие органы этих механизмов, являясь различными по конфигурации скребками или лопастями должны вводиться в полость бункера через специальные технологические отверстия, располагаемые в местах наиболее вероятного уплотнения трудносыпучего материала. Отверстия при этом оснащаются герметичными заглушками. Также конструкция позволяет регулировать степень охвата рабочими органами внутреннего пространства бункера и позволяет немедленно остановить процесс сразу же после начала стабильного истечения материала.

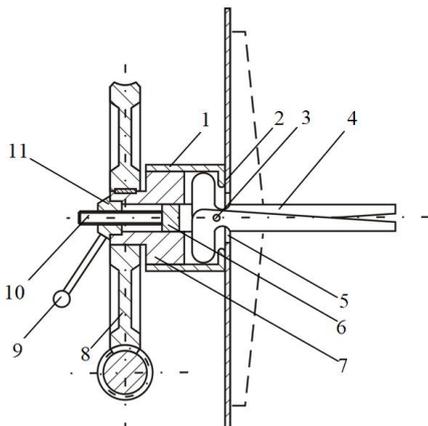


Рис. 1. Устройство переносного сводообрушителя с рабочими органами скребкового типа: 1 – корпус; 2 – стенка бункера; 3 – шарнирное соединение; 4 – рабочие органы; 5 – отверстие в бункере; 6 – вилка; 7 – вал; 8 – передаточный механизм привода; 9 – рычаг; 10, 11 – винтовая пара

Рассмотрим более детально процесс сводообрушения, начиная с момента ввода рабочих органов в бункер и заканчивая полным его опорожнением и очисткой прилегающей стенки. Условно его можно разделить на три стадии (рис. 2).

Первая стадия – создание в результате рыхления в нижней части бункера (выпускная воронка) некоторого количества

разуплотненной массы материала, объем V_{α_1} которой равен объему сектора сферы с поверхностью образованной отклонением рабочего органа от оси вращения на некоторый угол $\alpha_1 < 90^\circ$ (этот же угол одновременно является вершиной сектора). Возросшее давление материала в результате разрыхления в этой области должно привести к частичному разрушению перемычки из переуплотненного материала расположенного между границами объема V_{α_1} сверху и выпускным отверстием снизу.

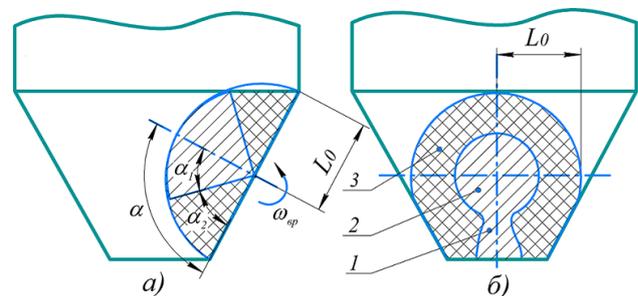


Рис. 2. Работа сводообрушителя внутри бункера: а - вид сбоку; б - вид спереди (1 – перемычка; 2, 3 – объемы V_{α_1} , V_{α_2})

Через образованное таким образом отверстие объем материала V_{α_1} полностью высыпается (рис. 3).



Рис. 3. Окончание первой стадии разуплотнения материала

Вторая стадия – разрыхление материала и его выгрузка из области ограниченной наименьшим отклонением рабочего органа на угол $\alpha_2 = \alpha - \alpha_1$, а образовавшийся здесь объем составляет $V_{\alpha_2} = V_{\alpha} - V_{\alpha_1}$. Полученный при этом объем полусферы V_{α} будет соот-

ветствовать углу максимального отведения рабочего органа от оси вращения до взаимодействия с внутренней поверхностью бункера $\alpha \leq 90^\circ$.

Третья стадия – устранение со стенок налипших в результате адгезии остатков материала, могущих служить опорой для основного содержимого емкости, расположенного выше выпускной воронки (основная часть бункера).

Можно предположить, что на первой стадии работы, когда рабочий орган отклонен недостаточно сильно, сопротивление его движению будет определяться главным образом величиной давления разуплотненного материала. На втором и третьем этапах оказываемое сопротивление будет определяться в значительной степени величиной отклонения рабочего органа от оси своего вращения на угол α .

Для каждой стадии процесса разрыхления необходимо найти выражения затрачиваемой мощности, чтобы по связанным с ней значениям конструктивно-режимных параметров (геометрические размеры, скорости движений) производить конструкторский расчеты устройства и его рабочих органов.

3. Анализ основных положений теории резания металла и грунта

В перспективе возможно создать теоретическое обоснование процесса рыхления слежавшегося материала рабочим органом сводообрушителя опираясь на один из двух известных инструментариев: теорию резания металла или грунта.

При рассмотрении взаимодействия обрабатываемой поверхности с режущим инструментом (рис. 4, а) устанавливается довольно сложная взаимосвязь между целой совокупностью параметров: составляющими P_z , P_y и P_x силы резания, подачей s и глубиной резания t [12, 13]:

$$\left. \begin{aligned} P_z &= C_{pz} t^{x_p} s^{y_p} \\ P_y &= C_{py} t^{x_p} s^{y_p} \\ P_x &= C_{px} t^{x_p} s^{y_p} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Полученные же экспериментальным путем постоянные C_{pz} , C_{py} , C_{px} в выражениях (1) в значительной степени зависят от качества обрабатываемого материала, а степенные показатели в свой черед зависят от s и t : $x_p = f_1(t; s)$, $y_p = f_2(t; s)$.

Взаимоотношение между составляющими силы резания определяются рядом коэффициентов с абсолютными значениями:

$$P_z : P_y : P_x = 1 : (0,4 \dots 0,5) : (0,25 \dots 0,3).$$

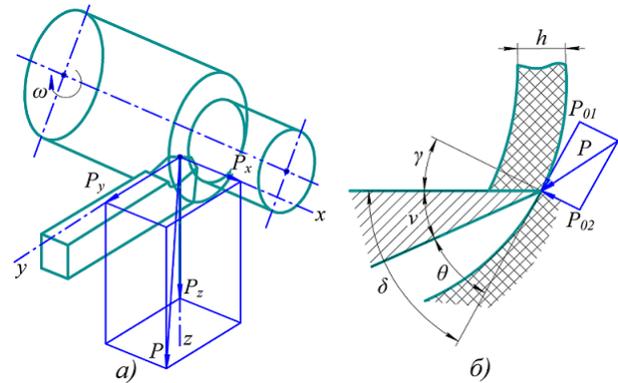


Рис. 4. Силы, возникающие при взаимодействии: а - режущего инструмента с металлом; б - рабочего органа землеройной машины с грунтом

Наличие трех компонентов силы резания, как показывает трехмерная модель на рис. 4, а, обусловлено совместным движением материала заготовки относительно резца: вращательным (главная составляющая P_z), продольным P_x и поперечным P_y . Движение рабочих органов переносного сводообрушителя в бункере производится при неизменном положении разрыхляемого материала.

Затруднения в расчетах могут быть вызваны присутствием в формулах значительного количества опытных коэффициентов, для определения которых потребуется лабораторное оборудование (датчики, динамометры), лучшим образом адаптированное к специфическому характеру движения рабочих органов сводообрушителя по сравнению металлорежущим инструментом.

Взаимодействие рабочих органов землеройной машины с грунтом характеризуется образованием стружки толщиной h , но на-

личием всего двух составляющих силы резания (рис. 4, б) [14]:

$$P_{02} = \psi P_{01}, \quad P_{01} = kbh, \quad (2)$$

где ψ – коэффициент обусловленный режимом работы и величинами углов ($\theta, \gamma, \nu, \delta$) резания, копания и износа (так называемый коэффициент взаимосвязи между отдельными составляющими силы резания); k – коэффициент удельного сопротивления резания; b – ширина режущей кромки, м; h – толщина стружки, м.

Представленная на рис. 4, б двумерная модель обусловлена главным образом плоским движением механизма, что при определенных условиях делает теорию резания грунта более приспособленной к характеру работы сводообрушителя.

4. Теоретическая модель работы сводообрушителя

При работе устройства по разуплотнению материала в зоне V_{α_1} (рис. 2) затраты мощности идут, как на само разрыхление (резание), так и на преодоление сил трения по разрыхленному материалу.

На рис. 5 изображен совершающий условно плоское движение бесконечно малый (длиной dL) сегмент рабочего органа.

На участках OA и O_1A_1 двух рабочих органов длиной L_0 вовлеченных в процесс разрыхления действуют только окружная и радиальная компоненты силы резания P_z и P_y . Координата L расположения бесконечно малого участка размером dL будет определяющей для глубины резания с подачей в направлении смещения одного из рабочих органов из положения OA в $O'A'$ при отклонении от оси вращения в течении одного оборота.

Если подача в наиболее удаленной точке A имеет величину S_L , тогда в месте расположения бесконечно малого участка она станет равной:

$$S_{dL} = S_L \cdot L/L_0. \quad (3)$$

Таким образом, глубина резания будет всегда изменяться по длине рабочего органа с переменной положения бесконечно малого участка.

Элементарные величины окружной и радиальной компонент силы резания возникающие на участке dL аналогично выражениям (2) примут вид:

$$dP_y = \psi' dP_z, \quad dP_z = k' \left(S_L \cdot \frac{L}{L_0} \right) dL, \quad (4)$$

где k' – опытный коэффициент устанавливающий воздействие на силу P_z факторов сопутствующих процессу разрыхления и остающихся неизменными, Н/м²; ψ' – коэффициент учета характера перемещения рабочего органа (вращение с угловой скоростью ω_{ep} при одновременном отклонении с угловой скоростью ω_{om} , когда наблюдается преобладание радиальной составляющей силы резания над окружной).

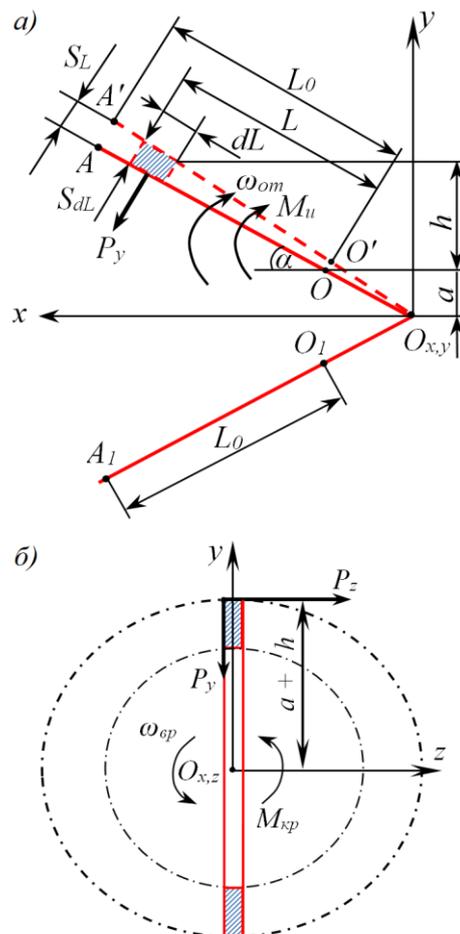


Рис. 5. Схема к определению действующих на рабочий орган сводообрушителя нагрузок: а - вид сбоку; б - вид спереди

Произведя по порядку интегрирование выражения (4) по длине L_0 и углу отклонения α рабочего органа можно найти полные величины отдельных компонентов силы резания P_z , P_y и создаваемые ими крутящий и изгибающий моменты $M_{кр}$, M_u :

$$\left. \begin{aligned} P_z &= \frac{k'S_L L_0}{2} \\ P_y &= \psi'P \\ M_{кр} &= k'S_L \left(\frac{aL_0}{2} + \frac{L_0^2 \sin \alpha}{3} \right) \\ M_u &= \frac{k'\psi'S_L L_0^2}{3} \end{aligned} \right\}, \quad (5)$$

Далее, воспользовавшись формульными выражениями моментов (5), можно найти нужную для разрыхления мощность:

$$N_{раз} = k'S_L \left[\left(\frac{a}{2} + \frac{1}{3\pi} \right) L_0 + \frac{\psi' L_0^2}{3 \sin \omega_{ом} t} \right] \omega_{вр}, \quad (6)$$

где $\omega_{вр}$, $\omega_{ом}$ – угловые скорости вращения и отклонения соответственно, рад/с; $\omega_{ом} t = \alpha$ – угол отклонения; t – время работы, с; a – проекция на ось Y отрезка рабочего органа, который из-за особенностей устройства сводообрушителя может не находиться во взаимодействии с сыпучим материалом, м.

Когда рабочий орган устройства совершает перемещение в уже разуплотненном материале, то он испытывает общее сопротивление от сил лобового и бокового сопротивлений \vec{F}_L , \vec{F}_B :

$$\vec{F} = \vec{F}_L + \vec{F}_B. \quad (7)$$

Как показано на рис. 6, бесконечно малый участок dL рабочего органа имеет сечение 1 (заштрихован) расположенный на расстоянии L . В процессе работы кромкой CD рабочего органа происходит подрезание слоя материала толщиной AD сопровождаемое возникновением призмы волочения 2 (призматическая фигура треугольного сечения с основанием ADF_1).

Передняя вращаемая грань ABE_1F_1 призмы волочения сформированной на бесконечно малом участке рабочего органа подвержена со стороны разуплотненного материала воздействию сил нормального давления N_1

и трения F_{mp1} . Верхняя отклоняемая в направлении подачи сторона $ABEF$ нагружена силами N_2 и F_{mp2} .

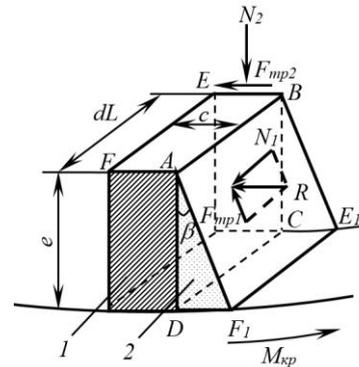


Рис. 6. Действие на рабочий орган сил лобового и бокового сопротивления со стороны разуплотненного материала

Составляющие нормального давления N_1 и N_2 зависят от силы давления оказываемого сыпучим материалом на длину рабочих органов L :

$$p = \rho g L, \quad (8)$$

где ρ – плотность разуплотненного материала, кг/м³; g – ускорение свободного падения, м/с².

Выражения для каждого из элементарных компонентов лобового и бокового сопротивления, которые действуют на грани бесконечно малого участка dL рабочего органа со стороны разуплотненного материала представлены в виде:

$$\left. \begin{aligned} dN_1 &= \frac{pe}{\cos \beta} \cdot dL \\ dF_{mp1} &= fN_1 \\ dN_2 &= pc \cdot dL \\ dF_{mp2} &= fN_2 \end{aligned} \right\}, \quad (9)$$

где c , e – геометрические параметры поперечного сечения рабочего органа, м; β , f – угол внутреннего и коэффициент внешнего трения груза соответственно.

Векторная сумма всех составляющих лобового и бокового сопротивления рабочему органу:

$$d\vec{F}_{conp} = d\vec{N}_1 + d\vec{F}_{mp1} + d\vec{N}_2 + d\vec{F}_{mp2}. \quad (10)$$

Числовое значение элементарной силы сопротивления, действующей со стороны разрыхленного материала на бесконечно малом участке рабочего органа длиной dL с учетом (3) и (9) составит:

$$dF_{comp} = \rho g L \left(\frac{e\sqrt{1+f^2}}{\cos \beta} + cf \right) dL, \quad (11)$$

Далее посредством интегрирования (11) по длине L_0 и углу отклонения α находится полная сила сопротивления F_{comp} и направленный на ее преодоление крутящий момент $M_{кр}^{comp}$:

$$\left. \begin{aligned} F_{comp} &= \rho g \frac{L_0^2}{2} \left(\frac{e\sqrt{1+f^2}}{\cos \beta} + cf \right) \\ M_{кр}^{comp} &= \rho g \left(\frac{e\sqrt{1+f^2}}{\cos \beta} + cf \right) \times \\ &\times \left(\frac{aL_0^2}{2} + \frac{L_0^3 \sin \alpha}{3} \right) \end{aligned} \right\}, \quad (12)$$

Мощность требуемая для формирования момента $M_{кр}^{comp}$ имеет вид:

$$\left. \begin{aligned} N_{comp} &= \rho g \left(\frac{e\sqrt{1+f^2}}{\cos \beta} + cf \right) \times \\ &\times \left(\frac{aL_0^2}{2} + \frac{L_0^2 \sin \alpha}{3} \right) \omega_{ep} \end{aligned} \right\}. \quad (13)$$

На рис. 7, а представлена расчетная зависимость суммарной мощности по разрыхлению отрубей в бункере $N_{сум} = N_{раз} + N_{comp}$ от изменяемых величин длины рабочих органов $L_0 = 0,20 \dots 0,45$ м, их подачи $S_L = 0,020 \dots 0,045$ м и угловой скорости вращения $\omega_{ep} = 0,17 \dots 0,37$ с⁻¹ при постоянстве остальных составляющих выражений (6) и (13): $k' = 40$ кПа (можно принять как давление столба слежавшегося материала); $a = 0,07$ м; $\psi' = 0,05$ (величина данного коэффициента объясняется значительно превосходящей величиной перемещения любого сечения рабочего органа за один оборот с угловой скоростью ω_{ep} , над перемещением в направлении

подачи с угловой скоростью ω_{om} , что в свою очередь дает основание предполагать значительное превосходство составляющей P_y над P_z); $\alpha = 90^\circ$ (максимальное отклонение рабочего органа до соприкосновения со стенкой); $\beta = 35^\circ$, $\rho = 400$ кг/м³; $e = 0,025$ м; $c = 0,01$ м.

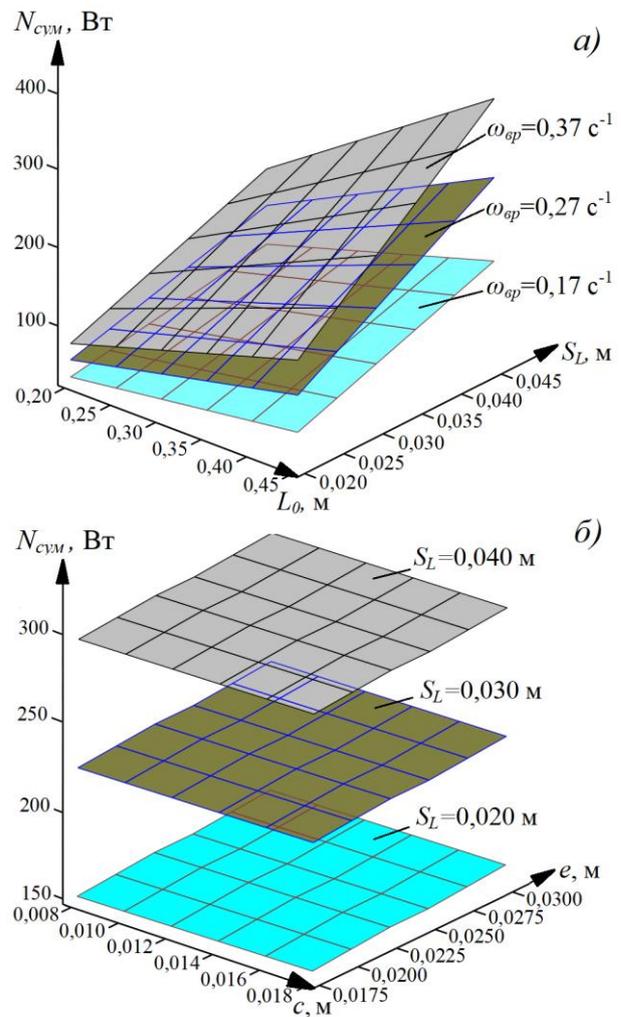


Рис. 7. Зависимость мощности от конструктивно-режимных параметров сводообрушителя: а - длины и подачи рабочих органов; б - размеров поперечного сечения рабочих органов

На рисунке 7, б показана взаимосвязь затрачиваемой мощности и размеров поперечного сечения рабочих органов, изменяемых в следующих пределах: $c = 0,008 \dots 0,018$ м и $e = 0,0175 \dots 0,0300$ м.

5. Анализ результатов исследований

При анализе представленных на рис. 7, а графиков видно, что по любому из изменяемых параметров наблюдается увеличение затрачиваемой мощности в диапазонах:

$$N_{\text{сум}} = 34 \dots 165 \text{ Вт при } \omega_{\text{вр}} = 0,17 \text{ с}^{-1};$$

$$N_{\text{сум}} = 56 \dots 271 \text{ Вт при } \omega_{\text{вр}} = 0,27 \text{ с}^{-1};$$

$$N_{\text{сум}} = 76 \dots 372 \text{ Вт при } \omega_{\text{вр}} = 0,37 \text{ с}^{-1}.$$

Влияние длины рабочих органов на мощность напрямую связано с увеличением объема взаимодействия с материалом. Оптимальное значение длины может быть любым из используемого диапазона $L_0 = 0,20 \dots 0,45$ м, если только обеспечивается эффективная выгрузка бункера. Что касается подачи, то ее взаимосвязь с мощностью согласно выражениям (5) объясняется влиянием только на возникающие силы и моменты (на объем разрыхляемого материала и, как следствие, на эффективность работы, ее величина не сказывается). Поэтому оптимальным значением подачи может быть то, что приводит к снижению затрат мощности и снижению нагрузок на рабочие органы, т.е. минимальное ($S_L = 0,020$ м).

На снижение величины затрачиваемой мощности также повлияет снижение угловой скорости вращения рабочих органов до $\omega_{\text{вр}} = 0,17 \text{ с}^{-1}$, при условии, что связанное с этим одновременное увеличение продолжительности работы устройства не скажется негативным образом на технологический процесс разгрузки.

Затраты мощности в рамках постоянства максимальных значений длины $L_0 = 0,45$ м и

угловой скорости $\omega_{\text{вр}} = 0,37 \text{ с}^{-1}$ не подвержены заметному влиянию со стороны изменений размеров поперечного сечения рабочих органов, как видно из плоского характера графиков на рис. 7, б, но заметно снижаются при уменьшении подачи:

$$N_{\text{сум}} = 295 \dots 298 \text{ Вт при } S_L = 0,040 \text{ м};$$

$$N_{\text{сум}} = 224 \dots 226 \text{ Вт при } S_L = 0,030 \text{ м};$$

$$N_{\text{сум}} = 153 \dots 155 \text{ Вт при } S_L = 0,020 \text{ м}.$$

6. Заключение

Полученные математические выражения учитывают основные физико-механические свойства разрыхляемого материала и конструктивно-режимные параметры сводообрушителя отражающие характер движения его рабочих органов в пространстве бункера. Основным параметром, влияющим на мощность, затрачиваемую при разрыхлении материала, является подача рабочих органов. Нарастивание длины рабочего органа также приводит к возрастанию мощности, но может потребоваться только в связи с необходимостью увеличения объема разрыхления, достаточного для достижения эффективной выгрузки материала.

Результаты расчета могут быть применены при конструировании опытного образца устройства.

В дальнейших исследованиях планируется разработать математические модели работы сводообрушителей имеющих другую конфигурацию рабочих органов (гибкие скребки и шарнирно-сочлененные звенья).

Список литературы

1. Зенков Р.Л., Гриневиц Г.П., Исаев В.С. Бункерные устройства. М.: Машиностроение, 1977. 223 с.

2. Прохоренков В.Д. Исследование рабочего процесса и обоснование параметров мобильного порционного раздатчика кормов свиноматкам: дисс. ... канд. техн. наук. Саратов: ИМСХ, 1976. 189 с.

3. Тищенко М.А. О равномерности выдачи кормов из цилиндрических бункеров

References

1. Zenkov R.L., Grinevich G.P., Isaev V.S. *Bunkernye ustroystva* [Bunker devices]. Moscow, Mashinostroenie, 1977. 223 p. (In Russian)

2. Prokhorenkov V.D. Study of the workflow and justification of the parameters of a mobile portion distributor of feed for sows. Diss. Cand. Sci. (Engineering). Saratov. 1976. 189 p. (In Russian)

3. Tishchenko M.A. On the uniformity of feed delivery from cylindrical bunkers by a

разгрузчиком скребкового типа // Вопросы механизации и электрификации сельскохозяйственного производства: сборник научных трудов ВНИИМЭСХ. 1971. Вып. 14. С. 177-186.

4. Горюшинский И.В. Совершенствование рабочего процесса и обоснование параметров бункерного устройства с побудителем скребкового типа для выпуска комбикорма и его компонентов: дисс. ... канд. техн. наук. Саратов: СГАУ, 1997. 121 с.

5. Третьяков Г.М. Совершенствование рабочего процесса и обоснование параметров цилиндрического бункерного устройства с побудителем типа лопастного колеса для выпуска компонентов комбикорма: дисс. канд. техн. наук. Саратов: СГАУ, 1998. 119 с.

6. Кононов И.И. Совершенствование процесса функционирования бункерных хранилищ транспортно-складских комплексов для сыпучих грузов: дисс. ... канд. техн. наук. Саратов: СГАУ, 2002. 158 с.

7. Денисов В.В. Совершенствование складирования и выпуска из бункеров сводообразующих компонентов комбикорма: дисс. ... канд. техн. наук. Саратов: СГАУ, 2001. 153 с.

8. Денисов В.В., Кожевников В.А. Устройства для выпуска трудносыпучих материалов из силосов // Комбикорма. 2001. № 5. С. 17.

9. Переносной сводоразрушитель-очиститель / Г.М. Третьяков. – Патент РФ на изобретение № 2190486. Заявл. 04.10.2000, № 2000124913. Оpubл. 10.10.2002. Бюл. № 28.

10. Сводообрушитель-очиститель / Г.М. Третьяков, Е.П. Дудкин, В.С. Горюшинский, И.В. Горюшинский, Е.В. Горюшинская. – Патент РФ на изобретение № 2191078. Заявл. 19.04.2001, № 2001110578. Оpubл. 20.10.2002. Бюл. № 29.

11. Переносной сводообрушитель-очиститель / Г.М. Третьяков, В.С. Горюшинский, И.В. Горюшинский, В.Л. Шур, В.А. Кожевников. – Патент РФ на изобретение № 2201813. Заявл. 23.01.2001, № 2001102165. Оpubл. 10.04.2003. Бюл. №10.

12. Бобров В.Ф. Основы теории резания металлов. М: Машиностроение, 1975. 344 с.

scraper-type unloader. *Voprosi mekhanizatsii i elektrofikatsii selskokhozaystvennogo proizvodstva: sbornik nauchnikh trudov VNIIMESKh*, 1971, Issue 14, pp. 177-186. (In Russian)

4. Goryushinsky I.V. Improvement of the workflow and justification of the parameters of a hopper device with a scraper-type mixer for the production of compound feed and its components. Diss. Cand. Sci. (Engineering). Saratov. 1997. 121 p. (In Russian)

5. Tretyakov G.M. Improvement of the working process and justification of the parameters of a cylindrical hopper device with a paddle wheel type inductor for the release of components of a combined feed. Diss. Cand. Sci. (Engineering). Diss. Cand. Sci. (Engineering). Saratov. 1998. 119 p. (In Russian)

6. Kononov I.I. Improvement of the process of functioning of bunker storages of transport and warehouse complexes for bulk cargoes. Diss. Cand. Sci. (Engineering). Diss. Cand. Sci. (Engineering). Saratov. 2002. 158 p. (In Russian)

7. Denisov V.V. Improvement of storage and release of feed-forming components from bunkers. Diss. Cand. Sci. (Engineering). Diss. Cand. Sci. (Engineering). Saratov. 2001. 153 p. (In Russian)

8. Denisov V.V., Kozhevnikov V.A. Devices for the release of hard-to-loose materials from silos. *Kombikorma*, 2001, No. 5, p. 17. (In Russian)

9. Patent RU 2190486. Perenosnoy svodorazrushitel-ochistitel [Portable arch-breaker-cleaner]. Tretyakov G.M. Declared 04.10.2000. Published 10.10.2002. (In Russian)

10. Patent RU 2191078. Svodoobrushitel-ochistitel [Arch-breaker-cleaner]. Tretyakov G.M., Dudkin E.P., Goryushinsky V.S., Goryushinsky I.V. Declared 19.04.2001. Published 20.10.2002. (In Russian)

11. Patent RU 2201813. Perenosnoy svodoobrushitel-ochistitel [Portable arch-breaker-cleaner]. Tretyakov G.M., Goryushinsky V.S., Goryushinsky I.V., Shur V.L., Kozhevnikov V.A. Declared 23.01.2001. Published 10.04.2003. (In Russian)

12. Bobrov V.F. *Osnovy teorii rezaniya metallov* [Fundamentals of the theory of metal cutting]. Moscow, Mashinostroenie, 1975. 344

13. Ящерицын П.И., Фельдштейн Е.Э.,
Корниевич М.А. Теория резания. М: Новое
знание, 2006. 512 с.

14. Добронравов С.С., Дронов В.Г.
Строительные машины и основы автомати-
зации. М.: Высшая школа, 2001. 575 с.

† p. (In Russian)

† 13. Yascheritsyn P.I., Feldstein E.E.,
† Kornievich M.A. *Teoriya rezaniya* [Theory of
† cutting]. Moscow, New Knowledge, 2006. 512
† p. (In Russian)

† 14. Dobronravov S.S., Dronov V.G.
† *Stroitelnye mashiny i osnovy avtomatizatsii*
† [Construction machines and the basics of auto-
† mation]. Moscow, Vysshaya Shkola, 2001. 575
† p. (In Russian)

†

УДК (UDC) 621.876

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ
ПРИ РАБОТЕ АВАРИЙНОГО ТОРМОЗА ТОННЕЛЬНЫХ ЭСКАЛАТОРОВNUMERICAL SIMULATION OF DYNAMIC PROCESSES
DURING OPERATION OF EMERGENCY BRAKE OF TUNNEL ESCALATORSКозлов М.Н.
Kozlov M.N.Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I
(Санкт-Петербург, Россия)
Emperor Alexander I St. Petersburg State Transport University (St. Petersburg, Russian Federation)

Аннотация. Аварийный тормоз является важнейшим элементом системы безопасности эскалатора, призванным предупреждать негативные последствия возникновения нештатных ситуаций. Однако, ввиду весьма редкого срабатывания данного механизма, влияние динамических нагрузок на его элементы изучено недостаточно. Кроме того, применение тормозов нормально-замкнутого типа с постоянным моментом, требует более детального изучения на предмет схватывания контактирующих поверхностей. Целью данной работы является оценка рабочих параметров, а также напряженно-деформированного состояния элементов аварийного тормоза с применением виртуального моделирования в программном комплексе Comsol Multiphysics, в условиях различной загрузки эскалатора и площади схватывания поверхностей фрикционных. В статье представлены результаты численного моделирования динамического режима нагружения тяжёлых болтов фрикциона храпового устройства аварийного тормоза тоннельного эскалатора. Рассмотрен случай возникновения нештатного состояния узла в результате образования схватывания рабочих поверхностей фрикционного устройства. Представлены результаты численного эксперимента, выполненного в программе конечно-элементного моделирования Comsol Multiphysics в трехмерной нестационарной постановке.

Ключевые слова: эскалатор, аварийный тормоз, динамическая модель, фрикцион.

Дата получения статьи: 02.09.2024
Дата принятия к публикации: 12.11.2024
Дата публикации: 25.12.2024

Сведения об авторе:

Козлов Максим Николаевич – старший преподаватель кафедры «Наземные транспортно-технологические комплексы» ФГБОУ ВО «Петербургский университет путей сообщения Императора Александра I»,
e-mail: kozlov_m.n@mail.ru.

Abstract. The emergency brake is an essential element of the escalator safety system, designed to prevent the negative consequences of emergency situations. However, due to the very rare operation of this mechanism, the effect of dynamic loads on its elements has not been sufficiently studied. In addition, the use of normally closed brakes with a constant torque requires a more detailed study of the setting of the contacting surfaces. The purpose of this work is to evaluate the operating parameters, as well as the stress-strain state of the emergency brake elements using virtual modeling in the Comsol Multiphysics software package, under conditions of different loading of the escalator and the area of setting of the friction surfaces. The article presents the results of numerical simulation of the dynamic loading mode of the clutch bolts of the ratchet emergency brake device of the tunnel escalator. The case of the occurrence of an abnormal node position as a result of the formation of a grip on the working surfaces of the friction device is considered. The results of a numerical experiment performed in the program of finite element modeling of Comsol Multiphysics in a three-dimensional nonstationary formulation are presented.

Keywords: escalator, emergency brake, dynamic model, friction.

Date of manuscript reception: 02.09.2024
Date of acceptance for publication: 12.11.2024
Date of publication: 25.12.2024

Author's information:

Maksim N. Kozlov – Senior lecturer of the Department “Ground transportation and technological complexes” at Emperor Alexander I St. Petersburg State Transport University, e-mail: kozlov_m.n@mail.ru.

1. Введение

Тоннельные эскалаторы метрополитена являются важным инфраструктурным элементом, обеспечивающим высокую пропускную способность станций глубокого заложения метрополитена. Существенную роль в обеспечении надежности и безопасности играют системы аварийного торможения лестничного полотна [1 – 5], обеспечивающие быструю остановку и надежную фиксацию элементов эскалатора при возникновении нештатных и аварийных режимов работы.

Аварийный тормоз современных эскалаторов (рис.1) представляет собой нормально замкнутый фрикционный механизм, состоящий из храпового колеса 1 с установленными по его обеим сторонам фрикционными накладками 2, болтов 3 и пакетов тарельчатых пружин (не показаны), обеспечивающих прижатие с постоянным усилием храпового колеса к тяговой звездочке 4 с помощью прижимного диска 5. Соосность конструкции обеспечивается центрирующим кольцом 6.

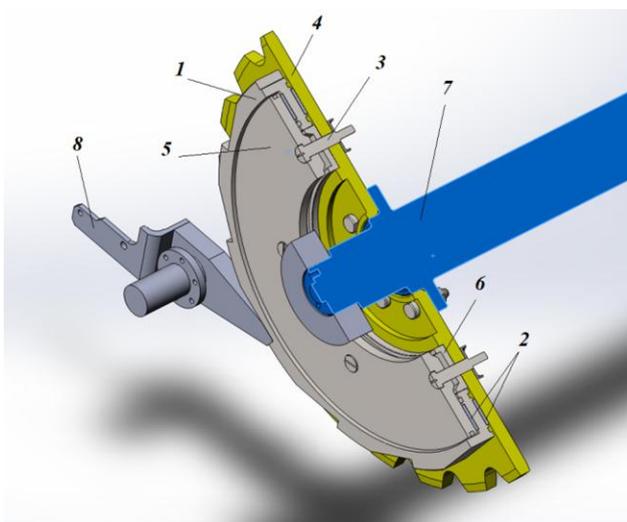


Рис. 1. Элементы аварийного тормоза тоннельного эскалатора: 1 – храповое колесо; 2 – фрикционные элементы; 3 – болт; 4 – звездочка; 5 – прижимной диск; 6 – центрирующее кольцо; 7 – главный вал; 8 – собачка

При работе эскалатора за счет сил трения храповое колесо вращается вместе с главным валом 7 и тяговыми звездочками 4.

При возникновении нештатной ситуации, механизм аварийного тормоза активируется упором, состоящим из электромагнита, толкателя с пружиной и собачки 8, которая взаимодействует с зубом храпового колеса. За счет действия сил трения между фрикционными накладками, прижимным диском и звездочкой осуществляется торможение полотна.

Конструкция аварийного тормоза такова, что поверхности фрикционных накладок, звездочки и нажимного кольца в процессе эксплуатации находятся в непосредственном контакте и неподвижны друг относительно друга в течение длительного времени. Это приводит к возникновению диффузии материалов и, при наличии факторов, способствующих коррозии материалов, к схватыванию поверхностей фрикционного диска, звездочки и нажимного кольца [6].

Схватывание может быть вызвано различными процессами физического или химического межмолекулярного взаимодействия, в частности диффузией, образованием Ван-дер-Ваальсовых связей, взаимным окислением материалов и др. Как правило, перечисленные процессы проявляются при плотном контактировании поверхностей неподвижных друг относительно друга деталей, что характерно для узлов аварийного тормоза эскалатора. Характерной особенностью эксплуатации эскалаторов является попадание растворов солей и антигололедных реагентов с входных площадок эскалаторов. Это интенсифицирует процессы деструкции и окисления материалов, а значит и скорость диффузии. В результате протекания химических реакций и рассмотренных выше процессов между материалами контактирующих поверхностей образуется слой, который по своим характеристикам может иметь как меньшую, так и большую прочность в сравнении с контактирующими материалами. Для оценки влияния схватывания фрикционных элементов эскалатора будем рассматривать второй случай как наиболее опасный, так как при этом в момент срабатывания аварийного тормоза будет разрушаться материал фрикциона, непосредственно прилегающий к области схватывания.

Критерием образования связей между контактирующими элементами является характерное изменение в них структуры векторного поля ускорений, представленное на рис. 2. Указанные изменения возможно отслеживать путем установки системы акселерометров.

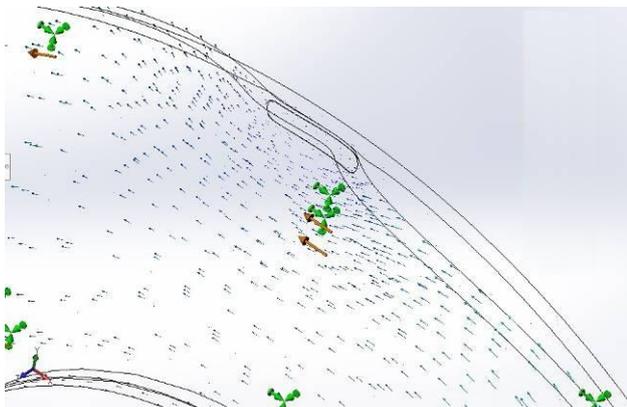


Рис. 2. Векторное поле в области контакта диска и фрикционной накладки

Практика эксплуатации тоннельных эскалаторов показывает, что вероятность развития схватывания увеличивается при чрезмерном затягивании гаек, регулирующих сжатие тарельчатых пружин. Это объясняется тем, что при увеличении сжатия тарельчатых пружин увеличивается сила, с которой контактные поверхности диска и тормоза прижимаются друг к другу. Явление схватывания существенно изменяет картину динамических процессов взаимодействия сопряженных элементов, возникающих при работе аварийного тормоза. В частности, схватывание способствует увеличению изгибающих моментов, действующих на стяжные болты, а также росту тангенциальных напряжений, поскольку после отрыва схватившихся поверхностей относительная скорость контактировавших элементов изменяется скачкообразно. Кратковременность процессов и высокий градиент силовых факторов могут стать причиной каскадного разрушения болтового соединения звездочки и нажимного кольца и, как следствие, выхода тормоза из строя и неуправляемого движения лестничного полотна.

Отметим, что, несмотря на важность данного устройства в обеспечении надеж-

ности и безопасности эксплуатации всего эскалатора, его напряженное динамическое состояние изучено недостаточно и рассматривалось, как правило, только с точки зрения статических нагрузок. Ввиду указанного обстоятельства, выполненное в настоящей статье исследование динамических процессов и напряженно-деформированного состояния узла болтового соединения звездочки и нажимного кольца тоннельного эскалатора в трехмерной нестационарной постановке с учетом влияния диффузии материалов контактных поверхностей является актуальным.

Целью настоящей работы является установление влияния степени схватывания контактирующих поверхностей фрикционов, а также уровня загрузки тоннельного эскалатора на напряженно-деформированное состояние болтового соединения звездочки и нажимного кольца в процессе аварийного торможения.

Для достижения поставленной цели были решены следующие задачи:

1. Построение математической модели аварийного тормоза, позволяющей выполнять анализ динамических процессов в указанной системе с учетом нагрузки эскалатора при различной площади схватывания контактных поверхностей.
2. Моделирование процесса торможения эскалатора при полной нагрузке и в режиме движения без нагрузки.
3. Оценка влияния площади схватывания контактных поверхностей, а также степени загрузки эскалатора на величину усилий в болтовых соединениях звездочки и нажимного кольца.
4. Разработка и реализация детализированной модели, позволяющей более полно оценивать характер деформации болтового соединения в процессе приложения пиковых нагрузок в момент срабатывания аварийного тормоза эскалатора.

2. Постановка задачи

Моделирование аварийных и штатных режимов работы аварийного тормоза выполняется в нестационарной постановке. Ввиду

сложности геометрии и большого числа контактирующих узлов, для решения поставленной задачи был использован конечно-элементный пакет Comsol Multiphysics [7]. Моделирование процесса аварийного торможения выполнено с помощью модуля многотельной динамики (Multibody Dynamics) в нестационарной постановке. Его использование позволяет с достаточной точностью определить картины распределения сил, скоростей и моментов, действующих на отдельные узлы тормоза.

При выполнении моделирования приняты следующие допущения и упрощения:

1. Материал элементов является однородным и изотропным.

2. Вал, звездочка, нажимное и центрирующие кольца являются соосными. Перемещение нажимного кольца и храповика осуществляется строго параллельно оси вала. Биение отсутствует. Опоры главного вала являются абсолютно жесткими.

3. Распределение усилий от тарельчатых пружин равномерное. Перекос, вызванный неравенством затяжек болтов 3 (рис. 1) отсутствует.

4. Ось вращения собачки совпадает с осью вала, на котором она располагается. Собачка совершает только вращательное движение. Вал является недеформируемым телом.

5. Деформации вала, храповика, звездочки, нажимного и центрирующего колец незначительны. Указанные тела рассматриваются как недеформируемые.

6. Учет влияния второй звездочки, главного вала, ступеней, приводного двигателя и других движущихся механизмов эскалатора учитывается путем соответствующего изменения момента инерции звездочки 4. Это позволяет редуцировать модель и снизить ее размерность. При этом предполагается, что звездочка 4 совершает только вращательное движение относительно оси главного вала.

7. Болты, соединяющие звездочку и нажимное кольцо, располагаются соосно отверстиям в нажимном кольце. Считаем, что взаимное перемещение болта относительно оси отверстия нажимного кольца пренебрежимо мало. Болты перемещаются вокруг оси

вращения главного вала с той же скоростью, что и нажимное кольцо.

8. Все отверстия и валы в начальный момент времени являются цилиндрическими.

9. Материал болтов имеет следующие характеристики [8]: Модуль Юнга 2×10^9 Па, коэффициент Пуассона 0.31, предел текучести 785 МПа, модуль пластичности 1,5 ГПа.

10. Влияние гравитации пренебрежимо мало.

11. Деформации подчиняются закону Гука. Пластические деформации отсутствуют.

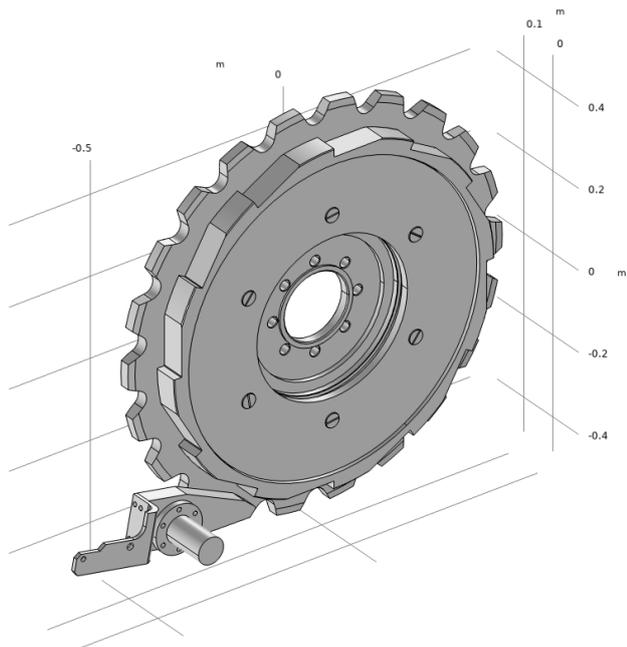
12. Фрикционные накладки моделируются в виде сплошных дисков и считаются эластичными. Коэффициент трения фрикционов по стальной поверхности – 0,4 [9].

Общий вид модели аварийного тормоза, построенной с использованием принятых допущений, представлен на рис. 3, а. Узлы, рассматриваемые как линейно деформируемые тела, представлены на рис. 3, б.

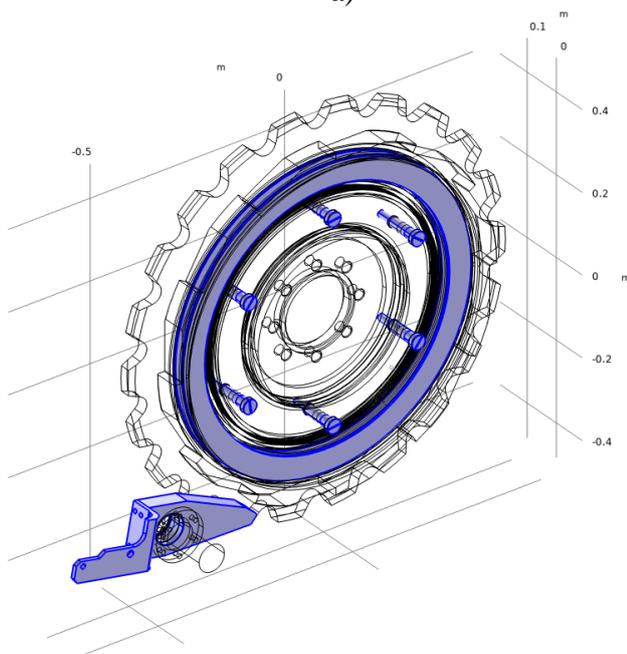
3. Результаты расчета динамических процессов

В ходе исследования были выполнены расчеты динамического режима торможения ненагруженного и нагруженного эскалатора при поверхности схватывания от 0,5 до 5% общей площади контакта звездочки и нажимного диска с тормозными накладками. В качестве примера на рис. 4 приведен результат динамического расчета процесса аварийного торможения ненагруженного эскалатора.

Также с помощью инструментов пост-процессорной обработки Comsol был рассчитан тормозной путь эскалатора (0,69 м), а также среднее ускорение торможения ($0,44 \text{ м/с}^2$). Полученные результаты были сопоставлены с параметрами аварийного торможения, указанными в руководстве по эксплуатации эскалатора ЭС-04 и в федеральных нормах и правилах «Правила безопасности эскалаторов в метрополитенах» [10], а также результатами натурных испытаний эскалатора ЭС-04. Выявлено удовлетворительное совпадение результатов моделирования, эксперимента и требований [10].



а)



б)

Рис. 3. Редуцированная модель аварийного тормоза: а – общий вид, б – узлы, рассматриваемые как линейно-деформируемые тела (выделены цветом)

С целью дальнейшей верификации математической модели выполнен анализ временных зависимостей проекций вектора ускорения на оси X, Y, Z, полученных в результате эксперимента на эскалаторе ЭС-04 и с помощью разработанной математической модели. Проекции вектора ускорения при численном исследовании рассчитаны с по-

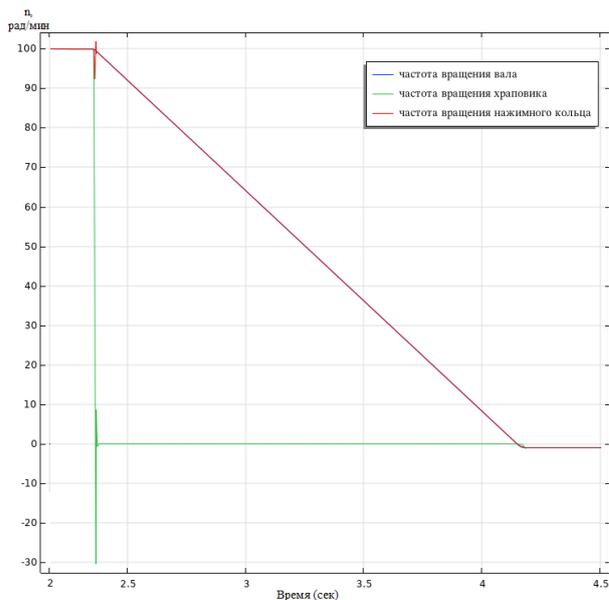


Рис. 4. Графики изменения частоты вращения главного вала (кривая 1), храповика (кривая 2) и нажимного кольца (кривая 3) при аварийном торможении ненагруженного эскалатора

мощью встроенного инструмента probe (датчик). Экспериментальные и расчетные зависимости ускорений представлены на рис. 5.

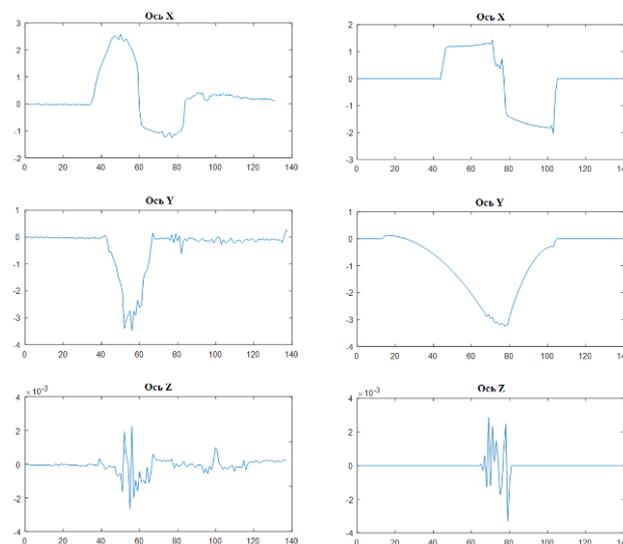


Рис. 5. Результаты экспериментального (левый столбец) и численного (правый столбец) определения проекций вектора ускорения

На рис. 6 приведены скалограммы обработки зависимостей проекций вектора ускорения с помощью вейвлет-преобразования.

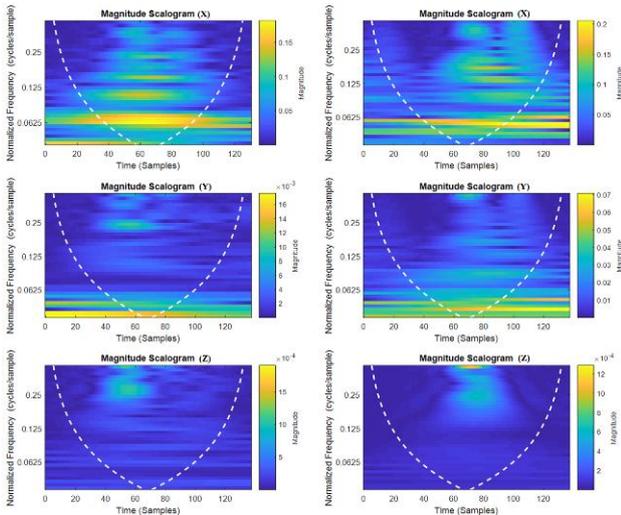


Рис. 6. Результаты обработки с помощью вейвлет-анализа данных экспериментального (левый столбец) и численного (правый столбец) определения проекций вектора ускорения

Видно, что временные зависимости проекций вектора ускорения в достаточной степени совпадают качественно. Результаты вейвлет-анализа показывают наличие удара по отведению Z. Энергетический отклик в целом идентичен. Отличия объясняются принятыми допущениями о жесткости опор при выполнении и построении математической модели.

В процессе исследования режима аварийного торможения было исследовано напряженно-деформированное состояние стяжных болтов и определялось максимальное напряжение на их поверхностях. В результате выполненного исследования процесса аварийного торможения выявлено, что в момент удара храпового колеса о стопор аварийного тормоза происходит кратковременное динамическое возмущение, вызванное необходимостью преодоления сил трения покоя между фрикционными накладками и тормозными поверхностями аварийного тормоза. Это сопровождается резким увеличением напряжений в болтах в зоне выхода из отверстий нажимного диска, а также в зоне контакта болта и центрирующего кольца. В качестве иллюстрации к сказанному на рис. 7 представлены эпюры распределения напряжений на поверхностях стяжных болтов, полученные в начале процесса торможения нагру-

женного эскалатора после удара храпового колеса о стопор.

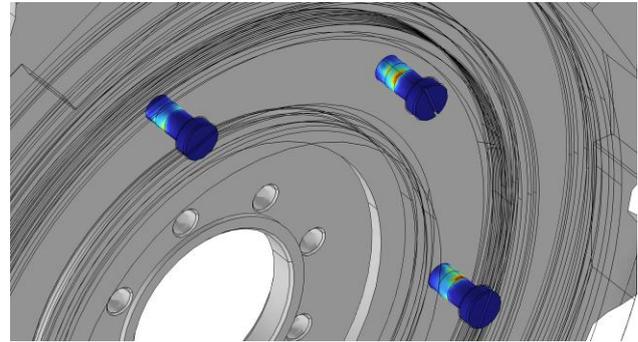


Рис.7. Эпюры распределения напряжений в стяжных болтах в начале процесса торможения нагруженного эскалатора после удара храпового колеса о стопор

Значения максимальных напряжений, полученные для каждого из шести стяжных болтов, с помощью инструмента probe, для случая торможения нагруженного эскалатора при отсутствии схватывания фрикционных элементов представлены на рис. 8.

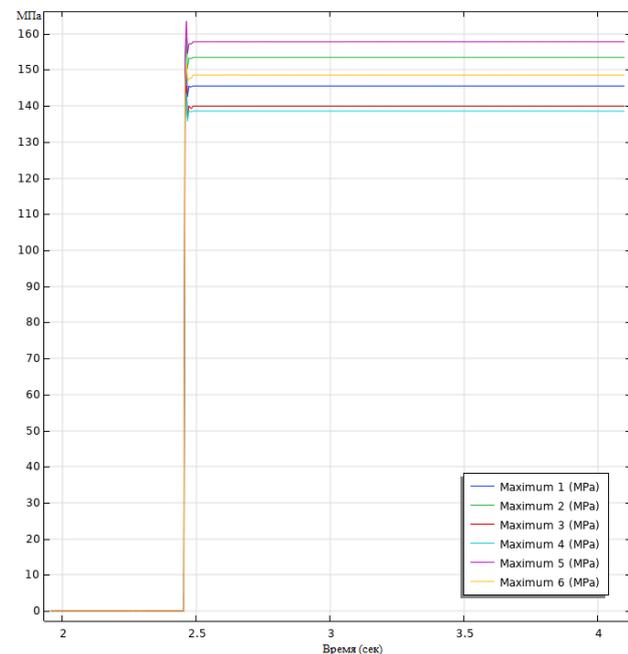


Рис.8. Графики изменения (время) максимальных напряжений на стяжных болтах пакетов пружин при аварийном торможении нагруженного эскалатора

Выявлено, что нагрузка на болты является неравномерной. После удара храпового колеса о стопор возникающие динамические

процессы и увеличение напряжений носят пиковый характер. Отметим, что в случае отсутствия схватывания напряжения, возникающие в стяжных болтах, не превышают предела прочности и текучести, а значения ускорений лестничного полотна не превышают значений, указанных в [10]. При этом величина затяжки пакета тарельчатых пружин (до 1,5 кратного от номинального значения) оказывает слабое влияние на величину ускорения и максимальные значения напряжений на поверхностях болтов.

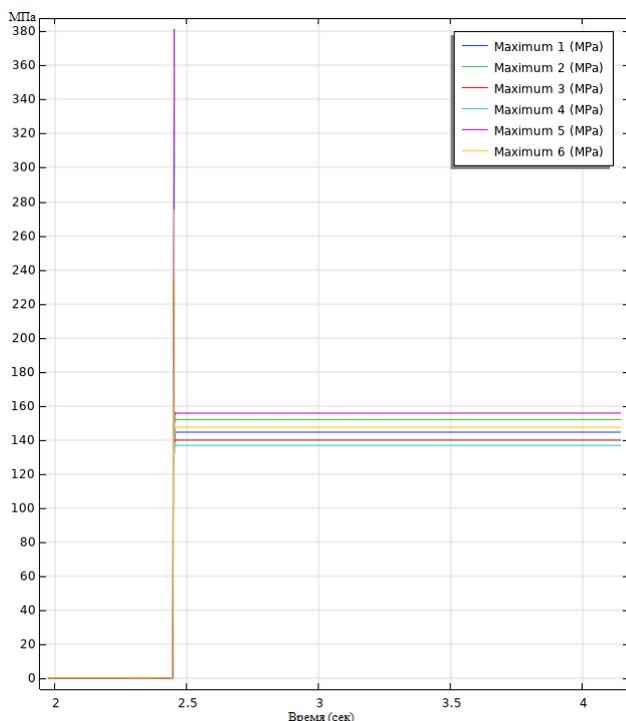


Рис.9. Графики изменения максимальных напряжений на стяжных болтах пакетов пружин при аварийном торможении эскалатора с площадью схватывания фрикционных накладок, составляющим 1% от общей площади тормозных накладок

Выполненное исследование влияния схватывания на величину максимальных динамических нагрузок показало, что при схватывании более 0,5% общей площади фрикционных накладок к тормозной поверхности, величина напряжений в стяжных болтах при ударе храпового колеса о стопор превышает предел прочности материала на срез (280 МПа), а при схватывании более 3,5% площади величина напряжений превышает предел текучести материала (785 МПа). Это может

привести к каскадному разрушению болтов и неконтролируемому движению лестничного полотна. В качестве примера на рис. 9 представлены графики изменения максимальных напряжений на стяжных болтах пакетов пружин при аварийном торможении нагруженного эскалатора, полученные при наличии схватывания фрикционных, площадь которого составляет 1% от общей площади тормозных накладок.

Для оценки влияния площади схватывания фрикционных накладок на максимальное значение напряжений на поверхности болтов построена зависимость максимального значения напряжения от площади схватывания, представленная на рис. 10.

Видно, что при увеличении площади схватывания от 0,5 до 5% общей площади контакта величина пикового напряжения увеличивается по линейному закону. Таким образом, ввиду высокой вероятности разрушения стяжных болтов, необходимо предусматривать комплекс профилактических мероприятий, препятствующих развитию процесса схватывания в процессе эксплуатации эскалаторов, оборудованных аварийными тормозами рассмотренной выше конструкции. Болты при этом подвержены значительным ударным нагрузкам в сочетании со сложным характером деформаций.

В результате выполненных расчетов выявлено, что болт движется по сложной траектории, причем его движение сопровождается изгибом и поворотом по всем трем осям. При этом наблюдается увеличение амплитуды контактных напряжений. Наибольшие значения имеют составляющие, направленные вдоль оси X. Остальные составляющие напряжений в 5...10 раз ниже. Выявлено, что в момент времени, предшествующий заклиниванию, в некоторых точках зоны контакта болта и нажимного кольца превышен предел текучести (785 МПа для стали 40X). Контактное взаимодействие при этом носит кратковременный характер. В качестве примера на рис. 11 представлены зависимости пикового значения проекции напряжения на ось X.

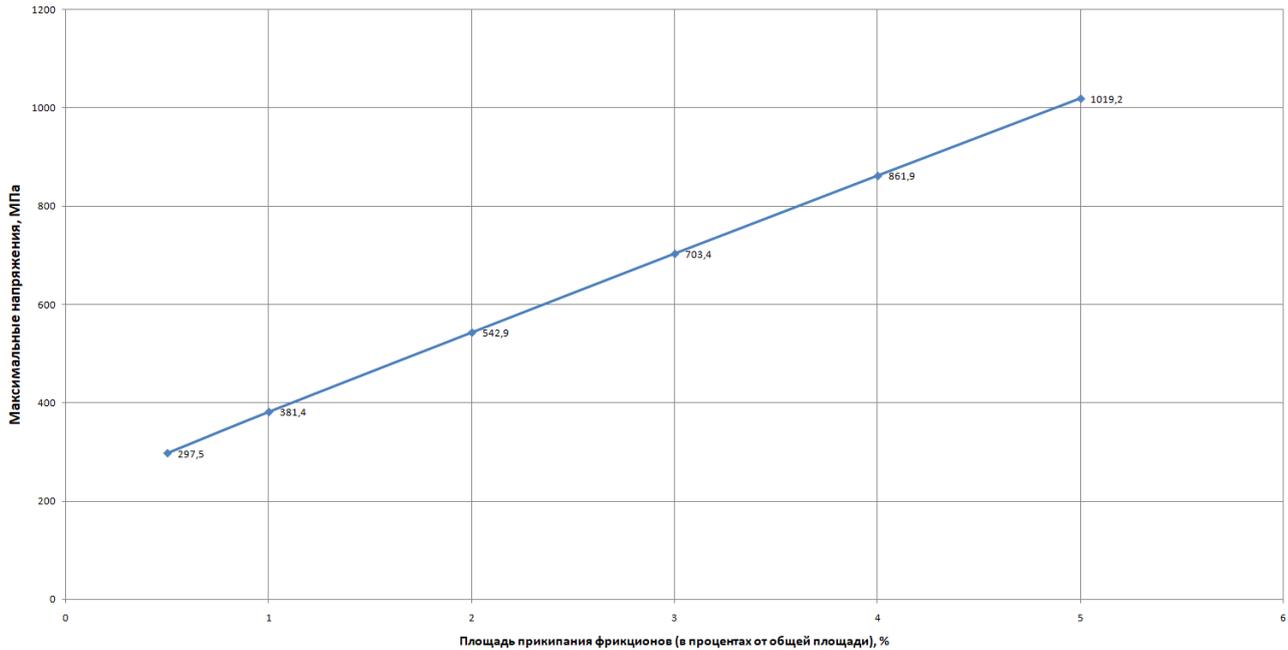


Рис.10. Зависимость величины пиковых значений напряжения на поверхности стяжных болтов, от площади схватывания тормозных накладок.

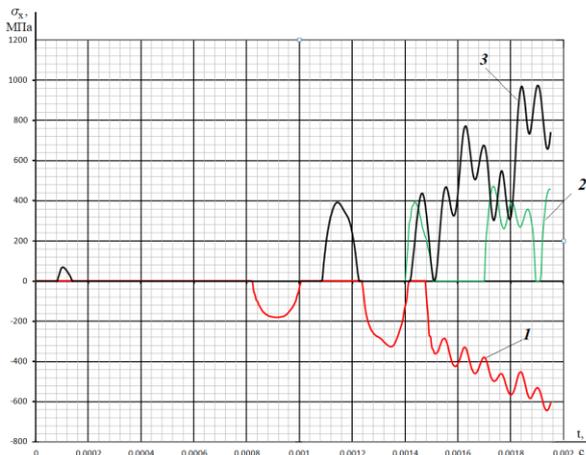


Рис.11. Зависимости пиковых значений проекций контактных напряжений на ось X:
 1 – на поверхности отверстия звездочки;
 2 – на поверхности отверстия центрирующего кольца;
 3 – на поверхности отверстия нажимного кольца

В результате расчета выявлено, что защемление болта и, как следствие, восприятие нагрузок звездочкой и нажимным кольцом происходит несинхронно, превышение предела текучести приводит к образованию наклепа на поверхности материала болта и отверстий, а также появлению локальных зон выкрашивания материала, что подтверждается опытом эксплуатации (рис. 12). Отчет-

ливо видны зоны наклепа и выкрашивания вследствие появления зон локального превышения предела прочности и текучести.



Рис.12. Повреждения стяжного болта пакетов пружин при нештатных условиях работы аварийного тормоза

5. Заключение

Разработана и реализована в программном пакете Comsol Multiphysics математическая модель аварийного тормоза, позволяющая выполнять анализ динамических процессов с учетом нагрузки эскалатора, а также математическая модель, позволяющая выполнять детализированное исследование ха-

рактера деформаций болтов, удерживающих в прижатом состоянии нажимной диск, храповое колесо и звездочку, в процессе работы аварийного тормоза после соударения храповика и собачки.

Произведена оценка влияния нештатных условий работы аварийного тормоза на динамические параметры торможения и на величину усилий, передающихся на болтовые соединения.

Выявлено, что процесс торможения сопровождается неравномерным распределением нагрузки на стяжные болты. После удара храпового колеса о стопор возникающие динамические процессы и увеличение напряжений носят пиковый характер. При этом наиболее опасным для работы системы аварийного торможения является процесс диффузии материалов контактных поверхностей. Установлено, что зависимость пикового значения напряжения на поверхности болтов от площади схватывания поверхностей носит линейный характер. Так при схватывании 0,5% площади контакта, напряжения в стяжных болтах превышают допускаемые значения на срез (280 МПа), а при 3,5% пло-

щади – превышают предел текучести материала (785 МПа). При отсутствии диффузии напряжения не превышают допустимых значений, а влияние силы затяжки контактных пружин на величину указанных напряжений незначительно.

Выявлено, что в процессе торможения болт движется по сложной траектории, причем его движение сопровождается перемещением по всем трем осям и увеличением амплитуды контактных напряжений. Наибольшие значения имеют составляющие, направленные вдоль оси X. Остальные составляющие напряжений в 5...10 раз ниже.

Выявлено, что процесс защемления болта, а значит и восприятия нагрузок звездочкой и нажимным кольцом происходит не синхронно. Происходит увеличение количества контактов ударного типа. При этом в некоторых точках зоны контакта болта и нажимного кольца превышен предел текучести (785 МПа для стали 40X). Также превышен предел прочности на срез, что сопровождается образованием наклепа и локальным выкрашиванием материала.

Список литературы

1. Бардышев О.А., Попов В.А., Филин А.Н. О безопасности эскалаторов в метрополитенах // Вестник МАНЭБ. 2018. Т. 23, № 3. С. 10-14.
2. Ватулин Я.С., Попов В.А., Козлов М.Н. Оценка рисков при эксплуатации тоннельных эскалаторов, оборудованных аварийным тормозом с постоянным моментом // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2020. № 2. С. 201-210.
3. Ватаев А.С., Ватулин Я.С., Орлов С.В., Воробьев А.А., Никитин В.В. Численное моделирование динамики нагружения шарнирных соединений рабочего оборудования фронтального погрузчика // Строительные и дорожные машины. 2023. №3. С. 22-32.
4. Ватулин Я.С., Чуян С.Н., Попов В.А., Орлов С.В. Исследование экстремальных режимов работы транспортных систем

References

1. Bardyshev O.A., Popov V.A., Filin A.N. About the safety of escalators in subways. *Vestnik MANEB*, 2018, Vol. 23, No.3, pp. 10-14. (In Russian)
2. Vatulin Ya.S., Popov V.A., Kozlov M.N. Risk assessment during the operation of tunnel escalators equipped with a constant-torque emergency brake. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No. 2, pp. 201-210. (In Russian)
3. Vataev A.S., Vatulin Ya.S., Orlov S.V., Vorob`ev A.A., Nikitin V.V. Numerical simulation of the loading dynamics of the articulated joints of the working equipment of the front loader. *Stroitelnye i dorozhnye mashiny*, 2023, No. 3, pp. 22-32. (In Russian)
4. Vatulin Ya.S., Chuyan S.N., Popov V.A., Orlov S.V. Investigation of extreme modes of operation of transport systems by means of SolidWorks Motion. *Sistemy*

УДК (UDC) 625.76.08

ВНЕДРЕНИЕ ЖЕСТКОГО ТЕЛА КОНЕЧНЫХ РАЗМЕРОВ В ЭЛАСТИЧНО-УПРУГОЕ ПОЛУПРОСТРАНСТВО, УСИЛЕННОЕ НА ПОВЕРХНОСТИ ДЕФОРМИРУЕМОЙ ПЛАСТИНОЙ

THE INTRODUCTION OF A RIGID BODY OF FINITE DIMENSIONS INTO AN ELASTIC-ELASTIC HALF-SPACE REINFORCED ON THE SURFACE BY A DEFORMABLE PLATE

Кустарев Г.В., Павлов С.А., Русинов К.А., Гусев А.А., Новоторцев Н.В.
Kustarev G.V., Pavlov S.A., Rusinov K.A., Gusev A.A., Novotortsev N.V.Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (Москва, Россия)
Moscow Automobile and Road Engineering State Technical University (Moscow, Russian Federation)

Аннотация. В статье рассмотрена задача внедрения жесткого тела в изотропное эластично-упругое полупространство через деформируемую пластину, обладающую свойствами, характерными для тонких пластин – упругих тел с толщиной много меньше, чем остальные геометрические размеры и исследованных по теориям Кирхгофа и Пуассона. Наличие тонкой пластины меняет характеристики процесса внедрения, поскольку методы, применимые для решения прямого вдавливания в полупространство, не могут быть использованы для определения зависимости нагрузки от деформации. Интегрально-дифференциальные уравнения, определяющие внедрение жесткого тела конечных размеров, решены с использованием подхода дискретизации. Метод интегрального преобразования позволил определить оператор нагружения, составной частью которого является параметр относительной жесткости системы, состоящей из пластины и упругого полупространства. Относительная жесткость зависит от модулей упругости и геометрических параметров области контакта и упругой пластины. Проанализировано влияние жесткости упругой пластины на относительную жесткость всей системы и представлены результаты, демонстрирующие влияние жесткости пластины на задачу Буссинеска о деформировании полупространства. Решение данной задачи применимо к практической области научных исследований по уплотнению асфальтобетонных смесей различными видами уплотняющих рабочих органов, поскольку характер образования дефектов в асфальтобетонном покрытии сохраняет научный интерес к созданию альтернативной уплотняющей техники.

Ключевые слова: дорожный каток, жесткий валец, деформирование упругой пластины, внедряемое тело, уплотняющий штамп

Дата получения статьи: 04.06.2024
Дата принятия к публикации: 15.10.2024
Дата публикации: 25.12.2024

Abstract. The article considers the problem of embedding a rigid body into an isotropic elastic-elastic half-space through a deformable plate having properties characteristic of thin plates – elastic bodies with a thickness much smaller than other geometric dimensions and studied according to the theories of Kirchhoff and Poisson. The presence of a thin plate changes the characteristics of the embedding process, since the methods applicable to solving direct indentation into the half-space cannot be used to determine the dependence of the load on deformation. The integral differential equations determining the embedding of a rigid body of finite dimensions are solved using the discretization approach. The integral transformation method made it possible to determine the loading operator, an integral part of which is the parameter of the relative stiffness of a system consisting of a plate and an elastic half-space. The relative stiffness depends on the elastic modulus and geometric parameters of the contact area and the elastic plate. The influence of the stiffness of an elastic plate on the relative stiffness of the entire system is analyzed and the results demonstrating the effect of plate stiffness on the Boussinesq problem of deformation of a half-space are presented. The solution of this problem is applicable to the practical field of scientific research on the compaction of asphalt concrete mixtures with various types of sealing working bodies, since the nature of the formation of defects in asphalt concrete coating retains scientific interest in the creation of alternative sealing equipment.

Keywords: road roller, a rigid roller, deformation of an elastic plate, an embedded body, a sealing stamp.

Date of manuscript reception: 04.06.2024
Date of acceptance for publication: 15.10.2024
Date of publication: 25.12.2024

Сведения об авторах:

Кустарев Геннадий Владимирович – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Дорожно-строительные машины» ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет»,
e-mail: proektdm@mail.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4194-2921>

Павлов Сергей Аркадьевич – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Дорожно-строительные машины» ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет»,
e-mail: dormash@mdi.ru

Русинов Кирилл Альфредович – магистрант ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет»,
e-mail: kirill.rusinov190820@yandex.ru

Гусев Антон Алексеевич – студент ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет»,
e-mail: a.gusev@mdi.ru

Новоторцев Никита Вячеславович – студент ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет»,
e-mail: nikita.nova2002@mail.ru

Authors' information:

Gennady V. Kustarev – Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor, Head of the Department «Road construction vehicles» at Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI),
e-mail: proektdm@mail.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4194-2921>

Sergey A. Pavlov – Candidate of Technical Sciences, Assistant Professor, Assistant Professor of the Department «Road construction vehicles» at Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI),
e-mail: dormash@mdi.ru

Kirill A. Rusinov – Master's student at Moscow Automobile and Road State Technical University (MADI),
e-mail: kirill.rusinov190820@yandex.ru

Anton A. Gusev – Student at Moscow Automobile and Road State Technical University (MADI),
e-mail: a.gusev@mdi.ru

Nikita V. Novotorcev – Student at Moscow Automobile and Road State Technical University (MADI),
e-mail: nikita.nova2002@mail.ru

1. Введение

Деформирование материалов позволяет определять их свойства посредством интерпретации реакции нагрузки на деформацию. Обычно в исследованиях используют типовую форму воздействующих тел, сферическую, цилиндрическую, или плоскую. Проблема исследования сложна, если упругое полупространство полностью анизотропно, и в этом случае нереалистично ожидать, что его свойства могут быть определены на основе одного измерения деформации от нагрузки.

Решение можно найти, если исследуемый материал однороден и изотропен. В этом случае хорошо известны решения Герца для деформирования полупространства сферой без трения и Буссинеска для деформирования полупространства без трения плоской шайбой [1, 2]. Даже в случае изотропии материала результат испытания на деформирование дает только оценку совокупного влияния упругих констант G (модуль сдвига) и ν (коэффициент Пуассона).

Контактная механика – широко исследуемая тема, отраженная в работах [3-6]. Многие из классических подходов в контактной механике сосредоточены на задачах контакта тел с изотропными упругими средами.

Основные подходы, использованные при формулировке основных интегральных уравнений, могут быть расширены за счет включения трансверсально-изотропных упругих сред и применения другой формы вдавливаемых тел, например, эллиптической. Профили отклонения поверхности при деформации, определенные во время испытаний с помощью методов лазерного сканирования и корреляции цифровых изображений, могут быть использованы для установления правдоподобных оценок поперечной изотропии [7, 8].

Проблема, рассматриваемая в этой статье, включает анализ контактной задачи, в которую включены упругий слой, с конечной толщиной, а на границе между упругим слоем и нижележащим полупространством обеспечивается полная непрерывность перемещений. Трение между внедряемым телом и упругим материалом редко обсуждают в исследованиях, посвященных интерпретации реакции на деформирование [9]. Аналитические исследования проблем фрикционного контакта относительно скудны, когда учитывают такие процессы, как конечное трение и пластичность.

2. Материалы и методы решения задач, принятые допущения

Тематика данной статьи отражает исследование проблемы контакта тел, которые обладают определенной жесткостью. Конкретная проблема, описанная в статье, относится к области деформирования эластично-упругого полупространства, на поверхности которого расположен тонкий упругий слой, параметры которого возможно смоделировать на основе теорий тонких пластин Пуассона и Кирхгофа [10, 11]. Задача, рассмотренная в статье, связана с деформированием по Буссинеску тонкой упругой пластины толщиной h и параметрами упругости G_n и ν_n на величину Δ под жестким штампом шириной $2a$ и нагрузкой P_0 , расположенной поверх изотропного упругого полупространства с параметрами упругости G_c и ν_c (рис. 1) [12].

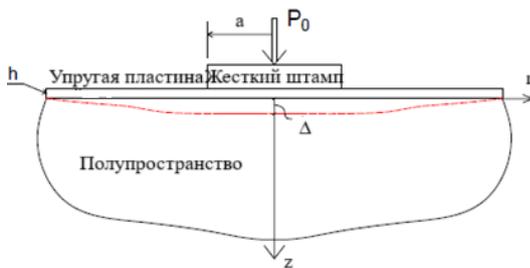


Рис. 1. Деформирование упругой пластины конечной толщины под жестким штампом

Отклонение формы тонкой упругой пластины, находящейся на поверхности области полупространства, можно получить, используя стандартные математические методы, включая симметричный характер задачи. Дифференциальное уравнение, определяющее симметричное состояние изгиба тонкой упругой пластины, примет вид:

$$KL^2 \Delta + \frac{2G_c}{\pi(1-\nu_c)r} \frac{d}{dr} \int_0^r \frac{s}{\sqrt{s^2-r^2}} \times \left(\frac{d}{ds} \int_0^s \frac{r\Delta dr}{\sqrt{s^2-r^2}} \right) ds = P_0, \quad (1)$$

где K – жесткость пластины; L – оператор Лапласа для одномерной радиально-симметричной формы; Δ – прогиб пластины; G_c – модуль сдвига полупространства; ν_c – коэффициент Пуассона полупространства;

r – продольное перемещение; s – поперечное перемещение; P_0 – приложенная нагрузка.

Жесткость пластины определим, как:

$$K = \frac{G_n h^3}{6(1-\nu_n^2)}, \quad (2)$$

где ν_n – коэффициент Пуассона пластины.

Оператор Лапласа:

$$L = \frac{d^2}{dr^2} + \frac{d}{rdr}. \quad (3)$$

Граничные условия, которые введем для пластины:

а) величина прогиба определяется растяжением пластины, растяжение лежит в пределах от нуля до ширины нагрузочного штампа;

б) величина нагрузки определяется растяжением пластины, растяжение лежит в пределах от ширины штампа до бесконечности.

Кроме того, для обеспечения корректности контактной задачи можно задать условия постоянства прогиба при $r \rightarrow \infty$.

Ввиду интегро-дифференциального характера уравнения (1) маловероятно, что для поставленной смешанной задачи будет явное решение. Метод дискретизации, принятый авторами, заключается в учете того, что контактное напряжение между воздействующим телом и гибкой пластиной состоит из конечного числа кольцевых областей a_{c_i} и a_{c_j} постоянного воздействия (рис. 2).

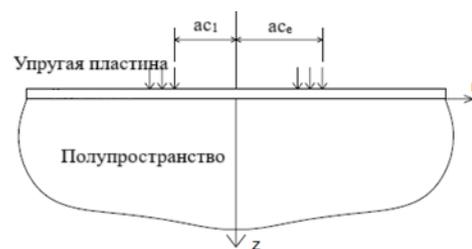


Рис. 2. Кольцевые области нагрузки пластины, связанной с упругим полупространством

Чтобы использовать безразмерное моделирование, мы предполагаем, что в каждой кольцевой области однородного контакта создается напряжение q между жестким внедряемым телом в полупространство и упругой пластиной, которое можно определить, как:

$$q = p_0 \bar{Q},$$

где \bar{Q} – безразмерное значение напряжения в кольцевой области; p_0 – среднее напряжение вдавливания.

Значение среднего напряжения определяем по формуле:

$$p_0 = \frac{P_0}{\pi a^2},$$

где P_0 – осевая нагрузка, приложенная к жесткому телу.

3. Решение

При решении задачи о нагружении кольцевой области воспользуемся методом интегрального преобразования Германа Ханкеля и получим значение оператора нагружения в следующем виде [13, 14]:

$$Z(\rho) = \frac{\Delta G_c}{\rho_0 a} = F(\bar{Q}, c_i, c_e, \rho, \Omega), \quad (4)$$

где c_i и c_e – безразмерные значения внутреннего и внешнего радиусов кольцевого нагружения (рис. 2), при безразмерном напряжении \bar{Q} в кольцевой области; ρ – соотношение между продольным перемещением пластины и шириной жесткого штампа,

$\rho = \frac{r}{a}$; Ω – параметр относительной жесткости системы, состоящей из пластины и упругого полупространства.

Указанный параметр будет определяться в зависимости от параметров модулей упругости пластины и упругого полупространства, а также соотношением толщины упругой пластины и размера области контакта упругой пластины с жестким штампом:

$$\Omega = \frac{(3 - 4\nu_c)}{24(1 - \nu_c)(1 - \nu_n)} \frac{G_n h^3}{G_c a^3}. \quad (5)$$

Например, относительная жесткость системы будет стремиться к нулю либо в результате бесконечного уменьшения толщины пластины, либо в результате применения пластины с бесконечно малым модулем упругости и тогда оператор нагружения (4) можно определить, решая задачу о нагружении полупространства кольцевой нагрузкой.

Если относительная жесткость системы

стремится к бесконечности, то пластина должна обладать бесконечной жесткостью, поскольку для конечного модуля сдвига пластины может быть дана лишь ее определенная толщина, а в противном случае и толщина пластины будет стремиться к бесконечности и тогда решение оператора нагружения (4) сводится к нулю. Параметр относительной жесткости системы (5) играет большую роль в разработке уплотняющего оборудования нового типа. Величину относительной жесткости системы можно выбрать в качестве критерия оценки эффективности применения тех или иных штампов при уплотнении [15].

Формирование поля напряжений под штампом будет различным. Отсутствие жесткости пластины приведет к резким изменениям напряжений на границе контакта. В случае наличия жесткости эпюра напряжений будет без резких переходов. При этом вдавливание жестким телом пластины, имеющей бесконечную относительную жесткость, лежащей поверх упругого полупространства, и подвергаемой конечной нагрузке, приведет к нулевому полю перемещений. То есть ни пластина, ни полупространство деформироваться не будут (рис. 3).

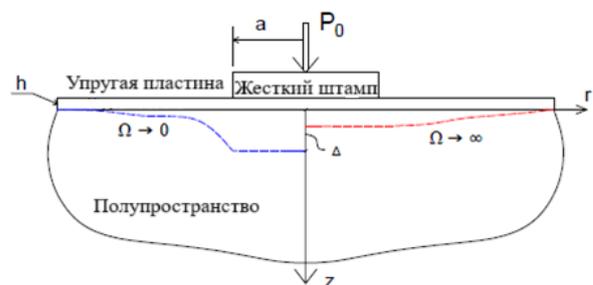


Рис. 3. Влияние относительной жесткости гибкой пластины на прогиб поверхности

Результаты дискретизации демонстрируют влияние на величину деформации коэффициента Пуассона полупространства.

В случае абсолютно хрупкого полупространства $\nu_c = 0$, оператор нагружения (4) при одной и той же относительной жесткости системы ниже на 50%, чем в случае абсолютно несжимаемого полупространства $\nu_c = 0,5$ (рис. 4).

Применительно к деформации сред, обладающих упруго-вязкими свойствами, и на-

крытых упругой пластиной, если параметр относительной жесткости стремится к нулю, следовательно, пластина отсутствует, но полупространство содержит ограничение на растяжимость, накладываемое для соблюдения равенства кинематической совместимости между прогибом пластины и прогибом поверхности полупространства. Если совместимость прогибов нарушается, происходит потеря равновесия между средами и нарушается целостность либо пластины, либо полупространства (рис. 5).

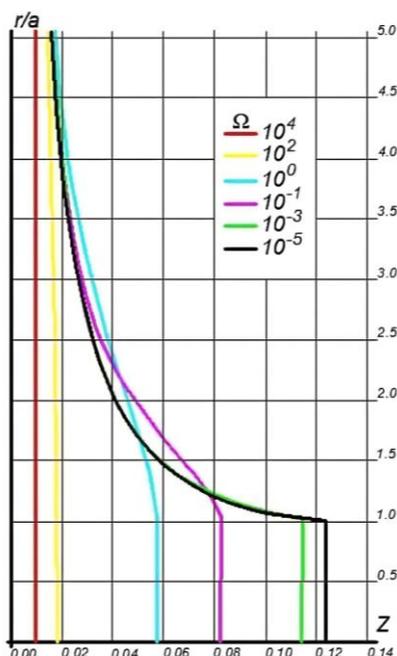


Рис. 4. Влияние относительной жесткости системы «пластина-полупространство» на оператора нагружения при абсолютно несжимаемом полупространстве

Это и соответствует случаю уплотнения жестким гладким вальцом достаточно уплотненной асфальтобетонной смеси, когда в отсутствии плоской упругой пластины кривизна поверхности вальца, а, следовательно, прогиб, значительно больше, чем плоская поверхность асфальтобетонной смеси, в результате на поверхности образуется разрыв среды, поскольку она обладает меньшим модулем сдвига, чем поверхность жесткого вальца (рис. 6).



Рис. 5. Соотношение радиусов кривизны вальца катка и уплотняемой поверхности



Рис. 6. Разрыв среды под жестким вальцом, формирование трещин

4. Заключение

Оценка целостности связи в системе штамп, упругая пластина и полупространство может быть выполнена с помощью статических и динамических испытаний на вдавливание, что требует, не только времени на выполнение экспериментов, но и значительных трудозатрат на материалы. Статические испытания в этом случае будут наиболее просты. Расчетная модель, выбранная авторами, может быть также улучшена путем применения других физико-математических моделей, которые смогут учитывать деформации, как при изгибе, так и при сдвиге.

Исследование реакции на вдавливание упругой пластины при существовании адгезии между ней и полупространством применительно к области уплотнения горячих асфальтобетонных материалов, позволяет сделать вывод о недостаточной рационализации использования цилиндрических уплотняющих рабочих органов на завершающей стадии уплотнения. Наличие между органом дорожного катка и асфальтобетонной смесью плоской упругой пластины позволит значительно снизить вероятность появления трещин при строительстве покрытий.

Список литературы

1. Hertz Н. Uber die Berührung fester elastischer Körper // *Journal für die reine und angewandte Mathematik*. 1881. № 92. P. 156-171.
2. Александров В.М., Мхитарян С.М. Контактные задачи для тел с тонкими покрытиями и прослойками / Под ред. Н.Х. Арутюняна. М.: Наука, 1983. 488 с.
3. Галин Л.А. Контактные задачи теории упругости и вязкоупругости. М.: Наука, 1980. 304 с.
4. Лурье А.И. Аналитическая механика. М.: Физматгиз, 1961. 824 с.
5. Алейников С.М. Метод граничных элементов в контактных задачах для упругих пространственно неоднородных оснований: дисс. ... доктора техн. наук: 05.23.17, 05.23.02. М., 2000. 768 с.
6. Pfeiffer F., Bremer H. The Art of Modeling Mechanical Systems // *CISM International Centre for Mechanical Sciences*, 2017. 392 p.
7. Земсков А.В., Тарлаковский Д.В. Двумерная нестационарная задача упругой диффузии для изотропного однокомпонентного слоя // *Прикладная механика и техническая физика*. 2015. Т. 56, № 6(334). С. 102-110. DOI: 10.15372/PMTF20150612
8. Хохлов А.В. Анализ общих свойств кривых ползучести при циклических ступенчатых нагружениях, порождаемых линейной теорией наследственности // *Вестник Самарского государственного технического университета. Серия: Физико-математические науки*. 2017. Т. 21, № 2. С. 326-361. DOI: 10.14498/vsgtu1533
9. Wan C., Zhang X., Wang L. Three-dimensional micromechanical finite element analysis on gauge length dependency of the dynamic modulus of asphalt mixtures // *Road Materials and Pavement Design*. 2012. Vol. 13, No. 4. Pp. 769-783. DOI: 10.1080/14680629.2012.732194
10. Гольденвейзер А.Л. Теория упругих тонких оболочек. М.: Наука, 1976. 512 с.
11. Жилин П.А. О теориях пластин Пуассона и Кирхгофа с позиций современной теории пластин // *Известия Российской Академии Наук. Механика твердого тела*. 1992. №3. С. 48-64.

References

1. Hertz Н. Uber die Berührung fester elastischer Körper. *Journal für die reine und angewandte Mathematik*, 1881, No. 92, pp. 156-171.
2. Aleksandrov V.M., Mhityryan S.M. *Kontaktnye zadachi dlya tel s tonkimi pokryiyami i proslojkami* [Contact problems for bodies with thin coatings and layers]. Arutyunyan N. H. (Ed.). Moscow, Nauka, 1983. 488 p. (In Russian)
3. Galin L.A. *Kontaktnye zadachi teorii uprugosti i vyazkouprugosti* [Contact problems of the theory of elasticity and viscoelasticity]. Moscow, Nauka, 1980. 304 p. (In Russian)
4. Lur'e A.I. *Analiticheskaya mekhanika* [Analytical Mechanics]. Moscow, Fizmatgiz, 1961. 824 p. (In Russian)
5. Alejnikov S.M. *Metod granichnyh elementov v kontaktnyh zadachah dlya uprugih prostranstvenno neodnorodnyh osnovanij*. Diss. Doc. Sci. (Engineering). Moscow, 2000. 768 p. (In Russian)
6. Pfeiffer F., Bremer H., *The Art of Modeling Mechanical Systems*. *CISM International Centre for Mechanical Sciences*, 2017, 392 p.
7. Zemskov A.V., Tarlakovskij D.V. Two-dimensional unsteady elastic diffusion problem for an isotropic single-component layer. *Prikladnaya mekhanika i tekhnicheskaya fizika*, 2015, Vol. 56, No. 6(334), pp. 102-110. DOI: 10.15372/PMTF20150612. (In Russian)
8. Hohlov A.V. Analysis of the general properties of creep curves under cyclic step loads generated by the linear theory of heredity. *Vestnik Samarskogo gosudarstvenogo tekhnicheskogo universiteta. Fiziko-matematicheskie nauki*, 2017, Vol. 21, No. 2, pp. 326-361. DOI: 10.14498/vsgtu1533. (In Russian)
9. Wan C., Zhang X., Wang L. et al. Three-dimensional micromechanical finite element analysis on gauge length dependency of the dynamic modulus of asphalt mixtures. *Road Materials and Pavement Design*, 2012, Vol. 13, No. 4, pp. 769-783. DOI: 10.1080/14680629.2012.732194.
10. Gol'denveizer A.L. *Teoriya uprugih tonkih obolochek* [Theory of elastic thin shells]. Moscow, Nauka, 1976. 512 p. (In Russian)

12. Boussinesque M.J. Complément à une étude de 1871 sur la théorie de l'équilibre et du mouvement des solides élastiques dont certaines dimensions sont très-petites par rapport à d'autres // *Journal de Mathématiques Pures et Appliquées*. 1879. Ser. 3, Vol. 5. P. 329-344.
13. Брычков Ю.А., Прудников А.П. Интегральные преобразования обобщенных функций. М.: Наука, 1977. 288 с.
14. Уфлянд Я.С. Интегральные преобразования в задачах теории упругости. Л.: Издательство АН СССР, 1967. 420 с.
15. Кустарев Г.В., Павлов С.А., Жарцов П.Е. Моделирование процесса уплотнения материала через упругий элемент // *Вестник машиностроения*. 2013. № 12. С. 39-41.
11. Zhilin P.A. On the theories of Poisson and Kirchhoff plates from the standpoint of modern plate theory. *Izvestiya Rossiyskoy Akademii Nauk. Mekhanika tverdogo tela*, 1992, No. 3, pp. 48-64. (In Russian)
12. Boussinesque M.J. Complément à une étude de 1871 sur la théorie de l'équilibre et du mouvement des solides élastiques dont certaines dimensions sont très-petites par rapport à d'autres. *Journal de Mathématiques Pures et Appliquées*, 1879, Ser. 3, Vol. 5, pp. 329-344.
13. Brychkov Yu.A., Prudnikov A.P. *Integral'nye preobrazovaniya obobshchennykh funktsiy* [Integral transformations of generalized functions]. Moscow, Nauka, 1977. 288 p. (In Russian)
14. Uflyand Ya.S. *Integral'nye preobrazovaniya v zadachah teorii uprugosti* [Integral transformations in problems of elasticity theory]. Leningrad, Izdatelstvo AN SSSR, 1967. 420 p. (In Russian)
15. Kustarev G.V., Pavlov S.A., Zharcov P.E. Modeling the process of compaction of a material through an elastic element. *Vestnik mashinostroeniya*, 2013, No. 12, pp. 39-41. (In Russian)

УДК (UDC) 625.1/5

КОМПЛЕКСНАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ОДНОПРОЛЕТНОЙ
МОБИЛЬНОЙ КАНАТНОЙ ДОРОГИ МАЯТНИКОВОГО ТИПА НА БАЗЕ
АЭРОМОБИЛЬНЫХ КАНАТНЫХ УСТАНОВОКA COMPLEX MATHEMATICAL MODEL OF A SINGLE-SPAN MOBILE
PENDULUM-TYPE ROPEWAY BASED ON AIRMOBILE ROPE UNITSЛагереv А.В.¹, Лагереv И.А.²
Lagerev A.V.¹, Lagerev I.A.²¹ – Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)² – Кубанский государственный технологический университет (Краснодар, Россия)¹ – Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)² – Kuban State Technological University (Krasnodar, Russian Federation)

Аннотация. Однопролетные мобильные канатные дороги на базе сопряженных единой несуще-тяговой канатной системой двух аэромобильных канатных установок в настоящее время представляют собой новейший тип подвесных канатных дорог, предназначенных для преимущественного использования в сложных природных условиях при отсутствии необходимой наземной транспортной инфраструктуры. В статье рассмотрена проблема разработки комплексной математической модели однопролетной мобильной канатной дороги маятникового типа на базе аэромобильных канатных установок, которая может рассматриваться как основа для дальнейших исследований по созданию цельной научно обоснованной теории данного типа транспортирующего оборудования. Сформулированы методологические принципы создания указанной математической модели, предложена ее структура и дана краткая характеристика внутренних подсистем модели.

Ключевые слова: мобильная канатная дорога, аэромобильная канатная установка, комплексная математическая модель.

Дата получения статьи: 01.08.2024
Дата принятия к публикации: 10.11.2024
Дата публикации: 25.12.2024

Сведения об авторах:

Лагереv Александр Валерьевич – доктор технических наук, профессор ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», e-mail: bsu-avl@yandex.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0380-5456>

Лагереv Игорь Александрович – доктор технических наук, доцент, профессор ФГБОУ ВО «Кубанский государственный технологический университет», e-mail: lagerev-bgu@yandex.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0921-6831>

Abstract. Single-span mobile ropeways on the basis of two airmobile rope units connected by a single carrying-traction rope system currently represent the newest type of aerial ropeways designed for pre-property use in difficult natural conditions in the absence of the necessary ground transport infrastructure. The article considers the problem of developing a complex mathematical model of a single-span mobile pendulum-type ropeway based on airmobile rope units, which can be considered as a basis for further research on the creation of an integral scientifically based theory of this type of transporting equipment. The methodological principles of creating the specified mathematical model are formulated, its structure is proposed and a brief description of the internal subsystems of the model is given.

Keywords: mobile ropeway, airmobile rope unit, complex mathematical model.

Date of manuscript reception: 01.08.2024
Date of acceptance for publication: 10.11.2024
Date of publication: 25.12.2024

Authors' information:

Alexander V. Lagerev - Doctor of Technical Sciences, Professor at I.G. Petrovskii Bryansk State University, e-mail: bsu-avl@yandex.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0380-5456>

Igor A. Lagerev - Doctor of Technical Sciences, Assistant Professor, Professor at Kuban State Technological University, e-mail: lagerev-bgu@yandex.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0921-6831>

1. Введение

Мобильные канатные дороги в настоящее время рассматриваются как один из перспективных видов грузового или грузо-пассажирского транспорта [1]. Хотя опыт использования транспортных канатных технологий имеет многовековую историю [2], в последние десятилетия наблюдается рост интереса к этому виду транспорта [3]. Это связано с развитием в современном мире таких глобальных процессов, как повышение значимости экологических требований при оценке качества функционирования промышленных и социальных объектов или охраняемых природных экосистем, реализация концепции «Умный город», переход к технологиям Индустрии 4.0 применительно к сфере транспорта [4].

В настоящее время канатные транспортные технологии реализуются в виде двух технических концепций – стационарных подвесных канатных дорог и мобильных подвесных канатных дорог. Интерес к мобильным канатным дорогам, прежде всего, к грузовым канатным дорогам, стал заметен преимущественно в последние 10-15 лет. Наиболее разрабатываемой конструкцией мобильных канатных дорог можно считать однопролетные канатные дороги маятникового типа на базе двух сопряженных единой несущей канатной системой мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов, каждый из которых представляет собой автономную самоходную колесную машину на специальном шасси высокой проходимости и грузоподъемности [5].

Логическим развитием указанной конструкции является создание мобильных канатных дорог на базе аэромобильных канатных установок, предназначенных для транспортировки всеми современными видами грузового транспорта – автомобильного, воздушного, железнодорожного и водного. Одно из первых технических решений конструктивного исполнения аэромобильных канатных установок содержится в [6].

К числу технических задач, для решения которых при формировании мобильных канатных дорог целесообразно использовать

аэромобильные канатные установки, можно отнести [6]:

- расширение возможности использования мобильной канатной дороги в труднодоступных и (или) в заранее необорудованных местностях со сложным природным рельефом, доступ к которым с помощью известных видов транспорта, кроме воздушно-го, невозможен или весьма проблематичен по причине недопустимых затрат средств или времени (например, в прибрежных зонах Арктики и Приморья, таежных районах Сибири и т.п.);

- существенное снижение финансовых и материальных затрат, сокращение числа эксплуатационного персонала и повышение оперативности развертывания (монтажа и демонтажа) мобильной канатной дороги, существенное снижение издержек на эксплуатацию и техническое обслуживание мобильной канатной дороги во время ее работы;

- повышение надежности эксплуатации мобильной канатной дороги, в частности, повышение таких основных количественных характеристик, как коэффициенты готовности, использования, оперативной готовности и др.

Мобильные канатные дороги на базе аэромобильных канатных установок могут быть реализованы как в виде многопролетных подвесных дорог, так и однопролетных подвесных дорог. Характерное схематичное изображение однопролетной канатной дороги маятникового типа, предложенной в [7], представлено на рис. 1.

В первом случае это позволяет получить достаточно длинную трассу мобильной канатной дороги протяженностью до нескольких километров, но при этом требует использования нескольких промежуточных опорных конструкций для поддержания несущей канатной системы и создания промежуточных площадок для их размещения вдоль трассы. Во втором случае длина трассы мобильной канатной дороги оказывается заметно меньше, составляя не более нескольких сотен метров в горизонтальной плоскости. Однако отсутствие необходимости использования промежуточных опорных конструкций позволяет проводить транспорт-

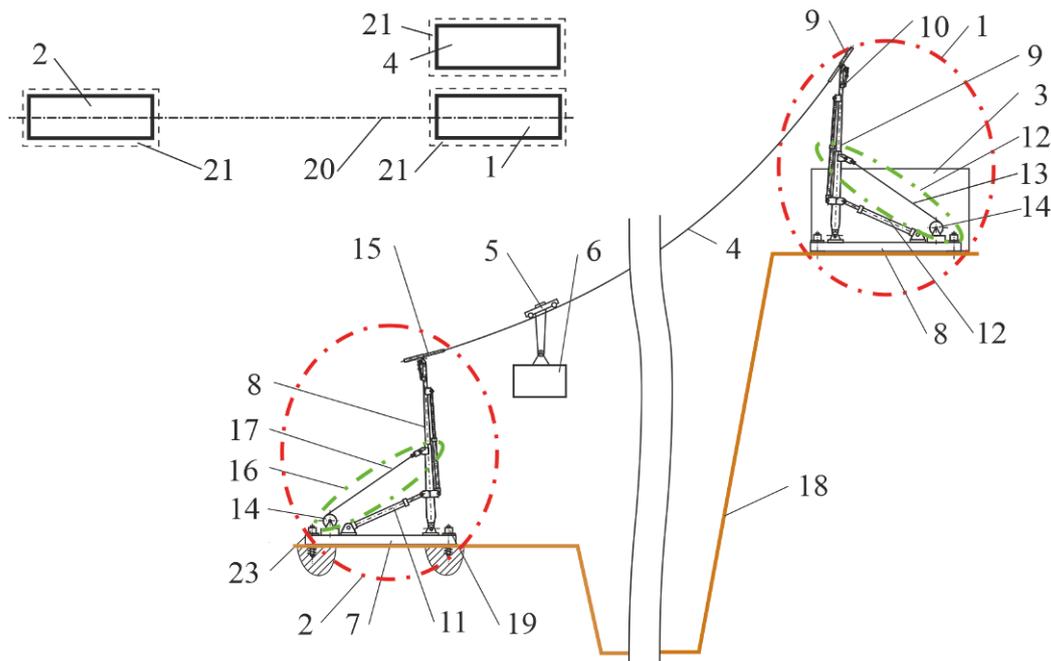


Рис. 1. Схематическое изображение однопролетной канатной дороги маятникового типа на базе аэромобильных канатных установок: 1 - модуль концевой приводной станции; 2 - модуль концевой натяжной станции; 3 - силовой модуль; 4 - несущий-тяговой канат; 5 - прицепное устройство; 6 - транспортируемый груз; 7 - несущая рамная конструкция; 8 - концевая опора; 9 - приводной канатный шкив; 10 - механизм движения; 11 - механизм подъема концевой опоры; 12 - механизм фиксации концевой опоры; 13 - удерживающий канат; 14 - лебедка; 15 - неприводной канатный шкив; 16 - механизм натяжения; 17 - силовой полиспаст; 18 - поверхность грунта; 19 - анкерный аутригер; 20 - продольная ось; 21 - площадка.

ные операции через зоны сложного рельефа (узкие глубокие ущелья, каньоны и овраги, реки и болота и др.) или зоны высокой опасности для перемещения наземных транспортных средств и людей (завалы, разрушения и др.), а также достаточно просто обеспечивать перемещение грузов в условиях резкого перепада высот, характеризующегося углами наклона линии канатной дороги до 50...70°.

2. Постановка задачи

При разработке общей концепции мобильной канатной дороги на базе сопряженных единой несущий-тяговой канатной системой двух аэромобильных канатных установок целесообразно в максимальной степени использовать те подходы и рекомендации, которые были использованы при создании общей концепции мобильной канатной дороги на базе сопряженных единой несущий-тяговой канатной системой двух мобильных

транспортно-перегрузочных канатных комплексов на базе автономных самоходных колесных шасси высокой грузоподъемности и проходимости [5]. Это в полной мере касается выбора схемного решения наиболее работоспособной мобильной канатной дороги из возможных альтернативных вариантов с последующим построением его комплексной математической модели.

В [8] было рассмотрено шесть альтернативных вариантов мобильных канатных дорог на базе мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов (рис. 2). Условное обозначение схемного решения однопролетной мобильной канатной дороги было сформировано по следующему принципу: вид организации перемещения груза (К – кольцевое движение или М – маятниковое движение) – тип используемого каната (Н – несущий, Т – тяговой или НТ – несущий-тяговой) – вид трассы (к – кольцевая или л – линейная).

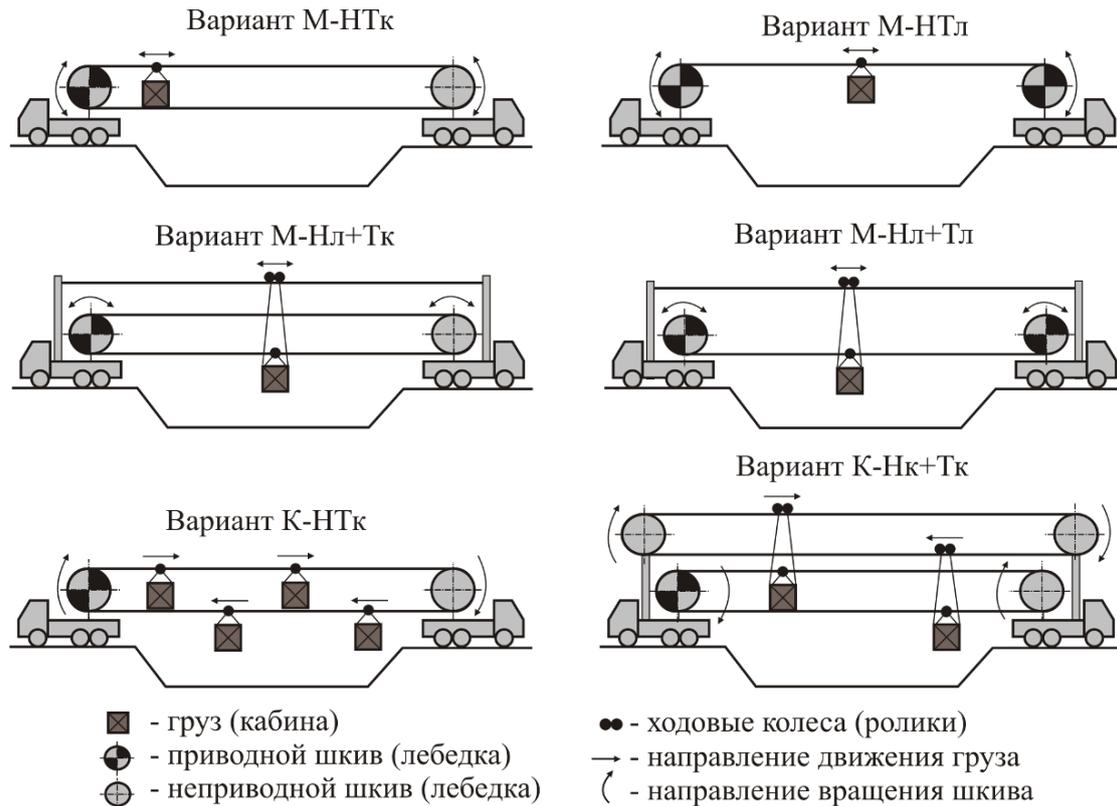


Рис. 2. Альтернативные варианты однопролетных мобильных канатных дорог на базе мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов [8]

Для выбора наиболее перспективных вариантов конструктивного исполнения мобильных канатных дорог в [8] был сформулирован ряд специфических требований и ограничений, связанных со специфическими конструктивными и транспортными особенностями мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов на колесных шасси. Эти требования и ограничения в целом справедливы и для мобильных канатных дорог на базе аэромобильных канатных установок, однако они должны быть откорректированы с учетом технико-функциональных особенностей указанных канатных дорог. Как результат, учитываемые ограничения принимают следующий вид.

1. Ограничение по суммарному весу основного технологического оборудования, которое может быть размещено на несущей раме аэромобильной канатной установки в транспортном состоянии, исходя из необходимости ее транспортирования к месту развертывания мобильной канатной дороги возможным средством доставки, которое характеризуется минимальными характеристиками

грузоподъемности и габаритных размеров транспортируемого груза. Как показано в [9], таким средством доставки являются вертолеты, поэтому полный вес аэромобильной канатной установки не может превышать 25 т.

2. Ограничение по габаритным размерам аэромобильной канатной установки. Исходя из сформулированного в [10] принципа обеспечения универсальности габаритных размеров аэромобильных канатных установок в транспортном состоянии, продольный габарит установки в рамном или контейнерном исполнении не должен превышать 12 м, а поперечный и вертикальный габариты - 2,4 м, что позволяет ориентироваться на универсальные транспортные контейнеры ИСО серии 1 [11, 12]. Это ограничение лимитирует, в частности, диаметр канатного шкива, который должен составлять не более 2...2,2 м, а также длину концевой опоры и размеры механизма установки и фиксации концевой опоры в рабочем состоянии.

3. Ограничение по суммарному весу транспортируемого груза и грузозахватного устройства. Результаты анализа функцио-

нальных возможностей мобильных канатных дорог на базе мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов, представленные в [13], показывают, что предельные значения веса при величинах пролета до 200...300 м и углах наклона трассы до 60° составляют ~ 30...40 кН. Учитывая, что тактико-технические характеристики аэромобильных канатных установок объективно не могут превышать тактико-технические характеристики мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов, указанные значения веса транспортируемого груза, длины пролета и угла наклона трассы можно принять за максимально возможные и допустимые.

Поэтому руководствуясь методикой и выводами анализа, приведенными в [8], в качестве наиболее работоспособного варианта также следует рассматривать однопролетную одноканатную мобильную канатную дорогу маятникового типа с единой несущо-тяговой канатной системой в виде замкнутого кольцевого несущо-тягового каната с двумя параллельно расположенными ветвями. Дополнительно в качестве еще одного перспективного варианта может рассматриваться вариант М-НТл – однопролетная одноканатная мобильная канатная дорога маятникового типа с единой несущо-тяговой канатной системой в виде закрепленного на синхронно работающих канатных лебедках несущо-тягового каната, формирующего одну транспортную ветвь.

3. Методологические принципы и структура комплексной модели

Реализация общей концепции создания мобильных канатных дорог на базе аэромобильных канатных установок, направленная на создание научно обоснованных основ теории их проектирования и моделирования рабочих процессов на всех стадиях жизненного цикла, требует формирования комплексной математической модели, которая включает в свою структуру частные математические модели и методы синтеза и анализа конструкторских решений механизмов и узлов основного и сопутствующего техноло-

гического оборудования, а также прогнозирования их работоспособности на стадии эксплуатации как единой совокупности взаимоувязанных компонентов. Требование комплексности данной математической модели обусловлена тем, что максимально адекватное математическое отражение такой сложной технической системы, как мобильная канатная дорога может быть достигнута при ее рассмотрении не как суммы отдельных структурно-функциональных компонентов, а с учетом многообразия прямых и обратных связей между ними. Как показано в [14, 15], наличие глубоко разработанной комплексной математической модели также является обязательной предпосылкой для создания качественных цифрового двойника и цифровой тени мобильной канатной дороги.

При построении комплексной математической модели необходимо принимать во внимание следующие соображения.

1. Модель должна обеспечивать оценку параметров нагруженности при выполнении различных транспортно-технологических операций, на основе которых можно оценить силовые, прочностные, кинематические, динамические, энергетические и другие ключевые эксплуатационные свойства мобильной канатной дороги, ее надежность и экономичность.

2. При построении модели целесообразно использовать подходы и принципы системного анализа, выделив в ее структуре характерные подсистемы, которые обладают выраженным физическим единством и вследствие этого могут рассматриваться как самостоятельные структурные компоненты. Это дает возможность проведения в дальнейшем действий как по декомпозиции, так и по агрегированию указанных подсистем комплексной математической модели. Эти подсистемы взаимоувязаны между собой, так как конструкция мобильной канатной дороги и совокупность протекающих при ее эксплуатации рабочих процессов однозначно выражаются композицией конструкций, физико-механических свойств и локально протекающих при работе этих подсистем рабочих процессов с учетом взаимодействия и взаимовлияния подсистем.

Таким образом, базируясь на общих методологических принципах системного анализа и подходах, развитых в [16], комплексную математическую модель однопролетных одноканатных мобильных канатных дорог маятникового типа на базе сопряженных единой кольцевой несуще-тяговой канатной системой двух аэромобильных канатных установок целесообразно сформировать в виде пятикомпонентной системы «НТКС – ОСТО – система управления – опорное основание – окружающая среда» (здесь принято: НТКС – несуще-тяговая канатная система, ОСТО –

основное и сопутствующее технологическое оборудование).

Графическое представление данной комплексной математической модели приведено на рис. 3. Стрелками показаны взаимные связи ключевых структурных элементов подсистем как внутри самих этих подсистем, так и между подсистемами. Структурные элементы связаны между собой совместными параметрами, что позволяет учитывать при моделировании наличие как прямых, так и обратных связей между как между ними, так и между подсистемами.

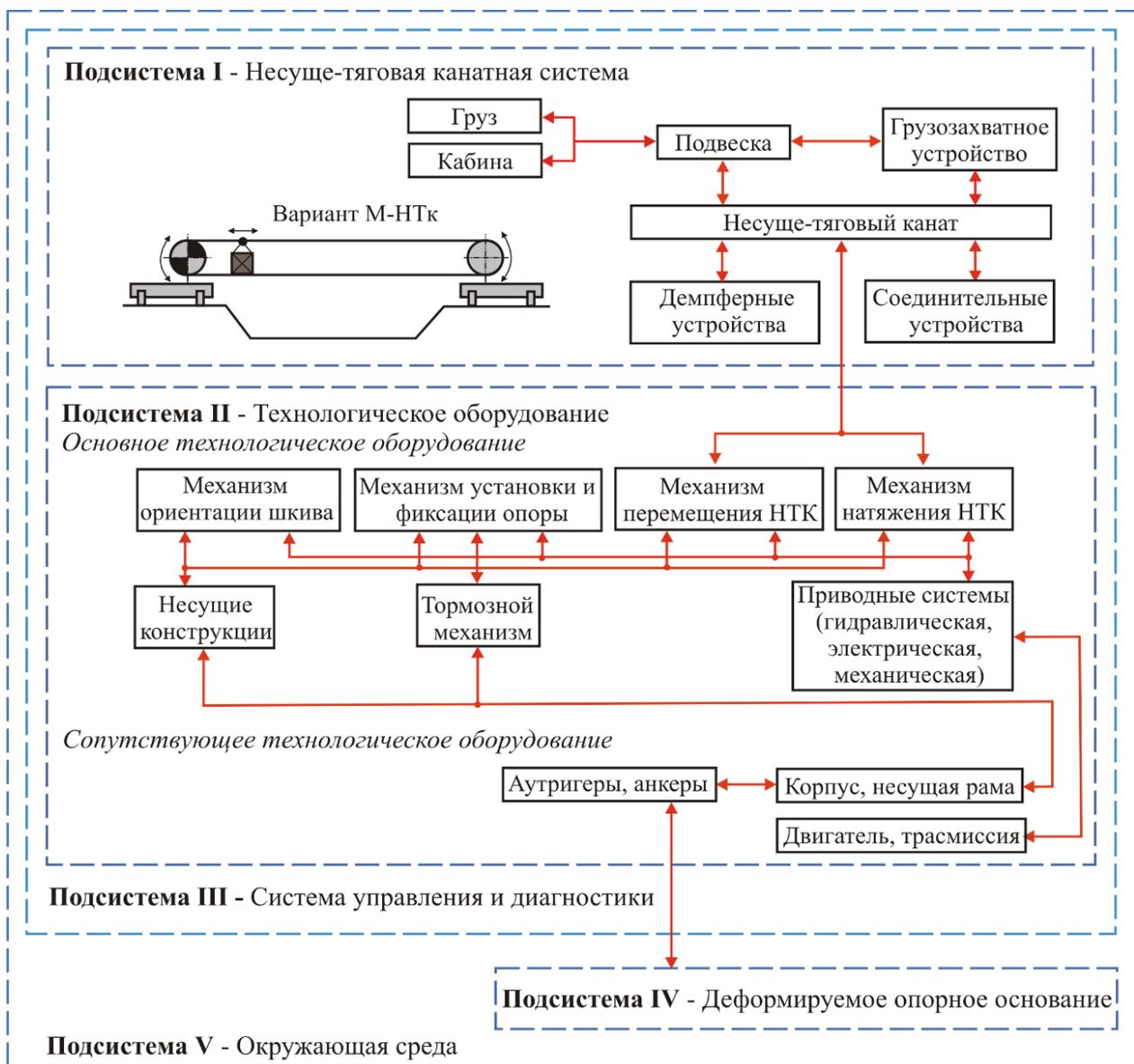


Рис. 3. Комплексная математическая модель мобильной канатной дороги на базе аэромобильных канатных установок как пятикомпонентной системы

4. Содержание комплексной модели

Использование комплексной математической модели (рис. 3), в состав которой включены локальные математические модели ключевых механизмов, устройств и систем основного и сопутствующего технологического оборудования, дающие возможность учесть различные варианты конструктивного исполнения и функционального назначения мобильной канатной дороги, позволяет обеспечить рациональную компоновку, проведение кинематического, силового, динамического и гидродинамического анализа технологического оборудования, оценку параметров нагруженности и надежности аэромобильных канатных установок, несущей канатной системы и мобильной канатной дороги в целом с целью создания конкурентоспособных конструкций, в том числе путем оптимального проектирования.

При проектировании основного и сопутствующего технологического оборудования аэромобильных канатных установок и моделировании протекающих при работе мобильных канатных дорог рабочих процессов для представления функционирования структурных элементов пятикомпонентной системы должны быть разработаны соответствующие локальные математические модели. Эти локальные математические модели, учитывающие взаимные связи структурных элементов путем использования согласованных входных/выходных данных, формируют внутреннюю структуру комплексной математической модели однопролетной одноканатной мобильной канатной дороги маятникового типа на базе аэромобильных канатных установок.

Базируясь на массиве ранее проведенных исследований мобильных канатных дорог на базе мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексах [5, 13, 17], для каждой подсистемы комплексной математической модели (рис. 3) можно установить примерные перечень и содержание частных математических моделей, требующих своей дальнейшей разработки.

Подсистема I «Несущее-тяговая канатная система» должна, в частности, включать такие математические модели, как:

- модель построения пространственной конфигурации ветвей несущее-тягового каната однопролетной мобильной канатной дороги;
- тяговый расчет несущее-тяговой канатной системы и модель построения диаграммы натяжения несущее-тягового каната;
- модель оценки функциональных возможностей мобильных канатных дорог на базе аэромобильных канатных установок;
- модели оценки влияния основных параметров мобильных канатных дорог и аэромобильных канатных установок на грузопро пространственные характеристики канатных дорог;
- модель оценки массовой производительности мобильной канатной дороги;
- модель оценки оптимальных параметров грузовых канатных дорог с различной проектной производительностью;
- модель динамических процессов в несущее-тяговой канатной системе;
- модели быстроразъемных соединений концов несущее-тягового каната.

В качестве отправных научных исследований при разработке перечисленных математических моделей целесообразно использовать подходы, результаты и рекомендации, изложенные в таких работах, как [13, 18 - 21].

Подсистема II «Технологическое оборудование» должна, в частности, включать такие математические модели для основного и сопутствующего технологического оборудования, как:

- модели предварительной компоновки технологического оборудования на несущей раме аэромобильной канатной установки с учетом габаритных ограничений транспортного состояния;
- модели компоновки технологического оборудования на несущей раме с учетом требований рабочего состояния;
- модели силового расчета основного технологического оборудования на этапе установки концевой опоры в рабочее положение;
- модели силового расчета основного технологического оборудования на этапе эксплуатации аэромобильных канатных установок;

- модели нагруженности и расчета напряженно-деформированного состояния несущих конструкций аэромобильных канатных установок;

- модели прогнозирования общей устойчивости аэромобильных канатных установок против опрокидывания при эксплуатации мобильный канатных дорог и поперечной статической устойчивости аэромобильных канатных установок;

- модели динамических процессов в несущих конструкциях аэромобильных канатных установок;

- модели гидродинамических процессов в гидросистемах с частотно-дрессельным регулированием приводов исполнительных механизмов аэромобильных канатных установок;

- модели прогнозирования кинетики показателей надежности технологического оборудования при эксплуатации мобильной канатной дороги;

- модели формирование оптимальных стратегий технического обслуживания и планово-предупредительных ремонтов технологического оборудования аэромобильных канатных установок и несущее-тяговой канатной системы.

В качестве отправных научных исследований при разработке перечисленных математических моделей целесообразно использовать подходы, результаты и рекомендации, изложенные в таких работах, как [5, 17, 22 - 29].

Подсистема III «Система управления» должна предусматривать включение ряда математических моделей автоматизированного управления, диагностики текущих значений ключевых показателей функционального состояния и работы технологического оборудования, несущих конструкций аэромобильных канатных установок и несущее-тяговой канатной системы.

Подсистема IV «Деформируемое опорное основание» должна включать математическую модель оценки деформирования грунта в процессе эксплуатации мобильной канатной дороги.

В качестве отправных научных исследований при разработке перечисленных математических моделей целесообразно использовать подходы, результаты и рекомендации, изложенные в таких работах, как [30, 31].

Подсистема V «Окружающая среда» должна включать, в частности, такие математические модели, как:

- модель ветрового воздействия на транспортируемый груз, несущее-тяговую канатную систему и нагруженность несущих металлоконструкций аэромобильных канатных установок;

- модель температурного воздействия на несущее-тяговую канатную систему.

В качестве отправных научных исследований при разработке перечисленных математических моделей целесообразно использовать подходы, результаты и рекомендации, изложенные в таких работах, как [22, 32 - 36].

5. Заключение

Несмотря на наличие практических потребностей в использовании мобильного канатного оборудования, в настоящее время наблюдается дефицит подобных транспортно-перегрузочных канатных систем для наземного перемещения пассажиров или грузов.

Одной из причин такой ситуации является отсутствие обоснованных методов проектирования данного вида транспорта, с помощью которых можно создавать конкурентоспособное канатное оборудование. Поэтому представленный в статье методологический подход к построению комплексной математической модели однопролетной мобильной канатной дороги маятникового типа на базе аэромобильных канатных установок следует рассматривать как основу для дальнейших научных и прикладных исследований частных вопросов, касающихся проектирования и моделирования рабочих процессов при эксплуатации данного типа транспортно-технологического оборудования.

Список литературы

1. Степченко Т.А., Бабич О.В. Результаты научных исследований Брянского го-

+
+
+
+
+

References

1. Stepchenko T.A., Babich O.V. Results of scientific research of Bryansk State University

сударственного университета в сфере мобильных транспортно-перегрузочных канатных систем и комплексов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2021. № 1. С. 9-29. DOI: 0.22281/2413-9920-2021-07-01-09-29

2. Hoffmann K., Zrnić N. A Contribution on the History of Ropeways // Explorations in the History of Machines and Mechanisms. History of Mechanism and Machine Science. Dordrecht: Springer, 2012. Vol. 15. P. 381–394.

3. Reichenbach M., Puhe M. Struggling with inertia: Regime barriers opposing planning and implementation of urban ropeways // J. of Urban Mobility. 2022. № 2. P. 100023.

4. Panfilov A.V., Korotkiy A.A., Panfilova E.A., Lagerev I.A. Development of transport infrastructure of urban mobility based on cable metro technology // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2020. Vol. 786. P. 012067. DOI: 10.1088/1757-899X/786/1/012067

5. Лагерев А.В., Лагерев И.А., Таричко В.И. Конструкции и основы проектирования мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов. Брянск: РИСО БГУ, 2020. 207 с.

6. Пат. 2780877 Рос. Федерация: МПК⁷ B61B 7/00. Быстромонтируемая мобильная канатная дорога / Лагерев А.В., Лагерев И.А. – №2022117303; заявл. 24.06.2022; опублик. 04.10.2022, Бюл. № 32.

7. Пат. 2818434 Рос. Федерация: МПК⁷ B61B 7/00. Модульная мобильная канатная дорога / Лагерев А.В. – № 2023131421; заявл. 28.11.2023; опублик. 02.05.2024, Бюл. № 13.

8. Таричко В.И., Лагерев И.А. Анализ альтернативных вариантов однопролетных мобильных канатных дорог на базе самоходных шасси // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2023. №1. С. 101-111. DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-01-101-111

9. Шатунова Е.А., Лагерев И.А. Анализ технико-организационных возможностей вертолетов для развертывания мобильных канатных дорог на базе аэромобильных канатных установок // Научно-технический вестник Брянского государственного уни-

versiteta в сфере мобильных транспортно-перегрузочных канатных систем и комплексов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2021, No.1, pp. 9-29. DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-01-09-29. (In Russian)

2. Hoffmann K., Zrnić N. A Contribution on the History of Ropeways // Explorations in the History of Machines and Mechanisms. History of Mechanism and Machine Science. Dordrecht: Springer, 2012. Vol. 15. P. 381–394.

3. Reichenbach M., Puhe M. Struggling with inertia: Regime barriers opposing planning and implementation of urban ropeways. *Journal of Urban Mobility*, 2022, No. 2, pp. 100023.

4. Panfilov A.V., Korotkiy A.A., Panfilova E.A., Lagerev I.A. Development of transport infrastructure of urban mobility based on cable metro technology. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 2020, Vol. 786, pp. 012067. DOI: 10.1088/1757-899X/786/1/012067

5. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Tarichko V.I. *Konstruktsii i osnovy proektirovaniya mobilnykh transportno-peregruzochnykh kanatnykh kompleksov* [Structures and design fundamentals of mobile transporting and overloading rope facilities]. Bryansk, RISO BGU, 2020. 207 p. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.10581288> (In Russian)

6. Patent RU 2780877, B61B 7/00. *Bystromontiruemaya mobilnaya kanatnaya doroga* [Fast-mounted mobile ropeway]. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Declared 24.06.2022. Published 04.10.2022. (In Russian)

7. Patent RU 2818434, B61B 7/00. *Modulnaya mobilnaya kanatnaya doroga* [Modular mobile ropeway]. Lagerev A.V. Declared 28.11.2023. Published 02.05.2024. (In Russian)

8. Tarichko V.I., Lagerev I.A. Alternative variants analysis of single-span mobile ropeways based on self-propelled chassis. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2023, No.1, pp. 101-111. DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-01-101-111 (In Russian)

9. Shatunova E.A., Lagerev I.A. Analysis of the technical and organizational capabilities of helicopters for the deployment of mobile rope-

верситета. 2023. № 3. С. 255-268. DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-03-255-268

10. Лагерев А.В. Обоснование и анализ принципа обеспечения универсальности габаритных размеров аэромобильных канатных установок в транспортном состоянии // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2023. №3. С. 239-254. DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-03-239-254

11. ГОСТ Р 51876-2008. Контейнеры грузовые серии 1. Технические требования и методы испытаний. Часть 1. Контейнеры общего назначения. Введ. 2008-09-03. М.: Стандартиформ, 2011. 54 с.

12. ГОСТ Р 53350-2009. Контейнеры грузовые серии 1. Классификация, размеры и масса. Введ. 2009-05-25. М.: Стандартиформ, 2018. 16 с.

13. Лагерев А.В., Лагерев И.А., Таричко В.И. Надежность и безопасность эксплуатации мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов. Брянск: РИСО БГУ, 2022. 207 с.

14. Лагерев А.В., Лагерев И.А. Общий подход к созданию цифровых двойников мобильных канатных дорог на основе мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2022. №1. С. 38-60. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-01-38-60

15. Лагерев И.А., Таричко В.И., Панфилов А.В. Методика создания и применения цифрового двойника мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса // Advanced Engineering Research. 2020. Т. 20. № 3. С. 243-251.

16. Таричко В.И., Химич А.В. Комплексная математическая модель мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. №4. С. 523-532. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-523-532

17. Лагерев А.В., Лагерев И.А., Таричко В.И. Моделирование рабочих процессов мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов. Брянск: РИСО БГУ, 2021. 204 с. DOI: 10.5281/zenodo.6044972

ways based on airmobile rope units. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2023, No.3, pp. 255-268. DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-03-255-268 (In Russian)

10. Lagerev A.V. Justification and analysis of the principle of ensuring the universality of the airmobile rope units overall dimensions in transport condition. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2023, No.3, pp. 239-254. DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-03-239-254 (In Russian)

11. GOST R 51876-2008 *Series 1 freight containers - Specification and testing - Part 1: General cargo containers for general purposes*. Moscow, Standartinform, 2011. 54 p. (In Russian)

12. GOST R 53350-2009 *Series 1 freight containers - Classification, dimensions and ratings*. Moscow, Standartinform, 2018. 16 p. (In Russian)

13. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Tarichko V.I. *Nadezhnost i bezopasnost ekspluatatsii mobilnykh transportno-peregruzochnykh kanatnykh kompleksov* [Reliability and safety of operation of mobile transport and overloading rope complexes]. Bryansk, RISO BGU, 2022. 207 p. (In Russian)

14. Lagerev A.V., Lagerev I.A. A general approach to the creation of digital twins of mobile ropeways based on mobile transport and reloading rope units. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2022, No.1, pp. 38-60. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-01-38-60 (In Russian)

15. Lagerev I.A., Tarichko V.I., Panfilov A.V. Methods of creating and using a digital twin of a mobile transport and transshipment rope complex. *Advanced Engineering Research*, 2020, Vol.20, No.3, pp. 243-251. DOI: 10.23947/2687-1653-2020-20-3-243-251. (In Russian)

16. Tarichko V.I., Khimich A.V. Comprehensive model of the mobile transport and overloading rope complex. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.4, pp. 523-532. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-523-532 (In Russian)

18. Лагерев А.В., Лагерев И.А., Таричко В.И. Определение усилий натяжения канатов при эксплуатации мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2022. № 3. С. 194-210. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-03-194-210
19. Лагерев И.А., Лагерев А.В., Панфилов А.В., Марченко Э.В. Моделирование динамики пассажирской кабины транспортной системы «Канатное метро» // Вестник Донского государственного технического университета. 2018. Т. 18. № 1. С. 16-21. DOI: 10.23947/1992-5980-2018-18-1-16-21
20. Таричко В.И. Конструкция и анализ технических характеристик быстроразъемного устройства для соединения концов канатов мобильных канатных дорог // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2022. №2. С. 131-141.
21. Wang L., Rega G. Modelling and transient planar dynamics of suspended cables with moving mass // *International Journal of Solids and Structures*. 2010. Vol. 47. P. 2733–2744. DOI:10.1016/j.ijsolstr.2010.06.002
22. Короткий А.А., Лагерев А.В., Месхи Б.Ч., Лагерев И.А., Панфилов А.В., Таричко В.И. Транспортно-логистические технологии и машины для цифровой урбанизированной среды. Ростов-на-Дону: ДГТУ, 2019. 268 с. DOI: 10.5281/zenodo.3551132.
23. Лагерев А.В., Таричко В.И., Лагерев И.А. Моделирование режимов работы гидрориводов с частотно-дрессельным регулированием мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. №4. С. 462-480. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-462-480.
24. Лагерев А.В., Таричко В.И., Лагерев И.А. Вероятностно-временной анализ кинетики показателей надежности на стадии проектирования канатной системы мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса // Научно-технический вест-
17. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Tarichko V.I. *Modelirovanie rabochikh protsessov mobilnykh transportno-peregruzochnykh kanatnykh kompleksov* [Modeling of working processes of mobile transporting and overloading rope facilities]. Bryansk, RISO BGU, 2021. 204 p. DOI: 10.5281/zenodo.6044972. (In Russian)
18. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Tarichko V.I. Determination of tension forces of ropes during the operation of mobile transport and re-loading rope complexes. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2022, No.3, pp. 194-210. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-03-194-210 (In Russian)
19. Lagerev I.A., Lagerev A.V., Panfilov A.V., Marchenko E.V. Cabin dynamics simulation of “Rope Metro” transport system. *Vestnik of DSTU*, 2018, Vol. 18, No.1, pp. 16-21. DOI: <https://doi.org/10.23947/1992-5980-2018-18-1-16-21> (In Russian)
20. Tarichko V.I. Design and analysis of technical characteristics of a quick-release device for connecting the ropes ends for mobile ropeways. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2022, No.2, pp. 131-141. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-131-141. (In Russian)
21. Wang L., Rega G. Modelling and transient planar dynamics of suspended cables with moving mass. *International Journal of Solids and Structures*, 2010, Vol. 47, pp. 2733–2744. DOI:10.1016/j.ijsolstr.2010.06.002
22. Korotkiy A.A., Lagerev A.V., Meskhi B.Ch., Lagerev I.A., Panfilov A.V., Tarichko V.I. *Transportno-logisticheskie tekhnologii i mashiny dlya tsifrovoy urbanizirovannoy sredy* [Transport and logistics technologies and machines for the digital urban environment]. Rostov-on-Don, Don State Technical University, 2019. 268 p. DOI: 10.5281/zenodo.3551132 (In Russian)
23. Lagerev A.V., Tarichko V.I., Lagerev I.A. Modeling operation modes of hydraulic drives with frequency-throttle regulation of mobile transport and overloading ropes complexes. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.4, pp. 462-480. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-

ник Брянского государственного университета. 2020. №2. С. 256-275. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-02-256-275

25. Лагереv И.А., Лагереv А.В., Таричко В.И. Варианты компоновки основного технологического оборудования на базовых шасси мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов и их сравнительный анализ // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2021. №3. С. 236-250. DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-03-236-250

26. Лагереv И.А., Таричко В.И., Лагереv А.В. Компоновка технологического оборудования на базовом шасси мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2020. №3. С. 388-403. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-03-388-403

27. Лагереv И.А., Таричко В.И., Лагереv А.В. Формирование стратегии восстановления канатной системы мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса в процессе эксплуатации // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2020. №2. С. 276-293. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-02-276-293

28. Таричко В.И. Структурная оптимизация гидропривода мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса на основе Парето-оптимальных решений // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2020. №4. С. 506-517. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-04-506-517

29. Таричко В.И., Шалупина П.И. Моделирование нагруженности рамы базовой станции мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2021. №2. С. 166-175. DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-02-166-175

30. Lagerev I.A., Lagerev A.V., Tarichko V.I. Modeling the swing of mobile loader cranes with anchor outriggers when operating on weak soils // E3S Web of Conferences.

04-462-480 (In Russian)

24. Lagerev A.V., Tarichko V.I., Lagerev I.A. Probability-temporal analysis of reliability indicators kinetics at the stage of designing a rope system of a mobile transport and reloading ropeway. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No.2, pp. 256-275. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-02-256-275 (In Russian)

25. Lagerev I.A., Lagerev A.V., Tarichko V.I. Variants of the layout of the main technological equipment on the base chassis of mobile transport and reloading rope complexes and their comparative analysis. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2021, No.3, pp. 236-250. DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-03-236-250 (In Russian)

26. Lagerev A.V., Tarichko V.I., Lagerev I.A. Placement of technological equipment on the basic chassis of the mobile transportation and reloading rope complex. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No.3, pp. 388-403. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-03-388-403 (In Russian)

27. Lagerev I.A., Tarichko V.I., Lagerev A.V. Formation of the strategy for restoring the rope system of the mobile transport and reloading rope complex during operation. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No.2, pp. 276-293. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-02-276-293 (In Russian)

28. Tarichko V.I. Structural optimization of the hydraulic drive of a mobile transport and reloading rope complex based on Pareto-optimal solutions. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No.4, pp. 506-517. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-04-506-517. (In Russian)

29. Tarichko V.I., Shalupina P.I. Load simulation of a base station chassis of the mobile transport and overloading rope complex. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2021, No.2, pp. 166-175. DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-02-166-175. (In Russian)

30. Lagerev I.A., Lagerev A.V., Tarichko V.I.

2021. № 326. P. 00011.

31. Лагерев А.В., Лагерев И.А. Современная теория манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов. Моделирование рабочих процессов и проектирование элементов гидропривода. Брянск: РИСО БГУ, 2019. 201 с.

DOI: 10.5281/zenodo.3268490

32. Короткий А.А., Лагерев А.В., Месхи Б.Ч., Лагерев И.А., Панфилов А.В. Развитие транспортной инфраструктуры крупных городов и территорий на основе технологии канатного метро. Ростов-на-Дону, ДГТУ, 2017. 344 с. DOI: 10.5281/zenodo.1311913.

33. Guštinčič J., Raffi L.M.G. Analysis of oscillations in a cableway: wind load effects // *Modeling in Science Education and Learning*. 2013. № 6. P. 145-155.

34. Hoffmann K. Oscillation Effects of Ropeways Caused by Cross-Wind and Other Influences // *FME Transactions*. 2009. №37. P. 175-184.

35. Knawa-Hawryszków M., Prokopowicz D., Bryja D. Multipurpose nonlinear cable model for dynamic response of structures under moving load // *Computers and Structures*. 2021. №257. P. 106642.

36. Lepidi M., Gattulli V. Static and dynamic response of elastic suspended cables with thermal effects // *International Journal of Solids and Structures*. 2012. Vol. 49. P. 1103–1116. DOI:10.1016/j.ijsolstr.2012.01.008

Modeling the swing of mobile loader cranes with anchor outriggers when operating on weak soils. In: Maksarov V.V., Gabov V.V. and Martyushev N.V. *Proceedings of the International Conference on Innovations, Physical Studies and Digitalization in Mining Engineering (IPDME 2021), 22-23 April 2021, St Petersburg, Russian Federation*. E3S Web of Conferences, 2021, Vol. 326, pp. 00011 DOI: 10.1051/e3sconf/202132600011

31. Lagerev A.V., Lagerev I.A. *Sovremennaya teoriya manipulatsionnykh sistem mobilnykh mnogotselevykh transportno-tekhnologicheskikh mashin i kompleksov. Issledovanie rabochikh protsessov i proektirovanie elementov gidroprivoda* [Modern theory of manipulation systems of mobile multi-purpose transport and technological machines and complexes. Research of working processes and design of hydraulic drive elements]. Bryansk, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, 2019. 201 p. DOI: 10.5281/zenodo.3268490 (In Russian)

32. Korotkiy A.A., Lagerev A.V., Meskhi B.Ch., Lagerev I.A., Panfilov A.V. *Razvitie transportnoy infrastruktury krupnykh gorodov i territoriy na osnove tekhnologii kanatnogo metro* [The development of transport infrastructure of large cities and territories on the basis of technology of passenger ropeways]. Rostov-na-Donu, DGTU, 2017. 344 p. DOI: 10.5281/zenodo.1311913 (In Russian)

33. Guštinčič J., Raffi L.M.G. Analysis of oscillations in a cableway: wind load effects. *Modeling in Science Education and Learning*, 2013, No. 6, pp. 145-155.

34. Hoffmann K. Oscillation Effects of Ropeways Caused by Cross-Wind and Other Influences. *FME Transactions*, 2009, Vol. 37, pp. 175-184.

35. Knawa-Hawryszków M., Prokopowicz D., Bryja D. Multipurpose nonlinear cable model for dynamic response of structures under moving load. *Computers and Structures*, 2021, Vol. 257, pp. 106642.

36. Lepidi M., Gattulli V. Static and dynamic response of elastic suspended cables with thermal effects. *International Journal of Solids and Structures*, 2012, Vol. 49, pp. 1103–1116. DOI:10.1016/j.ijsolstr.2012.01.008

УДК (UDC) 621.43

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДА ТОПЛИВА ДВС С ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИМИ ФОРСУНКАМИ И ТУПИКОВОЙ РАМПой НА НЕУСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМАХ

DETERMINATION OF FUEL CONSUMPTION OF AN ICE WITH ELECTROMECHANICAL INJECTORS AND A DEADLOCK TYPE RAMP ON TRANSIENTS

Савенков Н.В., Золотарев О.О.
Savenkov N.V., Zolotarev O.O.Донбасская национальная академия строительства и архитектуры (Макеевка, Россия)
Donbass National Academy of Civil Engineering and Architecture (Makeyevka, Russian Federation)

Аннотация. При эксплуатации автомобиля его двигатель внутреннего сгорания значительную долю времени работает на неустойчивых режимах. Для автотранспортных средств с традиционными силовыми установками это является неизбежным ввиду необходимости регулирования мощности на ведущих колесах, а также нежелательным с позиции часто имеющего место значительного ухудшения эффективных показателей и экологических качеств двигателя по отношению к их значениям, характерным для установившихся режимов работы, что обусловлено влиянием ряда факторов и отражено в известных исследованиях. Для большей приспособленности двигателя внутреннего сгорания и всей силовой установки к работе на неустойчивых режимах, учитывая сложность протекающих в агрегатах при этом процессов, актуальными являются исследования по экспериментальному изучению текущего расхода топлива, эффективного крутящего момента и экологичности двигателя на этих режимах. В статье усовершенствована методика определения текущего расхода топлива на неустойчивых режимах для автомобильного двигателя внутреннего сгорания с внешним смесеобразованием, топливной рампой тупикового типа и распределенным впрыском бензина через электромеханические форсунки. Выполнено экспериментальное исследование влияния на объемную производительность форсунки перепада давления топлива, длительности управляющего импульса и величины электрического напряжения. В качестве примера выбрана форсунка Denso 23209-39295 двигателя 2ZR-FXE автомобиля Toyota Prius PHV 4-го поколения. Применен стенд Autool ST160, а также разработано дополнительное электронное оборудование. На основе полученных результатов предложен аналитический аппарат для более точного определения текущего расхода топлива на неустойчивых режимах работы двигателя без необходимости установки на автомобиль дополнительных датчиков и оборудования.

Ключевые слова: ДВС, расход топлива, форсунка электромеханическая, неустойчивые режимы, топливная система.

Abstract. The internal combustion engine operates in unsteady modes for a significant part of the time when the vehicles is moving. This is unavoidable for vehicles with traditional power plants for the following reasons: 1) the need to regulate the power on the driving wheels, 2) the effective performance and environmental qualities of the engine in unsteady modes are often worse in relation to those in steady-state modes of operation; this is due to the influence of many factors and has been studied in many well-known scientific papers. Experimental studies of current fuel consumption, effective torque and environmental qualities of the engine at unsteady speeds are relevant. This is due to the complexity of the processes that take place in the units. Their main goal of these studies is to ensure greater adaptability of the internal combustion engine and power plant to work in unsteady modes. The methodology for determining the current fuel consumption when operating in an unsteady mode of an automobile internal combustion engine with external mixing and a dead-end fuel ramp with distributed gasoline injection through electromechanical injectors is improved in this article. An experimental study was carried out in the work. The injectors of the Denso 23209-39295 model of the 2ZR-FXE engine of the Toyota Prius PHV 4th generation vehicles is selected as an example. The fuel pressure drop, the duration of the electric control pulse and the magnitude of the electric voltage are considered as parameters that affect the volumetric performance of the injectors. The Autool ST160 stand and additional electronic equipment developed by the authors were used in the study. The result of the study is an analytical device for more accurate determination of the current fuel consumption in unsteady engine operating modes. The improved technique does not require the installation of additional sensors and equipment on the vehicles.

Keywords: internal combustion engines, fuel consumption, electromechanical injector, unsteady conditions, fuel system.

Дата получения статьи:	09.09.2024	†	Date of manuscript reception:	09.09.2024
Дата принятия к публикации:	17.10.2000	†	Date of acceptance for publication:	17.10.2000
Дата публикации:	25.12.2024	†	Date of publication:	25.12.2024

Сведения об авторах:

Савенков Никита Владимирович – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Автомобильный транспорт, сервис и эксплуатация», ФГБОУ ВО «Донбасская национальная академия строительства и архитектуры»,
e-mail: n.v.savenkov@donnasa.ru.

ORCID: 0000-0003-3803-9528

Золотарев Олег Олегович – ассистент кафедры «Автомобильный транспорт, сервис и эксплуатация», ФГБОУ ВО «Донбасская национальная академия строительства и архитектуры»,
e-mail: o.o.zolotarev@donnasa.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8631-390X>

Authors' information:

Nikita V. Savenkov – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department «Automobile transport, service and operation» at Donbass National Academy of Civil Engineering and Architecture, e-mail: n.v.savenkov@donnasa.ru.

ORCID: 0000-0003-3803-9528

Oleg O. Zolotarev – Assistant of the Department «Automobile transport, service and operation» at Donbass National Academy of Civil Engineering and Architecture, e-mail: o.o.zolotarev@donnasa.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8631-390X>

1. Введение

В условиях эксплуатации значительная доля времени движения автомобиля может приходиться на неустановившиеся режимы, которые характеризуются переменными значениями кинематической (скорости) и (или) силовой (крутящего момента) составляющих энергосилового потока на движителе (колесе). Например, для городской составляющей UDC (ECE-15) Нового европейского ездового цикла NEDC на эти режимы движения автомобилей категорий N_1 и M_1 приходится 40% общего времени цикла [1], а для перспективного ездового цикла WLTC автомобилей этих же категорий (на примере III класса энерговооруженности) приходится уже 88% [2].

Известно, что для автомобильных ДВС, которые являются основным источником необходимой для движения энергии (как для традиционных силовых установок, так и для гибридных электромобилей [2]), развиваемая эффективная мощность и эффективный удельный расход топлива на неустановившихся режимах могут в значительной мере отличаться от значений, полученных на соответствующих установившихся режимах работы. В эксплуатационных диапазонах режимов ДВС это ухудшение может составлять до 40% и более, что обусловлено нарушением смесеобразования, тепловой инерцией, изменением наполнения цилиндров и инерцией движущихся масс [3-9].

Таким образом, с целью снижения негативного влияния рассмотренных факторов на показатели эксплуатационных свойств автомобилей, актуальными являются задачи:

- 1) сокращения доли времени работы ДВС на неустановившихся режимах (в том числе, за счет применения гибридных силовых установок);
- 2) улучшения свойств ДВС на режимах разгона [3-8];
- 3) замещения менее выгодных неустановившихся режимов работы ДВС более выгодными [9, 10].

Для этого необходимы экспериментальные исследования экологических качеств и эффективных показателей ДВС, в том числе, его расхода топлива с учётом динамики неустановившихся режимов работы, что позволит:

- 1) моделировать и оценивать топливно-экономические показатели автомобилей в эксплуатационных условиях (в том числе, в различных ездовых циклах);
- 2) определять скоростные характеристики современных ДВС с учётом этих режимов и, как следствие, совершенствовать их конструкцию - подбирать рациональные исходные параметры, которые в процессе хода проектирования обеспечивали бы высокие эксплуатационные свойства автомобилей, а также уменьшение объёма трудоёмких и длительных по времени доводочных работ;
- 3) разрабатывать силовые установки и алгоритмы их управления, которые будут

исключать работу агрегатов на неэффективных режимах.

Для определения расхода топлива ДВС применяют способы:

- гравиметрический (весовой);
- объемный [14];
- термоанемометрический [3];
- углеродного баланса [2].

Применимость и эффективность каждого из них для определения текущего (условно-мгновенного) расхода топлива на неустановившихся режимах определяется выбранной методикой, характеристиками используемых приборов и оборудования, а также типом топливной системы испытуемого ДВС.

Например, для двигателей с аккумуляторной топливной системой и впрыском бензина через электромеханические форсунки известны методики определения текущего расхода топлива, основанные на объемном способе [11, 13, 15]. В [11] предлагается определять расход бензина через электромеханическую форсунку на основании анализа длительности управляющего электрического импульса. Работа [13] ориентирована на топливные системы с тупиковой рампой и содержит методику с дополнительным учётом перепада давления на форсунках.

На основе термоанемометрического способа для неустановившихся режимов также разработаны соответствующие методики, в частности, [3]. К их недостаткам стоит отнести необходимость размещения термоанемометра в топливной системе автомобильного ДВС, а также невозможность определять цикловую подачу отдельно по цилиндрам.

Общим достоинством методик [11, 13, 15] является отсутствие необходимости в установке дополнительных датчиков и оборудования в топливную систему испытуемого двигателя. Их общим недостатком является отсутствие учета влияния на цикловую подачу величины электрического напряжения бортовой сети и температуры топлива, которые могут существенно отличаться от условий проведения предварительных испытаний на специализированных проливочных стендах.

2. Постановка целей и задач

Целью работы является усовершенствование методики определения расхода топлива электромеханической форсунки по длительности управляющих импульсов для определения цикловой подачи топлива на неустановившихся режимах работы, как для каждого отдельного цилиндра, так и автомобильного двигателя в целом.

Для достижения поставленной цели решены следующие задачи:

1. Выполнение теоретического обоснования усовершенствованной методики.
2. Выбор в качестве примера конкретной модели автомобильного двигателя.
3. Проведение экспериментальных исследований влияния режимных параметров форсунки на её производительность.
4. Разработка и предложение для применения соответствующей математической модели.

Предлагаемая методика включает три последовательных этапа:

1. Демонтаж форсунок с двигателя.
2. Выполнение цикла проливочных испытаний с целью определения характеристики динамической объемной производительности в виде зависимости от четырех параметров:
 - длительности управляющего электрического импульса;
 - перепада давления на форсунке;
 - величины электрического напряжения;
 - температуры топлива.
3. Разработка математической модели динамической производительности форсунки с учетом её функционального определения.
4. Установка форсунок на двигатель и последующее определение при движении автомобиля значений параметров разработанной модели с целью последующего расчета текущего расхода топлива.

Усовершенствование предлагаемой методики заключается в дополнительном учете влияния на производительность форсунки величины электрического напряжения бортовой сети автомобиля и температуры топлива.

В настоящей работе, в качестве примера, для выполнения исследований выбран двигатель модели 2ZR-FXE автомобиля Toyota

Prius PHV 4-го поколения. ДВС имеет внешнее смесеобразование, принудительное воспламенение топливо-воздушной смеси и оснащен аккумуляторной топливной системой распределенного фазированного впрыска бензина через электромеханические форсунки, топливная рампа тупикового типа. Такие системы относительно распространены в Российской Федерации и применяются на автомобилях отечественного и зарубежного производства категорий N_1 и M_1 , которые соответствуют экологическим классам Евро-3 и выше.

Схема топливной системы выбранного ДВС показана на рис. 1, элементы для улавливания паров топлива и электронные блоки не показаны. Форсунки работают при переменном перепаде давления, т.к. вместо регулятора давления дифференциального типа более ранних конструкций, применяется редуктор, поддерживающий в рампе постоянное давление топлива.

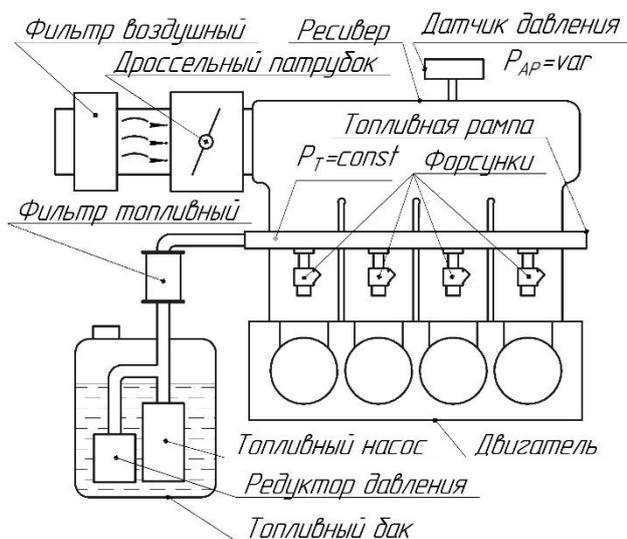


Рис. 1. Структурная схема топливной системы двигателя 2ZR-FXE

3. Теоретическое обоснование

Электромеханическая форсунка предназначена для дозирования и тонкого распыления топлива, представляет собой прецизионный гидравлический клапан с приводом от быстродействующего электромагнита [16]. Форсунка модели Denso 23209-39295 двигателя 2ZR-FXE показана на рис. 2. Количество впрыскиваемого топлива зависит от дли-

тельности импульса тока, определяемой контроллером автоматически для каждого режима работы двигателя.

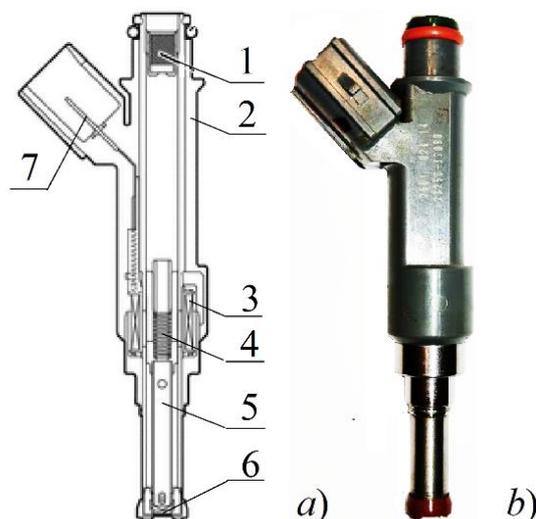


Рис. 2 Форсунка Denso 23209-39295:
а – конструкция; б - общий вид:
(1 – фильтр; 2 – корпус; 3 – обмотка электромагнита; 4 – возвратная пружина; 5 – якорь с иглой; 6 – распылитель)

Известно, что объемная подача форсунки за время t определяется выражением [11, 12]:

$$A = \int_0^t Q(t) dt = \int_0^t \mu F_0 \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} dt, \quad (1)$$

где $Q(t)$ - зависимость объемной производительности форсунки (расхода) от времени t ; F_0 - площадь проходного сечения распылителя форсунки; ΔP - перепад давления топлива на форсунке (сумма избыточного давления в рампе P_T и вакуумметрического давления в ресивере системы впуска, определяемого как разность барометрического давления и абсолютного P_{AP}); ρ - плотность топлива; μ - коэффициент расхода.

Для форсунок непрерывного впрыска функция $Q(t)$ определяется их геометрическими характеристиками, величиной перепада давления и физико-механическими свойствами подаваемого топлива [12], и при постоянных значениях перечисленных параметров графически будет представлять собой прямую горизонтальную линию. В этом слу-

чае объемная подача A определится упрощенной зависимостью:

$$A = Q t. \quad (2)$$

Для форсунок импульсного действия, с помощью которых реализуется попарно-параллельный впрыск, фазированной впрыск (в том числе, многостадийный), функция $Q(t)$ за время одного импульса (включающего процессы открытия, удержания в открытом положении и закрытия) показана на рис. 3.

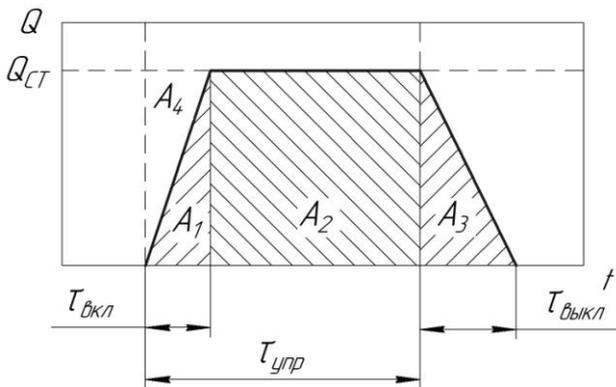


Рис. 3 Упрощенная зависимость производительности импульсной форсунки от времени

На графике $\tau_{упр}$ - время управляющего электрического импульса (время, на протяжении которого на обмотку электромеханической форсунки подается напряжение), $\tau_{вкл}$ и $\tau_{выкл}$ - механические свойства форсунки: время включения (открытия) и выключения (закрытия) соответственно. Таким образом, время полного открытия форсунки составляет $\tau_{упр} - \tau_{вкл}$. На участке $\tau_{вкл}$ производительность растет, а на участке $\tau_{выкл}$ понижается, причём закон изменения функции $Q(t)$ на этих участках может быть различным и зависит от множества факторов [16].

Практическую ценность при определении подачи топлива за один цикл форсунки составляет не сама форма функции $Q(t)$ и значения времен $\tau_{вкл}$ и $\tau_{выкл}$, а соответствующие площади A_1 , A_2 и A_3 (количества поданного топлива на участках открытия, открытого состояния и закрытия). Таким образом,

функция (1) для импульсной форсунки преобразована следующим образом:

$$A = t\Pi(A_1 + A_2 + A_3) = t\Pi(-\tau_{вкл}\alpha_\phi Q_{CT} + \tau_{упр}Q_{CT} + \tau_{выкл}\beta_\phi Q_{CT}), \quad (3)$$

где Π - частота управляющих импульсов, Гц; Q_{CT} - статическая производительность форсунки (рис. 3); α_ϕ и β_ϕ - коэффициенты приведения продолжительности открытия и закрытия форсунки ко времени её открытого состояния по расходу топлива (значения коэффициентов зависят от ряда параметров: жёсткости возвратной пружины, усилия электромагнита и т.д.).

С учётом дополнительных преобразований формула (3) имеет вид:

$$A = \tau_{упр}t\Pi(Q_{CT} + \Lambda / \tau_{упр}), \quad (4)$$

$$\Lambda = Q_{CT}(\tau_{выкл}\beta_\phi - \tau_{вкл}\alpha_\phi) = A_3 - A_4,$$

где Λ - количество топлива, на которое изменяется подача форсунки за один импульс по отношению к её подаче при полном открытии за это время ($\Lambda = 0$ если $A_3 = A_4$, т.е. при $\alpha_\phi = \beta_\phi$).

Выполнив замену в (4) получаем:

$$A = \tau_{упр}t\Pi Q_a, \quad (5)$$

где Q_a - динамическая производительность форсунки.

Расход жидкости через местное сопротивление определяется выражением (1), [12]. С помощью этой зависимости в настоящей работе рассмотрена производительность полностью открытой форсунки Q_{CT} :

$$Q_{CT} = F_0 w = F_0 \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho \zeta_M}}, \quad (6)$$

где ζ_M - суммарный коэффициент местного сопротивления; w - скорость истечения жидкости.

Таким образом, для конкретной модели форсунки и её технического состояния при известных свойствах топлива, зависимость (6) является функцией от следующих режимных параметров:

$$Q_{CT} = f(\Delta P, T), \quad (7)$$

где T – температура топлива, обуславливающая ρ .

В свою очередь, величина Λ (4) будет являться функцией, как от параметров выражения (7), так и дополнительно от величины управляющего электрического напряжения U , с ростом которого увеличивается скорость открытия форсунки [16].

Соответственно, при работе конкретной модели импульсной форсунки на некотором режиме, величина Q_a , определяющая подачу топлива A за время t , является функциональной зависимостью от следующих режимных параметров:

$$Q_a = f(\tau_{\text{ynp}}, \Delta P, U, T). \quad (8)$$

4. Экспериментальные исследования

С целью экспериментального определения зависимости (8) в настоящем исследовании применен проливочный стенд модели Autool CT160, вид общий которого показан рис. 4.



Рис. 4. Процесс экспериментального определения динамической производительности форсунок Denso 23209-39295 на стенде Autool CT160

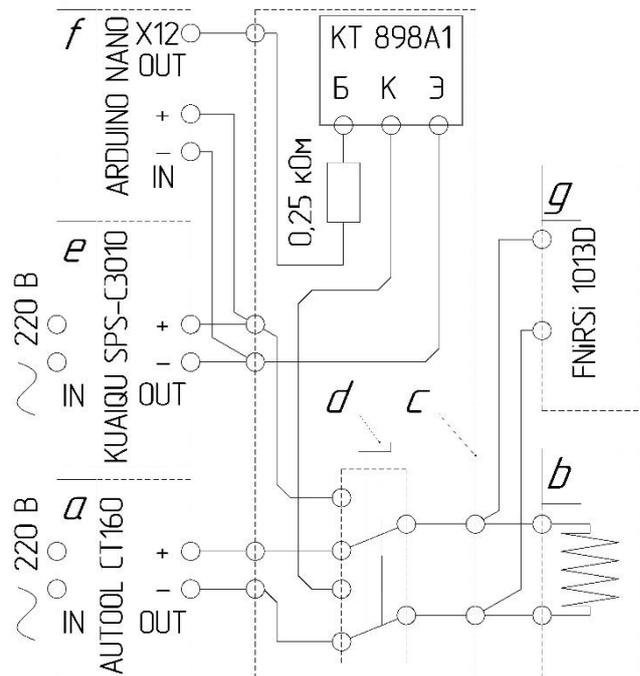


Рис. 5 Электрическая принципиальная схема управления форсункой

Стенд оснащался дополнительными гидравлическими приборами и оборудованием: манометром ДМ 05 ГОСТ 2405-88 модели 23.3829010 для более точного измерения величины ΔP и топливным насосом SFP 0338 повышенной производительности с целью снижения пульсаций давления в рампе.

На рис. 5 приведена электрическая принципиальная схема подключения форсунки (нон), примененная в ходе проведения стендовых экспериментов.

Серийный стенд «а» дополнительно оснащен:

1) осциллографом «g» модели FNiRSi 1013D, позволяющим исследовать осциллограмму напряжения на обмотке форсунки;

2) монтажным блоком «с», разработанным авторами и позволяющем дополнительно реализовать такие режимы управления форсункой «b», которые отсутствуют во встроенном программном обеспечении стенда; при подключении монтажного блока в управляющую цепь форсунки с помощью переключателя «d» управляющий электрический импульс формируется NPN транзистором KT 898A1, величина стабилизированного напряжения U постоянного тока плавно

устанавливается в блоке питания модели KUAQU SPS-C3010 «e», продолжительность импульса $\tau_{упр}$ и их частота Π задаётся программой микроконтроллера Arduino «f».

Программа испытаний включала следующие режимы работы форсунок. Перепад давления ΔP изменялся от 3 бар до 4 бар с шагом 0,1 бар; длительности управляющих импульсов $\tau_{упр}$ составляли 2 мс, 4 мс, 7,5 мс, 10 мс, 15 мс; испытания проводились для трёх значений напряжения U : 11 В, 13 В и 15 В.

Для каждого режима испытаний рассчитывалась динамическая производительность форсунки Q_a [17]:

$$Q_a = \frac{10^3 V_i}{\tau_{упр} t_i \Pi_i}, \text{ мл/с}, \quad (9)$$

где V_i - объем тестовой жидкости, мл, набранный в мерную колбу стенда при работе форсунки с длительностью управляющего импульса $\tau_{упр}$, мс, и частотой впрыска Π_i , Гц, при выполнении i -го испытания суммарной продолжительностью t_i , с.

5. Результаты и обсуждение

Результаты экспериментального исследования приведены на рис. 6. Дробные обозначения зависимостей $Q_a = f(\tau_{упр})$ содержат значения перепадов давления ΔP и напряжений U , при сочетании которых они были определены (например, «4/15» означает, что результаты получены при $\Delta P = 4$ бар и $U = 15$ В).

В общем случае с уменьшением длительности управляющего импульса $\tau_{упр}$ динамическая производительность Q_a снижается, что объясняется отрицательными значениями поправки Λ (4). График этого снижения имеет более сложную зависимость, чем, например, у электромеханических форсунок «Siemens deka» модели 6354 [13].

Также динамическая производительность снижается с уменьшением ΔP , что связано со снижением статической производительности $Q_{СТ}$ - эту закономерность отражает формула (6).

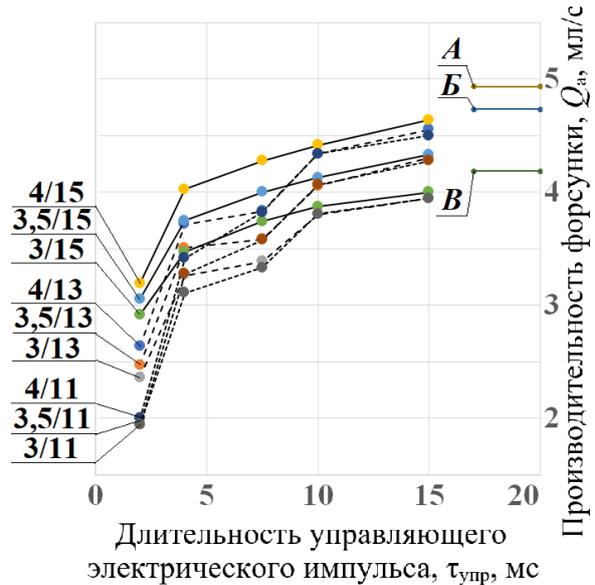


Рис. 6. Динамическая производительность форсунки Denso 23209-39295 по результатам экспериментальных исследований

Более сложное влияние на Q_a оказывает величина управляющего электрического напряжения U . При 15 В скорость снижения динамической производительности ($dQ_a(\tau_{упр})/d\tau_{упр}$) увеличивается с уменьшением длительности впрыска $\tau_{упр}$. При более низких напряжениях (13 и 11 В) эта скорость в диапазонах $[7,5 \text{ мс} < \tau_{упр} < 10 \text{ мс}]$ и $\tau_{упр} < 4 \text{ мс}$ значительно превышает скорость изменения функции $Q_a(\tau_{упр})$ на остальных диапазонах. Возможно это объясняется явлениями резонанса при соответствующих частотах. В общем случае падение напряжения оказывает большее относительное влияние на динамическую производительность с уменьшением $\tau_{упр}$. Например, для режима работы форсунки с длительностью управляющего импульса 15 мс и перепаде давления 4 бар, падение напряжения с 15 до 11 В влечет уменьшение динамической производительности на 2%, а для длительности 2 мс уже 37,4%.

Также на рис. 6 приведены полученные экспериментально значения статической производительности $Q_{СТ}$ испытуемой форсунки («А» «Б» и «В» для давлений 4 бар, 3,5 бар и 3 бар). В соответствии с рекоменда-

циями [18] расчёт выполнялся как отношение набранного в мерную колбу объема тестовой жидкости к 15 с, в течение которых работала форсунка. Результаты соотносятся с допустимыми значениями для этой модели форсунки [18] (например, при нормативном диапазоне статической производительности 60...73 мл в течение 15 с и перепаде давления 3,1...3,5 бар, фактический расход форсунки в данных условиях при испытаниях составил 62,8...71 мл).

По результатам испытаний всех четырех форсунок двигателя 2ZR-FXE на предмет определения статической производительности разность величин составила не более 1%.

В работе [13] аппроксимация зависимости динамической производительности предложена в программной среде Mathcad с помощью кусочно-заданной сплайн-функции.

В настоящем исследовании с целью обеспечения возможности последующей работы с искомой функцией в среде других программных продуктов (Например, Microsoft Excel, PSIM и т.д.), выбрана соответствующая (4) аналитическая зависимость:

$$Q_a(\tau_{ynp}, \Delta P, U, T) = K_U(\tau_{ynp}, U) K_T(T) \times \left(Q_{cm}(\Delta P) - \frac{10^3 \Lambda(\Delta P, \tau_{ynp})}{\tau_{ynp}} \right), \quad (10)$$

где K_U , K_T - коэффициенты учёта влияния величины электрического напряжения и температуры топлива, определяются соответственно формулами (13) и (14).

Установлено, что поправка Λ при работе форсунки является функцией не только от ΔP , как это следует из (4), а имеет более сложное функциональное определение (т.е. коэффициенты α_ϕ и β_ϕ не равны константам даже при постоянном ΔP); для аппроксимации выбрана колоколообразная функция принадлежности:

$$\Lambda(\Delta P, \tau_{ynp}) = \frac{e(\Delta P)}{1 + \left| \frac{\tau_{ynp} - c(\Delta P)}{a(\Delta P)} \right|^{b(\Delta P)}} + d(\Delta P) \quad (11)$$

где $a(\Delta P)$, $b(\Delta P)$, $c(\Delta P)$, $d(\Delta P)$, $e(\Delta P)$ - функции изменения коэффициентов в зависимости от перепада давления, каждая их

которых аппроксимирована полиномом второй степени; например, для функции $a(\Delta P)$:

$$a(\Delta P) = -156.06 + 91.88\Delta P - 12.94\Delta P^2 \quad (12)$$

Соответствующие аппроксимирующие коэффициенты для остальных функций приведены в табл. 1. Также уравнение рассмотренного вида применено для описания зависимости $Q_{CT}(\Delta P)$ и функций выражения (13).

Таблица 1

Коэффициенты функций динамической производительности форсунок

Аппроксимирующая зависимость (11)			
Обозначения функций	Значения коэффициентов		
$a(\Delta P)$	-156.06	91.88	-12.94
$b(\Delta P)$	-94.798	54.571	-7.357
$c(\Delta P)$	-174.14	104.18	-14.49
$d(\Delta P)$	-0.0171	0.0107	-0.0014
$e(\Delta P)$	-0.0705	0.0492	-0.00572
Статическая производительность			
Обозначение функции	Значения коэффициентов		
$Q_{CT}(\Delta P)$	-6.35	5.59	-0.6917
Аппроксимирующая зависимость (13)			
Обозначения функций	Значения коэффициентов		
$a(U)$	3.919	-0.42	0.0106
$b(U)$	173.36	-25.644	0.9613
$c(U)$	6.863	-0.655	0.0487
$d(U)$	7.383	-0.7063	0.0143

Для поиска приведенных в таблице коэффициентов применен эволюционный метод многопараметрической оптимизации, реализованный на языке VBA.

В настоящей работе предложено упрощенное функциональное определение коэффициента K_U , т.к. влияние перепада давления ΔP на рассматриваемый коэффициент в эксплуатационном диапазоне режимных параметров форсунки незначительно:

$$K_U(\tau_{ynp}, U) = 1 - \frac{a(U)}{b(U) + (\tau_{ynp} - c(U))^2} - \frac{d(U)}{\tau_{ynp}^2} \quad (13)$$

Соответствующие экспериментальные данные показаны узловыми точками на рис. 7.

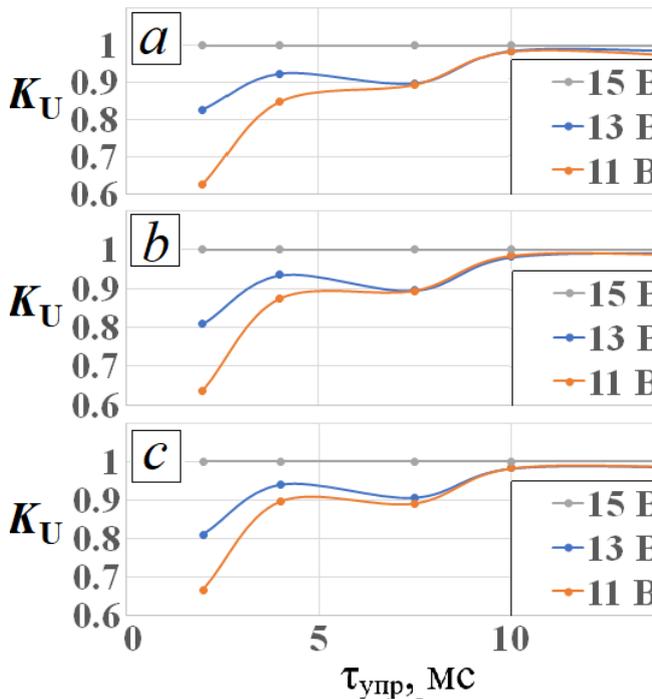


Рис. 7 Относительное влияние на динамическую производительность форсунки Denso 23209-39295 электрического напряжения и перепада давления топлива: а - 4 бар; б - 3,5 бар; в - 3 бар

$$K_T(T) = \frac{1}{\sqrt{1 - \gamma(T - T_0)}}, \quad (14)$$

где γ - температурная поправка плотности топлива на 1 градус; T_0 - температура, при которой экспериментально определена производительность форсунки на различных режимах; T - температура топлива в топливной рампе автомобиля, для которой рассчитывается производительность форсунки по формуле (10).

Зависимость (10) в графическом виде для трех уровней электрического напряжения (11, 13 и 15 В) показана на рис. 8.

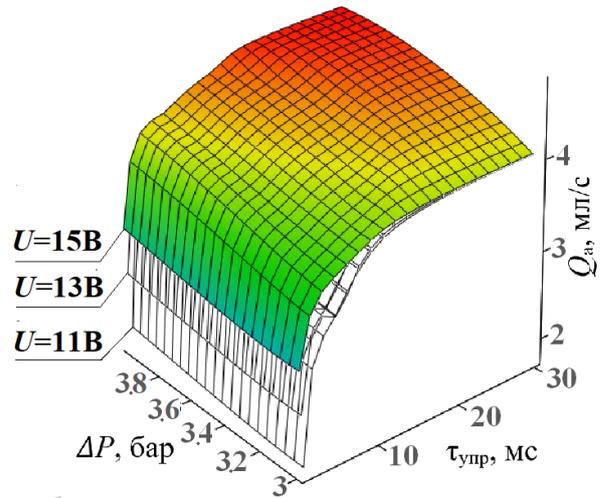


Рис. 8. Результаты аппроксимации динамической производительности форсунки Denso 23209-39295

6. Заключение

В работе выполнено обоснование актуальности разработки новых и усовершенствования известных методик определения текущего расхода топлива автомобильных ДВС на неустановившихся режимах работы, что обусловлено высокой конкуренцией производителей автомобилей, общим развитием конструкций силовых установок, а также ужесточением требований по обеспечению экологической безопасности. Для автомобилей, содержащих двигатели внутреннего сгорания с внешним смесеобразованием, рампой тупикового типа и распределенным впрыском топлива через электромеханические форсунки, предложена соответствующая усовершенствованная расчётно-экспериментальная методика.

На основании выполненного экспериментального исследования определено влияние на объемную производительность и, следовательно, на цикловую подачу электромеханической форсунки модели Denso 23209-39295 двигателя 2ZR-FXE автомобиля Prius PHV 4-го поколения, выбранного в качестве примера, следующих режимных параметров: перепада давления топлива, длительности управляющего импульса и величины электрического напряжения. Количество одновременно учитываемых параметров превышает таковое в известных методиках. Экспериментальные исследования подтвердили значительное влияние перечисленных

параметров на фактическую производительность форсунки. Например, изменение продолжительности управляющего электрического импульса может вызвать снижение производительности в 1,5 раза, колебание перепада давления – в 1,18 раза, а электрического напряжения – в 1,4 раза.

Список литературы

1. ГОСТ Р 41.101-99. Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения легковых автомобилей, оборудованных двигателем внутреннего сгорания, в отношении измерения объема выбросов диоксида углерода и расхода топлива, а также транспортных средств категорий М1 и N1, оборудованных электроприводом, в отношении измерения расхода электроэнергии и запаса хода Введ. 2000-07-01. М.: ИПК Издательство стандартов 2001. 41 с.

2. ГОСТ Р 59890-2021. Автомобильные транспортные средства. Выбросы загрязняющих веществ с отработавшими газами. Технические требования и методы испытаний на базе всемирной согласованной процедуры испытания транспортных средств малой грузоподъемности и испытаний в реальных условиях эксплуатации. Введ. 2022-04-01. М.: Российский институт стандартизации, 2022. 280 с.

3. Акатов Е.И., Белов П.М., Дьяченко Н.Х., Мусатов В.С. Работа автомобильного двигателя на неустойчивом режиме. Л.: Машгиз, 1960. 248 с.

4. Казаков С.А. Повышение эффективности неустойчивых режимов работы автотракторного дизеля 4Ч11/12,5 изменением физико-химических свойств топлива: дисс. ... канд. тех. наук. РУДН. М. 2012. 133 с.

5. Патрахальцев Н.Н. Неустойчивые режимы работы дизелей. Обзор. М.: НИИинформтяжмаш. 1976. 42 с.

6. Ждановский Н.С., Ковригин А.И., Шкрабак В.С., Соминич А.В. Неустойчивые режимы поршневых и газотурбинных двигателей автотракторного типа. Л.: Машиностроение, 1974. 224 с.

На основе полученных результатов предложен аналитический аппарат, позволяющий более точно определять текущий расход топлива ДВС на неустойчивых режимах работы без необходимости установки на автомобиль дополнительных датчиков и оборудования.

References

1. GOST R 41.101-99. Uniform provisions concerning the approval of passenger cars equipped with an internal combustion engine with regard to the measurement of the emission of carbon dioxide and fuel consumption and of categories and vehicles equipped with an electric power train with regard to the measurement of electric energy consumption and range. Moscow, ИПК Izdatelstvo standartov, 2001. 41 p. (In Russian)

2. GOST R 59890-2021 Motor vehicles. Emissions of pollutants with exhaust gases. Specifications and test methods based on a globally harmonized vehicle test procedure light-duty and real-world testing exploitation. Moscow, Rossiyskiy institut standartizatsii 2022. 280 p. (In Russian)

3. Akatov E.I., Belov P.M., Dyachnko N.X., Musatov V.S. Rabota avtomobilnogo dvigatelya na neustanovivshemsya rezhime [Operation of an automobile engine in unsteady mode]. Leningrad, Mashgiz, 1960. 248 p. (In Russian)

4. Kazakov S.A. Increasing the efficiency of unsteady operating modes of the 4Ch11/12.5 automotive and tractor diesel engine by changing the physical and chemical properties of the fuel. Diss. Cand. Sci. (Engineering) Moscow. 2012. 133 p. (In Russian)

5. Patrakhaltsev N.N. Neustanovivshiesya rezhimy raboty dizelej. Obzor [Unsteady operating modes of diesel engines. Review]. Moscow, NIInformtyazhmash, 1976. 42 p. (In Russian)

6. Zhdanovskij N.S., Kovrigin A.I., Shkrabak V.S., Somnich A.V. Neustanovivshiesya rezhimy porshnevyyh i gazoturbinnykh dvigatelej avtotraktornogo tipa [Unsteady modes of piston and gas turbine engines of automobile and tractor type]. Leningrad, Mashinostroenie, 1974. 224 p. (In Russian)

7. Тырловой С.И. Моделирование переходных процессов высокооборотного автомобильного дизеля // Вестник СевНТУ. Вып. 122/2011. Серия: Машиностроение и транспорт. Севастополь, 2011. С. 47-49.

8. Патрахальцев Н.Н. Развитие методов испытания и диагностики ДВС при неустановившихся режимах работы // Двигателестроение. 1982. № 9 (45). С. 28-31.

9. Gorozhankin S.A., Bumaga A.D., Savenkov N.V. Improving car fuel efficiency by optimising transmission parameters // International Journal of Automotive and Mechanical Engineering, 2019, Vol. 16, No. 3. pp. 7019-7033.
DOI: 10.15282/ijame.16.3.2019.14.0526.

10. Блохин А.Н. Разработка методики поиска рациональных передаточных чисел трансмиссии с учетом эксплуатационных свойств и назначения автомобиля: дисс. ... канд. тех. наук. НГТУ. Н., 2006. – 256 с.

11. Пойда А.Н., Сивых Д.Г., Карсекин Р.М. Определение расхода бензина на переходных режимах работы двигателя // Двигатели внутреннего сгорания. 2012. №2. С. 128-132.

12. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение, 1992. 671 с.

13. Савенков Н.В., Горожанкин С.А. Определение расхода топлива бензинового ДВС с рампой тупикового типа при работе на переходных режимах // Вестник СЧУ им. Владимира Даля. 2013. №15 (204) Ч. 2. С. 268-274.

14. ГОСТ 14846-2020 Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний. Введ. 2021-06-01. М.: Стандартиформ. 2020. 96 с.

15. Васильев А.В., Березюков Д.С. Совершенствование диагностирования электромагнитных форсунок бензиновых двигателей на основе оценки их динамической производительности // Вестник Волгоградского государственного университета. Серия 10: Инновационная деятельность. 2012. № 6. С. 11-15.

16. Бакайкин Д.Д., Власов Д.Б., Ламзин В.А. Исследование работы электромаг-

7. Tyrlovoj S.I. Modeling of transient processes of high-speed automobile diesel engine. *Vestnik SevNTU. Seriya: Mashinostroenie i transport.* 2011. № 122, pp. 47-49. (In Russian)

8. Patrakhaltsev N.N. Razvitie metodov ispytaniya i diagnostiki DVS pri neustanovivshixsya rezhimax raboty [Development of methods for testing and diagnostics of internal combustion engines under unsteady operating conditions]. *Dvigatellestroenie.* 1982, No.9 (45), pp. 28-31. (In Russian)

9. Gorozhankin S.A., Bumaga A.D., Savenkov N.V. Improving car fuel efficiency by optimising transmission parameters. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering.* 2019, Vol. 16, No. 3. pp. 7019-7033.
DOI: 10.15282/ijame.16.3.2019.14.0526.

10. Blokhin A.N. Development of a methodology for searching for rational transmission gear ratios taking into account the operational properties and purpose of the vehicle. Diss. Cand. Sci. (Engineering). Nizhniy Novgorod. 2006. 256 p. (In Russian)

11. Pojda A.N., Sivyx D.G., Karsekin R.M. Determination of gasoline consumption in transient engine operating modes. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*, 2012, No.2, pp. 128-132. (In Russian)

12. Idelchik I.E. Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam [Handbook of hydraulic resistances]. Moscow. Mashinostroenie, 1992. 671 p. (In Russian)

13. Savenkov N.V., Gorozhankin S.A. Determination of fuel consumption of a gasoline internal combustion engine with a dead-end ramp during operation in unsteady modes. *Vestnik SNU im. Vladimira Dalya.* 2013. No.15 (204) Part 2, pp. 268-274. (In Russian)

14. GOST 14846-2020 Automobile engines. Methods of bench tests. Moscow, Standartinform. 2020. 96 p. (In Russian)

15. Vasilev A.V., Berezyukov D.S. Improving the diagnostics of electromagnetic injectors of gasoline engines based on the assessment of their dynamic performance. *Vestnik Volgogradskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya 10: Innovacionnaya*

нитной форсунки // Актуальные вопросы агроинженерных наук в сфере технического сервиса машин, технологического оборудования и безопасности жизнедеятельности: Мат. Нац. (Всеросс.) научн. конф. Института агроинженерии, Челябинск, 24–26 февраля 2021 года. Ч.: ЮУГАУ. 2021. С. 7-14.

17. Ходяков А.А., Хлопков С.В., Басова В.В., Телков О.И., Космачева А.Д. Оценка технического состояния электромагнитных форсунок на стенде по погрешности измерения расхода тестовой жидкости // Вестник Российского университета дружбы народов. Серия: Инженерные исследования. 2022. Т. 23, № 2. С. 146-154. DOI: 10.22363/2312-8143-2022-23-2-146-154.

18. Techdoc - техническая информация по ремонту автомобилей TOYOTA/LEXUS [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.toyota-tech.eu> (дата обращения 04.09.2024).

deyatelnost. 2012, No.6, pp. 11-15. (In Russian)

16. Bakajkin D. D., Vlasov D. B., Lamzin V.A. Study of the operation of an electromagnetic injector. *Aktualnye voprosy agroinzhenernykh nauk v sfere texnicheskogo servisa mashin, texnologicheskogo oborudovaniya i bezopasnosti zhiznedeyatel'nosti: Materialy Nacionalnoy (Vserossiyskoy) nauchnyj konferentsii Instituta agroinzhenerii, Chelyabinsk, 24–26 fevralya 2021 goda.* 2021, pp. 7-14. (In Russian)

17. Xodyakov A.A., Xlopkov S.V., Basova V. V., Telkov O.I., Kosmacheva A.D. Assessment of the technical condition of electromagnetic injectors on a stand by the error in measuring the flow rate of test liquid. *Vestnik Rossijskogo universiteta druzhby narodov. Seriya: Inzhenernye issledovaniya.* 2022. Vol. 23, No. 2. pp. 146-154. DOI: 10.22363/2312-8143-2022-23-2-146-154. (In Russian)

18. Techdoc - technical information on repair of TOYOTA/LEXUS cars. Available at: <https://www.toyota-tech.eu>

Сетевое издание
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ВЕСТНИК
Брянского государственного университета

**ХИМИЧЕСКИЕ НАУКИ / ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ /
НАУКИ О ЗЕМЛЕ**

Учредитель и издатель:

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского».

**Свидетельство о регистрации средства массовой информации
выдано Федеральной службой по надзору
в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций
Эл № ФС77-62798 от 18 августа 2015 г.**

Главный редактор сетевого издания:

доктор технических наук, профессор
А.В. Лагереv

Адрес учредителя:

ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет
имени академика И.Г. Петровского»
241036, Россия, Брянск, ул. Бежицкая, д. 14

Адрес редакции и издателя:

РИСО ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет
имени академика И.Г. Петровского»
241036, Россия, Брянск, ул. Бежицкая, д. 20

Дата размещения сетевого издания в сети Интернет
на официальном сайте <http://www.ntv-brgu.ru> 25.12.2024 г.