



# *Научно-технический вестник*

БРЯНСКОГО  
ГОСУДАРСТВЕННОГО  
УНИВЕРСИТЕТА

*Nauchno-Tekhnicheskiiy Vestnik  
Bryanskogo Gosudarstvennogo  
Universiteta*

Б Р Я Н С К

2026(3)

ISSN 2413-9920

**Научно-технический  
ВЕСТНИК  
Брянского  
государственного  
университета**

**№ 3  
2026**

**Nauchno-tekhnicheskij  
VESTNIK  
Bryanskogo  
gosudarstvennogo  
universiteta**

**Scientific and Technical Journal of  
Bryansk State University**

**№ 3  
2026**

ББК 74.580.4

Н-34

Научно-технический вестник Брянского государственного университета. № 3 (2026). Брянск:  
РИСО БГУ, 2026. – Точка доступа: <http://ntv-brgu.ru>  
Размещено на официальном сайте журнала: 25.09.2026

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

Решением Межведомственной рабочей группы РАН (протокол заседания от 17.07.2025 № ДС/110) сетевое издание «Научно-технический вестник Брянского государственного университета» включено в Единый государственный перечень научных изданий - «Белый список» (уровень 3)

#### **Главный редактор сетевого издания:**

*О.В. Бабич* – доктор экономических наук, заместитель проректора по научной работе, международному сотрудничеству, инновационному развитию и цифровизации – начальник управления научной политики Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского (г. Брянск, Россия).

#### **Заместитель главного редактора сетевого издания:**

*А.В. Лагереv* – доктор технических наук, профессор кафедры наземных транспортно-технологических средств Российского университета транспорта (г. Москва, 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, ректор Пензенского государственного университета (г. Пенза, Россия);

*О.В. Бабич* – доктор экономических наук, заместитель проректора по научной работе, международному сотрудничеству, инновационному развитию и цифровизации – начальник управления научной политики Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского (г. Брянск, 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, профессор кафедры наземных транспортно-технологических средств Российского университета транспорта (г. Москва, Россия);

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

*А.В. Лагереv* – доктор технических наук, профессор кафедры наземных транспортно-технологических средств Российского университета транспорта (г. Москва, Россия);

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

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

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

**Chief editor:**

*O.V. Babich* – Doctor of Economical Sciences, Deputy Vice-Rector for research, international cooperation, innovative development, and digitalization – Head of the Department of scientific policy at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russia).

**Vice-Chief editor:**

*A.V. Lagerev* - Doctor of Technical Sciences, Professor at the Department of ground transport and technology at the Russian University of Transport (Moscow, 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, 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, Professor at the Department of ground transport and technology at the Russian University of Transport (Moscow, Russia);

*A.V. Vershinsky* - Doctor of Technical Sciences, Professor of Department 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 department of transport systems and logistics at Don State Technical University (Rostov-on-Don, Russia);

*A.V. Lagerev* - Doctor of Technical Sciences, Professor at the Department of ground transport and technology at the Russian University of Transport (Moscow, 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);

*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);

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, 2026

© 2026 Nauchno-tekhnicheskiiy 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 K2 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)

Статьи, опубликованные в этом разделе, соответствуют требованиям к журналам уровня 3 Единого государственного перечня научных изданий - «Белый список» (Протокол заседания Межведомственной рабочей группы от 17.07.2025 № ДС/110)

Алешков Д.С., Тетерина И.А. (Омск, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2026-12-03-176-184

Влияние факторов внешней среды на работу роторного снегоочистителя: анализ экспериментальных данных ..... 176

Белина Н.Н., Гукасян А.В., Белин А.А., Коваленко С.А. (Краснодар, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2026-12-03-185-191

Модернизация привода управления перемещением суппортов токарного станка ... 185

Ватагин А.А., Лебедев А.Е., Холодкова А.И., Гуданов И.С., Долгин Д.С. (Ярославль, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2026-12-03-192-199

Модель дисперсного потока для щеточного разбрасывателя ..... 192

Гнездилов С.Г. (Москва, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2026-12-03-200-210

Снижение податливости конструкций за счет варьирования положений граничных условий в задачах топологической оптимизации ..... 200

Гончаров К.А. (Москва, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2026-12-03-211-219

Уточнение функции приспособленности при синтезе структурных схем приводов механизмов подъемно-транспортных машин на основе генетического алгоритма ..... 211

Двойников Д.А., Залазинский А.Г., Нестеренко А.В., Швейкин В.П. (Екатеринбург, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2026-12-03-220-228

Исследование действия ударных нагрузок на запрегоградное усилие комбинированной преграды ..... 220

Лагерева А.В., Лагерева И.А., Косачев В.С. (Москва, Краснодар, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2026-12-03-229-245

Оптимизация поддерживающих конструкций для обеспечения технологических процессов при эксплуатации специальных канатных транспортных систем ..... 229

**Металлургия и материаловедение**

Аруди И.С., Фергюсон Х.Т., Нурудин А.Х. (Аруджи, Нигерия; Дублин, Ирландия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2026-12-03-246-256

Механические характеристики глинисто-керамических композитов,  
армированных раковинами улиток ..... 246

## 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)*

*The articles published in this section meet the requirements for journals of level 3 of the Unified State List of Scientific Publications – the “White List” (Protocol of the Interdepartmental Working Group of July 17, 2025 No. DS/110)*

*Aleshkov D.S., Teterina I.A. (Omsk, Russian Federation)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2026-12-03-176-184

The influence of environmental factors on the operation of a rotary snow blower: an analysis of experimental data ..... 176

*Belina N.N., Gukasyan A.V., Belin A.A., Kovalenko S.A. (Krasnodar, Russian Federation)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2026-12-03-185-191

Modernization to the control drive for movement of lathe carriages ..... 185

*Vatagin A.A., Lebedev A.E., Kholodkova A.I., Gudanov I.S., Dolgin D.S. (Yaroslavl, Russian Federation)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2026-12-03-192-199

Dispersed flow model for a brush dispenser ..... 192

*Gnezdilov S.G. (Moscow, Russian Federation)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2026-12-03-200-210

Reducing structural compliance by varying boundary conditions positions in topology optimization problems ..... 200

*Goncharov K.A. (Moscow, Russian Federation)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2026-12-03-211-219

Refinement of the fitness function in the synthesis of structural diagrams of drive mechanisms of lifting and transport machines based on a genetic algorithm ..... 211

*Dvoynikov D.A., Zalazinsky A.G., Nesterenko A.V., Shveikin V.P. (Ekaterinburg, Russian Federation)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2026-12-03-220-228

Studies of the effect of shock loads on the barrier force of a combined barrier ..... 220

*Lagerev A.V., Lagerev I.A., Kosachev V.S. (Moscow, Krasnodar, Russian Federation)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2026-12-03-229-245

Optimization of supporting structures to ensure technological processes during the operation of special rope transport systems ..... 229

**Metallurgy and Material Science**

*Arudi I.S., Ferguson H.T., Nurudeen A.H. (Abuja, Nigeria; Dublin, Ireland)*

*DOI: 10.22281/2413-9920-2026-12-03-246-256*

Mechanical performance of clay ceramic composites reinforced with snail shells ..... 246

УДК (УДК) 629.464.25

ВЛИЯНИЕ ФАКТОРОВ ВНЕШНЕЙ СРЕДЫ НА РАБОТУ РОТОРНОГО  
СНЕГООЧИСТИТЕЛЯ: АНАЛИЗ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХTHE INFLUENCE OF ENVIRONMENTAL FACTORS ON THE OPERATION  
OF A ROTARY SNOW BLOWER: AN ANALYSIS OF EXPERIMENTAL DATAАлешков Д.С., Тетерина И.А.  
Aleshkov D.S., Teterina I.A.Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (Омск, Россия)  
Siberian State Automobile and Highway University (Omsk, Russian Federation)

**Аннотация.** От температурных параметров внешней среды зависят такие показатели работы роторного снегоочистителя как энергоэффективность и производительность, а также от которых во многом зависит качество уборки. В статье описан программно-аппаратный комплекс, предназначенный для сбора и обработки данных о работе фрезерно-роторного снегоочистителя. Особенностью разработки является возможность оценки взаимосвязи конструктивных и эксплуатационных параметров машины с характеристиками внешней среды. Представлена блок-схема, отражающая основные элементы программно-аппаратного комплекса и подробно описан измерительный модуль, включающий многозвенное погружное устройство. Разработанное устройство, позволяет одновременно оценивать температуру нескольких сред, что является важным фактором при проведении экспериментальных исследований, в которых одновременно должна быть дана оценка температуры окружающей среды и температуры разрабатываемой среды. В виде фотографий, сделанных во время проведения экспериментальных исследований, в статье представлены фрагменты структуры снежной массы уплотненного и разрыхленного снега. Предложена общая схема многозвенного погружного устройства для измерения температуры. Экспериментальный образец измерительного устройства был собран и апробирован в реальных условиях. В виде контурных графиков представлены некоторые результаты работы программно-аппаратного комплекса, отражающие взаимосвязь параметров снегоуборочной техники с параметрами внешней среды.

**Ключевые слова:** роторный снегоочиститель, снежная масса, датчик, температура

**Дата получения статьи:** 21.05.2026  
**Дата принятия к публикации:** 17.08.2026  
**Дата публикации:** 25.09.2026

**Abstract.** The temperature parameters of the external environment influence such performance indicators of a rotary snow blower as energy efficiency and productivity, which also largely determine the quality of cleaning. The article describes a hardware and software system designed to collect and process data on the operation of a rotary snow blower. A special feature of the development is the ability to assess the relationship between the design and operational parameters of the machine and the characteristics of the external environment. A block diagram is presented, reflecting the main elements of the hardware and software complex, and a measuring module, including a multi-link submersible device, is described in detail. The developed device allows for the simultaneous assessment of the temperature of several environments, which is an important factor when conducting experimental studies in which the ambient temperature and the temperature of the environment being developed must be assessed simultaneously. The article presents fragments of the structure of compacted and loosened snow masses using photographs taken during experimental studies. A general design for a multi-link immersion temperature measurement device is proposed. An experimental prototype of the measuring device was assembled and tested under real-world conditions. Some results of the hardware and software system's operation are presented in the form of contour graphs, reflecting the relationship between snow removal equipment parameters and environmental parameters.

**Keywords:** rotary snow blower, snow mass, sensor, temperature

**Date of manuscript reception:** 21.05.2026  
**Date of acceptance for publication:** 17.08.2026  
**Date of publication:** 25.09.2026



**Сведения об авторах:**

**Алешков Денис Сергеевич** – доктор технических наук, доцент ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», e-mail: [denisaleshkov@mail.ru](mailto:denisaleshkov@mail.ru)

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4204-7221>

**Тетерина Ирина Алексеевна** – кандидат технических наук, старший научный сотрудник ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», e-mail: [iateterina@mail.ru](mailto:iateterina@mail.ru)

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8012-8511>

**Authors' information:**

**Denis S. Aleshkov** – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Siberian State Automobile and Highway University (SibADI), e-mail: [denisaleshkov@mail.ru](mailto:denisaleshkov@mail.ru)

ORCID: 0000-0003-4204-7221

**Irina A. Teterina** – Candidate of Technical Sciences, Senior Researcher, Siberian State Automobile and Highway University (SibADI), e-mail: [iateterina@mail.ru](mailto:iateterina@mail.ru)

ORCID: 0000-0001-8012-8511

**1. Введение**

На сегодняшний день накоплен значительный объем результатов экспериментальных исследований роторных снегоочистителей. Как правило, данные работы сосредоточены на изучении влияния конструктивных и технологических параметров фрезы горизонтального питателя, а также ее модификаций в зоне загрузочного окна [1, 2]. Исследования динамики снежной массы зачастую ограничиваются анализом поведения снежных лавин [2], при этом в лабораторных условиях вместо натурального снега широко применяются имитирующие материалы со схожими физико-механическими характеристиками [3, 4]. Использование аналогов обусловлено сезонностью использования снегоочистителей и сжатыми сроками проведения экспериментов, не позволяющими дожидаться соответствующих погодных условий и необходимого объема осадков [5, 6].

Вместе с тем, вопросы полевых испытаний фрезерно-роторных снегоочистителей с нестандартной геометрией рабочих органов остаются малоизученными. Особую научную и практическую ценность представляют исследования, в которых в качестве разрабатываемой среды выступает непосредственно снежный массив, а не его физические модели. Необходимость получения достоверных данных в реальных условиях эксплуатации определяет актуальность разработки специализированных средств измерения, способных учитывать сложное взаимодействие машины с окружающей средой.

**2. Постановка задачи**

Цель исследования заключается в выявлении зависимостей между технологическими параметрами вертикального питателя роторного снегоочистителя и характером движения снежной массы. Особое внимание уделено обоснованию концепции пассивного управления траекторией транспортируемого материала путем использования упрощенных геометрических форм в конструкции питателя.

**3. Основная часть**

Для достижения поставленной цели разработан специализированный программно-аппаратный комплекс, позволяющий проводить измерения в условиях реального снежного массива. Комплекс включает в себя:

- сенсоры (датчик угла/акселерометров, экшн-камера с кадровой частотой 120 к/сек, ваттметр);

- ЭВМ для сбора, обработки и представления данных (программное обеспечение для обработки распределения маркеров в снежном потоке, ноутбук, смартфоны) [7, 8].

На рис. 1 представлена блок-схема программно-аппаратного комплекса, выделены принципиальные блоки системы «среда – средства измерения – рабочие органы». Все составляющие программного комплекса связаны между собой, взаимно дополняют друг друга и в совокупности дают целостное представление об исследуемом объекте [9].

Изучение температуры снега и температуры окружающей среды при исследовании работы снегоочистителей необходимо

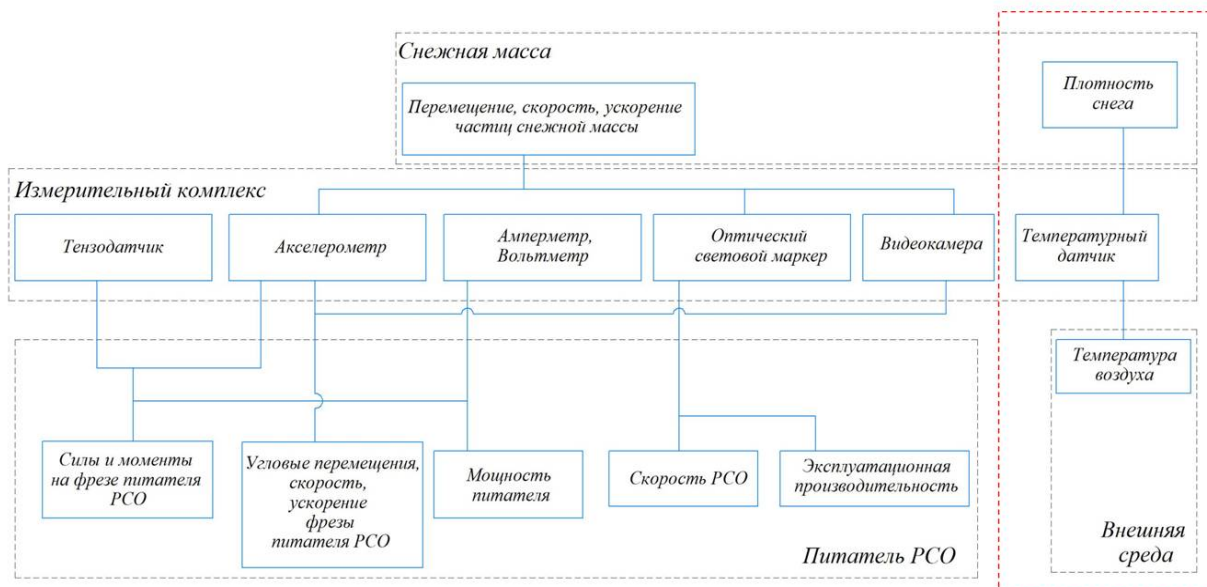


Рис. 1. Блок-схема программно-аппаратного комплекса

для оценки физико-механических свойств снежного покрова, которые напрямую влияют на энергоемкость, качество уборки и выбор режима работы снегоочистителя.

Снег является термодинамически нестабильным материалом, и его характеристики меняются в зависимости от температуры и его структуры [10]. Что может оказывать существенное влияние на формирование отряда по проведению снегоочистных работ. Роторные снегоочистители участвуют как в патрульной снегоочистке при удалении свежеснежавшего снега, так и при удалении сформировавшегося снежного массива. На рис. 2 представлены фрагменты структуры снежной массы формирующей уплотненный снег снежного массива и разрыхленный снег, образующий снежную призму, сформированную отвалом бульдозера, или щеткой [9].

Правая часть блок-схемы предполагает изучение характеристик внешней среды в период проведения снегоочистных работ. Речь идет о характеристиках, которые способны оказать влияние на эффективность работы роторного снегоочистителя. К таким характеристикам отнесены температура окружающей среды, температура снега и его плотность [7].

Правая часть блок-схемы предполагает изучение характеристик внешней среды в период проведения снегоочистных работ.



а)



б)

Рис. 2. Фрагменты структуры снежной массы: а – уплотненный снег; б – разрыхленный снег

Речь идет о характеристиках, которые способны оказать влияние на эффективность работы роторного снегоочистителя. К таким

характеристикам отнесены температура окружающей среды, температура снега и его плотность [7].

Для фиксации температур внешних сред (снежный массив и воздушная среда) был предложен оригинальный вариант контрольно-измерительной техники, способный производить измерение температурных полей нескольких сред одновременно. Прибор способен обеспечить одновременное точное и бесконтактное измерение температуры в газовой и сыпучих средах, а также на границах контакта перечисленных сред (т.е. в нескольких средах). Следовательно, прибор пригоден для измерения температуры воздуха окружающей среды, температуры на поверхности и внутри снежной массы.

Общий вид многозонного погружного устройства изображен на рис. 3.

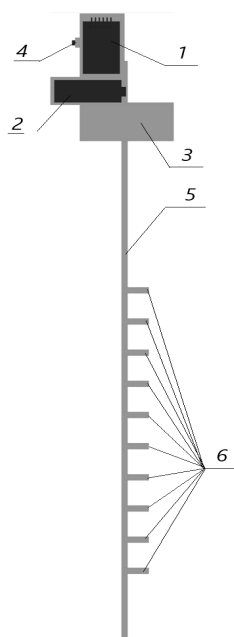


Рис. 3. Многозонное погружное устройство для измерения температуры

Прибор включает в себя модуль/блок беспроводной связи Bluetooth USB-адаптер (1), микроконтроллер (2), модуль/блок питания (3), кнопка-переключатель с фиксацией (4), жесткий телескопический наконечник (5) с рядом резистивных температурных датчиков (6), расположенных на равном расстоянии друг от друга [3].

Включается прибор посредством подачи постоянного напряжения 9В. Телескопический наконечник с рядом резистивных температурных датчиков располагается таким образом, чтобы датчики взаимодействовали со всеми исследуемыми средами. Величина заглубления наконечника и расстояние между датчиками зависит от целей наблюдателя. Массив данных непрерывно передается по беспроводному каналу связи Bluetooth и (или) WiFi [7].

Расстояние по высоте между отдельными датчиками (сенсорами) составляет 25 мм. Количество датчиков без изменения конструкции и общая высота (длина/глубина) на которой располагаются датчики, зависит от такого показателя прецизионности как время, а так же от целей наблюдателя [8].

Для проверки работоспособности был изготовлен опытный образец предложенного многозонного погружного устройства для измерения температуры. На образце был проведен ряд полевых испытаний, в результате которых прибор зарекомендовал себя как работоспособный и перспективный (рис. 4. а, б).

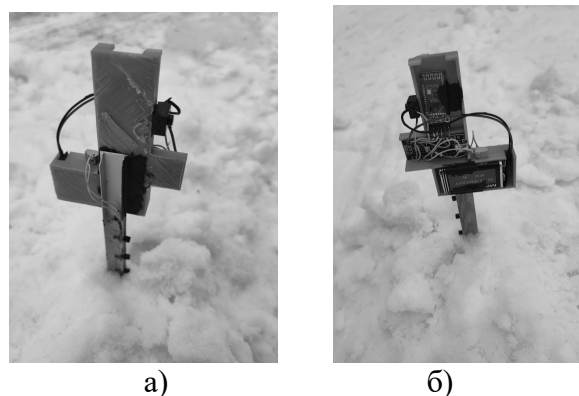


Рис. 4. Опытный образец погружного устройства: а – вид спереди; б – вид сзади

Проведен пассивный однофакторный эксперимент. В качестве выходного параметра выступала температура,  $T$ , регистрируемая датчиками погружного устройства, входным параметром являлась снежная масса снежной призмы. План эксперимента заключался в следующем: погружное устройство включалось и устанавлива-

лось в искусственно сделанную снежную призму согласно рис. 5, таким образом, чтобы у двух датчиков температуры отсутствовал контакт со снежной массой, при этом средняя высота призмы составила  $h \approx 0,14$  м; регистрируемые значения с датчиков и текущее время сохранялись в файл. Параллельно проводились измерения температуры окружающего воздуха, затем полученные значения сравнивались со значениями температур, измеренных датчиками погружного устройства, которые находились вне снежной призмы.

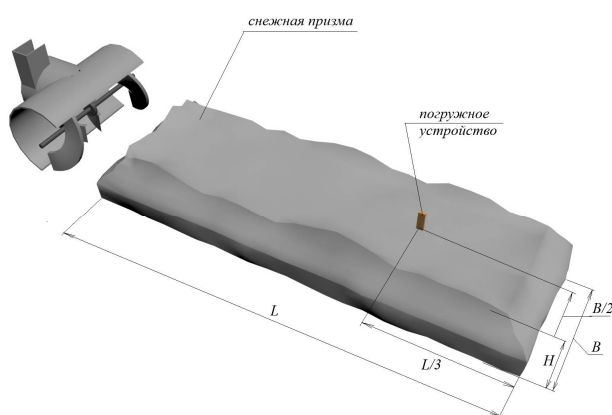


Рис. 5. Схема установки погружного устройства, где  $L$  – длина снежной призмы для испытаний роторного снегоочистителя;  $B$  – ширина снежной призмы равна ширине захвата роторного снегоочистителя;  $H$  – высота снежной призмы

В результате проведенных экспериментальных исследований были сформированы массивы данных о температуре окружающей среды и температуре внутри снежной массы. Картограммы и трехмерные поверхностные диаграммы, отражающие характеристики исследуемых сред [11, 12] строились по 9-точечному взвешенному скользящему среднему для сглаживания возникающих «шумов». Расхождение значений температур датчиков погружного устройства, расположенных вне снежной массы и результатов измерения температуры воздуха составило  $\Delta T = \pm 1$  °C.

На рис. 6 представлены картограммы изменения температуры окружающей среды и температуры снежной призмы (разрыхлен-

ный снег) по глубине установки датчиков и времени.

На рис. 7 представлены картограммы изменения температуры окружающей среды и температуры снежной призмы из уплотненного снега от глубины установки датчиков и времени.

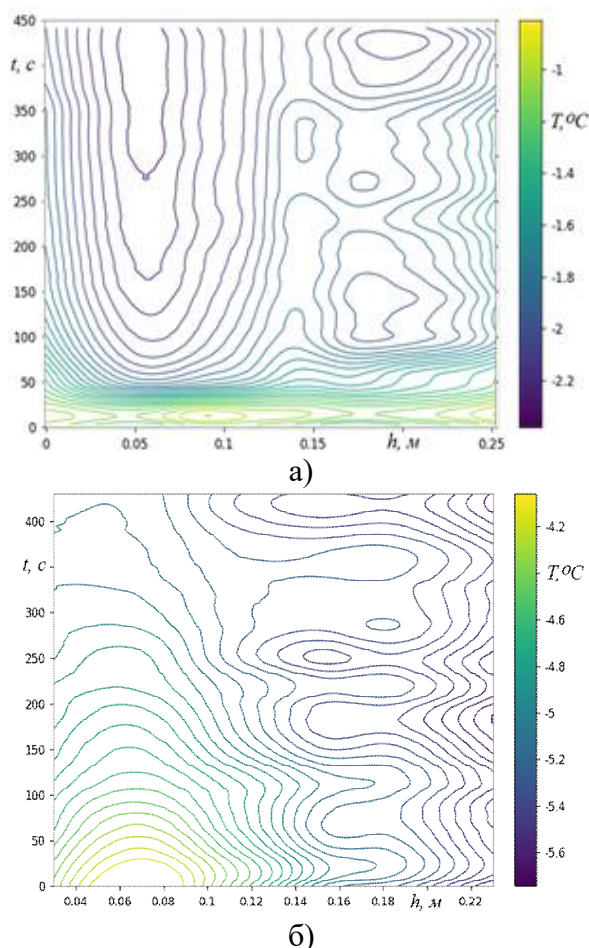


Рис. 6. Картограммы изменения  $T$ , °C от  $h$ , м установки датчиков в воздухе и в снежной призме по  $t$ , с: а – при температуре окружающего воздуха  $T = -3$  °C; б – при температуре окружающего воздуха  $T = -5$  °C

Из рис. 6 и 7 видно, что продолжительность переходного процесса,  $\tau$ , для датчиков погружного устройства главным образом зависит от структуры снега. Так, для датчиков, расположенных внутри снежной призмы из уплотненного снега градиент температуры при  $\tau \approx 50$  с, стабилизируется в пределах погрешности датчиков температуры (рис. 7) и дальнейшие наблюдения качественно не влияют на результаты, поэтому продолжи-

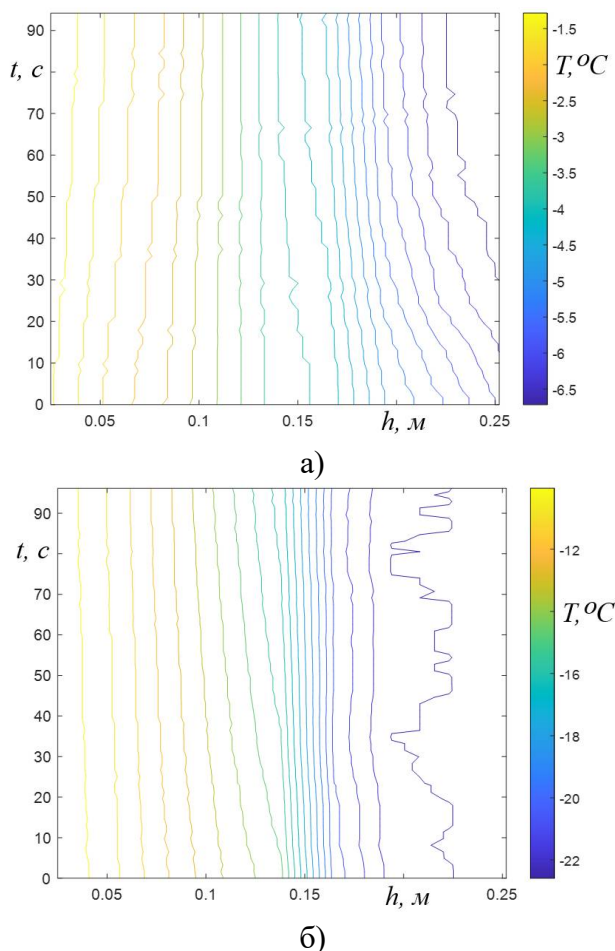


Рис. 7. Картограммы изменения  $T$ ,  $^{\circ}\text{C}$  от  $h$ , м установки датчиков в воздухе и в снежном массиве по  $t$ , с: а – при температуре окружающего воздуха  $T = -7^{\circ}\text{C}$ ; б – при температуре окружающего воздуха  $T = -22^{\circ}\text{C}$

тельность наблюдений ограничена  $\tau \approx 90$  с. В случае разрыхленного снега (рис. 6),  $\tau \approx 350 \dots 400$  с, а продолжительность наблюдений в пределах  $\tau \approx 400$  с, позволяет получить стабилизацию температурного поля по высоте снежной призмы. Датчики погружного устройства, расположенные вне снежной призмы, чувствительны к движению воздуха, что обуславливает нестационарность температурного поля при  $h > 0,14$  м (рис. 6, рис. 7 б). Так как по условиям эксперимента средняя высота призмы составила  $h \approx 0,14$  м. Это позволяет наблюдать границу раздела сред и судить о состоянии наружной поверхности снежной призмы, для неуплотненной снежной призмы образованной из отдельных кусковых образований, что характерно для снежной призмы образованной при прохож-

дении снегоочистительной техники оборудованной отвалом, колебания температур воздуха по вертикали существенно нестационарны, и может быть обусловлено появлением вертикальной составляющей скорости движения воздуха (рис. 6).

В случае уплотненного снега изменение температуры воздуха в пределах 0,02 м по высоте от границы раздела сред носит ярко выраженный постоянный характер (рис. 7), что может быть объяснено отсутствием локальных неровностей на поверхности снежной призмы. При дальнейшем росте высоты начинает оказывать влияние горизонтальная составляющая движения воздуха, обусловленная ветровой нагрузкой, на показания температурного датчика (рис. 7, б).

Так же из представленных зависимостей можно сделать вывод о том, что при одинаковой высоте снежного массива, при уплотненном снежном массиве перепад температур на 60% больше, чем у неуплотненной снежной призмы.

Известно, что коэффициенты внешнего трения  $f_1$  и внутреннего трения  $f_2$  зависят от плотности и температуры [6, 13]. При заданной плотности снежной массы и известном характере температур возможен более точный учет распределения коэффициентов трения в математической модели перемещения вырезанной снежной массы в узлах роторного снегоочистителя.

Из представленных зависимостей, с учетом [6, 14] можно сделать вывод, что при вырезании снежного массива, изменение  $f_2$  транспортируемой снежной массы в зависимости от глубины, изменяется максимум на 0,008 для плотного из крупнозернистого фирна снега (плотностью  $380 \dots 480 \text{ кг/м}^3$  в диапазоне температур от  $-4$  до  $-22^{\circ}\text{C}$ ). Для плотности снега  $290 \dots 360 \text{ кг/м}^3$  при температурах ниже  $-22^{\circ}\text{C}$   $f_2$  изменяется максимум на 0,1. Учитывая широту диапазона изменения  $f_2$  на каждые два градуса изменения температуры снега наблюдается его изменение на 0,008.

Коэффициент внешнего трения, с ростом плотности изменяется в интервале от 0,007 до 0,002, т.е. на каждые два градуса изменения температуры снега в диапазоне темпера-

тур от  $-4$  до  $-16$  °C,  $f_1$  изменяется на 0,004. С дальнейшим увеличением плотности  $f_1$  остается постоянным.

## 6. Обсуждение и выводы

Результаты проведенных экспериментальных исследований показали работоспособность и эффективность использования многозвенного погружного устройства для измерения температуры, в том числе позволили сделать вывод о том, что для маломощных роторных снегоочистителей в зависимости от высоты забоя коэффициент внешнего трения возрастает на 0,004 от верхнего к нижнему слоям снежного массива, а внутреннего уменьшается на 0,008.

Например, коэффициент внутреннего трения у основания снежной призмы,  $h \approx 0,14$  м, с плотностью снега  $290 \dots 360$  кг/м<sup>3</sup> при температуре снега  $-1,5$  °C (рис. 7а),  $f_2 = 0,37$  увеличивается с высотой снежной призмы достигая на ее поверхности значений порядка  $f_2 = 0,4$ . Что касается коэффициента внешнего трения для той же плотности снега и его температуры, то в основании снежной призмы  $f_1 = 0,9$ , на ее поверхности может достигать значения  $f_2 = 0,88$ . Данные результаты носят модельный характер, так как не явля-

лись основной целью данного исследования, но имеют важное практическое значение с точки зрения повышения эффективности работы роторных снегоочистителей.

Основными направлениями дальнейших исследований являются совершенствование программного обеспечения многозвенного погружного устройства для измерения температуры с целью возможности получения «сглаженных» значений, не требующих дополнительной обработки и их дальнейшей интеграции в программно-аппаратный комплекс, что в совокупности с одновременными измерениями плотности снега и его коэффициентов внешнего и внутреннего трения позволит получить уточненную физическую модель снежной массы с которой взаимодействуют рабочие органы снегоочистительной техники.

Знание характера изменения температуры по высоте снежного массива, позволяет в дальнейшем перейти к уточнению математической модели движения снежной массы с учетом влияния температурного эффекта на коэффициенты трения снежной массы при ее взаимодействии с рабочими поверхностями роторного снегоочистителя.

## Список литературы

1. Moldakhanov B., Doudkin M., Kim A., Rogovsky V. Experimental Studies of the Physical Model of the Milling-Rotary Snow Cleaner. *International Review of Mechanical Engineering (IREME)*. 2021. Vol. 15. P. 453. DOI: 10.15866/ireme.v15i9.20952.

2. Moldakhanov B., Doudkin M., Kim A., Rogovsky V., Andryukhov N. Experimental study of the snow removal process by helical blade of the milling feeder. *Journal of Applied Engineering Science*. 2022. Vol. 21. P. 1-10. DOI: 10.5937/jaes0-39760.

3. Алешков Д.С., Корчагин П.А., Тетерина И.А., Хирьянов Е.В. Исследование силовых характеристик рабочего оборудования роторного снегоочистителя // Научно-технический вестник Брянского госу-

## References

1. Moldakhanov B., Doudkin M., Kim A., Rogovsky V. Experimental Studies of the Physical Model of the Milling-Rotary Snow Cleaner. *International Review of Mechanical Engineering (IREME)*. 2021. Vol. 15. P. 453. DOI: 10.15866/ireme.v15i9.20952.

2. Moldakhanov B., Doudkin M., Kim A., Rogovsky V., Andryukhov N. Experimental study of the snow removal process by helical blade of the milling feeder. *Journal of Applied Engineering Science*. 2022. Vol. 21. P. 1-10. DOI: 10.5937/jaes0-39760.

3. Aleshkov D.S., Korchagin P.A., Teterina I.A., Hiryanov E.V. Issledovanie silovykh kharakteristik rabochego oborudovaniya rotornogo snegoochistitelya. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*. 2023.

- дарственного университета. 2023. № 3. С. 210-217. DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-03-210-217
4. Mede T., Chambon G., Nicot F., Hagenmuller P. Micromechanical investigation of snow failure under mixed-mode loading. *International Journal of Solids and Structures*. 2020. Vol. 199, P. 95-108. DOI: 10.1016/j.ijsolstr.2020.04.020
5. McClung D., Borstad C. Probabilistic size effect law for mode II fracture from critical lengths in snow slab avalanche weak layers. *Journal of Glaciology*. 2019. Vol. 65(249). P. 157-167. DOI: 10.1017/jog.2018.88
6. Шалман Д. А. Исследование рабочих органов фрезерно-роторных снегоочистителей // Строительные и дорожные машины. 1961. № 6. С. 30-33.
7. Алешков Д.С., Летопольский А.Б., Тетерина И.А. Определение параметров режущей полосы фрезы питателя снегоочистителя // Грузовик. 2024. № 10. С. 48-51. DOI: 10.36652/1684-1298-2024-10-48-51
8. Снегоочиститель с вертикальным ротором и продольным питателем. Алешков Д.С., Летопольский А.Б., Тетерина И.А., Суковин М.В. Патент на полезную модель RU 235918 U1, 17.07.2025. Заявка № 2025103236 от 14.02.2025.
9. Алешков Д.С., Летопольский А.Б., Тетерина И.А. Определение прочностных характеристик роторного снегоочистителя // Международная научно-практическая конференция им. Д.И. Менделеева, посвященная 60-летию ТИУ. Сборник статей конференции. В 3-х томах. Тюмень, 2025. С. 175-178.
10. Карюк В. М., Мальков А. В., Бойков В. Н., Суродеев А. С. Экспериментальное определение методической погрешности измерения температуры газового потока в стальной трубе с помощью накладных датчиков температуры // Экспозиция Нефть Газ. 2017. № 5(58). С. 102-104.
11. Дунаева И. В., Казаков В. М., Сладков Д. В. Влияние размещения датчика температуры на погрешность измерения температуры рабочего тела в полостях № 3. С. 210-217. DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-03-210-217 (In Russian)
4. Mede T., Chambon G., Nicot F., Hagenmuller P. Micromechanical investigation of snow failure under mixed-mode loading. *International Journal of Solids and Structures*. 2020. Vol. 199, P. 95-108. DOI: 10.1016/j.ijsolstr.2020.04.020
5. McClung D., Borstad C. Probabilistic size effect law for mode II fracture from critical lengths in snow slab avalanche weak layers. *Journal of Glaciology*. 2019. Vol. 65(249). P. 157-167. DOI: 10.1017/jog.2018.88
6. Шалман, Д. А. Исследование рабочих органов фрезерно-роторных снегоочистителей. *Stroitelnye i dorozhnye mashiny*. 1961. № 6. P. 30-33. (In Russian)
7. Aleshkov D.S., Letopol'skij A.B., Teterina I.A. Opredelenie parametrov rezhushchej polosy frezy pitatelya snegoochistitelya. *Gruzovik*. 2024. № 10. S. 48-51. DOI: 10.36652/1684-1298-2024-10-48-51 (In Russian)
8. *Snegoochistitel s vertikalnym rotorom i prodolnym pitatelem* [Snow blower with vertical rotor and longitudinal feeder]. Aleshkov D.S., Letopol'skij A.B., Teterina I.A., Sukovin M.V. Patent na poleznuyu model' RU 235918 U1, 17.07.2025. Zayavka № 2025103236 ot 14.02.2025. (In Russian)
9. Aleshkov D.S., Letopol'skij A.B., Teterina I.A. Opredelenie prochnostnyh harakteristik rortornogo snegoochistitelya. *Mezhdunarodnaya nauchno-prakticheskaya konferentsiya im. D.I. Mendeleeva, posvyashchennaya 60-letiyu TIU. Sbornik statej konferencii*. V 3-h tomah. Tyumen', 2025. P. 175-178. (In Russian)
10. Karyuk V.M., Malkov A.V., Bojkov V., Surodeev A.S. Eksperimentalnoe opredelenie metodicheskoy pogreshnosti izmereniya temperatury gazovogo potoka v stal'noj trube s pomoshchyu nakladnyh datchikov temperatury. *Ekspozitsiya Neft Gaz*. 2017. № 5(58). P. 102-104. (In Russian)
11. Dunaeva I. V., Kazakov V. M., Sladkov D. V. Vliyanie razmeshcheniya datchika temperatury na pogreshnost izmereniya temperatury rabocheho tela v polostyah mnogokamernogo eksperimentalnogo ustrojstva. *Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskie nauki*. 2018. № 11. P. 14-20. (In Russian)

многокамерного экспериментального устройства // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2018. № 11. С. 14-20.

12. Афанасьев Д. Е. Ли-Фир-су Р. П. Определение оптимального количества датчиков для измерения средней статистической температуры электрообогревателей клеточной батареи для выращивания молодняка птицы // Инновации в АПК: проблемы и перспективы. 2019. № 3(23). С. 17-23.

13. Баловнев В.И., Данилов Р.Г. Снегопогрузчики // Строительные и дорожные машины. 2020. № 1. С. 3-9.

14. Алешков Д.С., Корчагин П.А., Лепольский А.Б., Тетерина И.А. Алгоритм расчета профиля режущей полосы питателя роторного снегоочистителя // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2025. № 1. С. 9-16. DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-01-09-16

12. Afanasev D. E. Li-Fir-su R. P. Opredelenie optimalnogo kolichestva datchikov dlya izmereniya srednej statisticheskoy temperatury elektroobogrevatelej kletочноj batarei dlya vyrashchivaniya molodnyaka pticy. *Innovatsii v APK: problemy i perspektivy*. 2019. № 3(23). S. 17-23. (In Russian)

13. Balovnev V.I., Danilov R.G. Snegopogruzchiki. *Stroitelnye i dorozhnye mashiny*. 2020. № 1. P. 3-9. (In Russian)

14. Aleshkov D.S., Korchagin P.A., Lepol'skij A.B., Teterina I.A. Algoritm rascheta profilya rezhushchej polosy pitatelya rotornogo snegoochistitelya. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*. 2025. № 1. P. 9-16. DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-01-09-16 (In Russian)

УДК (УДК) 621.941

МОДЕРНИЗАЦИЯ ПРИВОДА УПРАВЛЕНИЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЕМ СУППОРТОВ  
ТОКАРНОГО СТАНКАMODERNIZATION TO THE CONTROL DRIVE FOR MOVEMENT OF LATHE  
CARRIAGESБелина Н.Н.<sup>1</sup>, Гукасян А.В.<sup>1</sup>, Белин А.А.<sup>1</sup>, Коваленко С.А.<sup>2</sup>  
Belina N.N.<sup>1</sup>, Gukasyan A.V.<sup>1</sup>, Belin A.A.<sup>1</sup>, Kovalenko S.A.<sup>2</sup><sup>1</sup> – Кубанский государственный технологический университет (Краснодар, Россия)<sup>2</sup> – «Завод ЭЛЕКТРОСЕВКАВМОНТАЖИНДУСТРИЯ» (Краснодар, Россия)<sup>1</sup> – Kuban State Technological University (Krasnodar, Russian Federation)<sup>2</sup> – ElektrosekavmontazhIndustriya Plant LLC (Krasnodar, Russian Federation)

**Аннотация.** Статья посвящена возможности доработки привода управления перемещением суппортов токарного станка, эксплуатируемого ООО «ЗЭСКИМ» г. Краснодар. Обоснована необходимость модернизации имеющегося токарного станка, проведен обзор тяжелых машиностроительных станков, предлагаемых на рынке. Показаны недостатки текущего варианта конструкции привода. Приведен вариант модернизированной кинематической схемы с указанием элементов дорабатываемого узла. Выполнен подбор дополнительного сервопривода, обеспечивающего возможность раздельного управления перемещением суппортов токарного станка. Дорабатываемый в рамках модернизации привода вал был проверен на прочность. Выполнено моделирование действующих на указанный вал нагрузок с использованием комплекса программ «SPINCH». Показано, что предложенный вариант доработки привода управления перемещением суппортов токарного станка позволит полностью автоматизировать процесс токарной обработки заготовок, в том числе выполнять обработку сложно-профильных поверхностей в автоматическом режиме

**Ключевые слова:** доработка, модернизация, привод, суппорт, токарный станок.

Дата получения статьи: 30.07.2026  
Дата принятия к публикации: 14.09.2026  
Дата публикации: 25.09.2000

**Сведения об авторах:**

**Белина Наталия Николаевна** – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры технической механики и специальных машин имени профессора А.А. Петрика, ФГБОУ ВО «Кубанский государственный технологический университет»,  
e-mail: belinann@mail.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0010-3910>

**Гукасян Александр Валерьевич** – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры технологического оборудования и систем жизнеобеспечения,

**Abstract.** The article is devoted to the possibility of refining the control drive for moving the supports of a lathe operated by ZESKMI LLC in Krasnodar. The necessity of modernizing the existing lathe is substantiated, and an overview of heavy engineering machines available on the market is provided. The shortcomings of the current design of the drive are highlighted. A modified kinematic diagram is presented, indicating the elements of the modified unit. An additional servo drive is selected to provide separate control of the lathe's support movements. The shaft being upgraded as part of the drive upgrade was tested for strength. The loads acting on the specified shaft were simulated using the SPINCH software package. It is shown that the proposed modification of the control drive for the movement of the lathe's supports will allow for complete automation of the lathe processing of workpieces, including the processing of complex-profile surfaces in an automatic mode.

**Keywords:** modification, upgrade, drive, support, lathe.

Date of manuscript reception: 30.07.2026  
Date of acceptance for publication: 14.09.2026  
Date of publication: 25.09.2000

**Authors' information:**

**Natalia N. Belina** – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department, Department of Technical Mechanics and Special Machines named after Professor A.A. Petrik, Kuban State Technological University,  
e-mail: belinann@mail.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0010-3910>

**Alexander V. Gukasyan** – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of the Department of Technological Equipment and Life Support Systems,

ФГБОУ ВО «Кубанский государственный технологический университет»,  
e-mail: [aleksandr\\_gukasyan@mail.ru](mailto:aleksandr_gukasyan@mail.ru)

**Белин Артем Андреевич** – магистрант, ФГБОУ ВО «Кубанский государственный технологический университет», e-mail: [qrack@inbox.ru](mailto:qrack@inbox.ru).

**Коваленко Сергей Александрович** – начальник производства, ООО «Завод ЭЛЕКТРОСЕВКАВМОНТАЖИНДУСТРИЯ»,  
e-mail: [s.kovalenko@zeskmi.ru](mailto:s.kovalenko@zeskmi.ru).

Kuban State Technological University,  
e-mail: [aleksandr\\_gukasyan@mail.ru](mailto:aleksandr_gukasyan@mail.ru).

**Artem A. Belin** – Master's degree courses; Kuban State Technological University, e-mail: [qrack@inbox.ru](mailto:qrack@inbox.ru).

**Sergey A. Kovalenko** – Head of Production, ELEKTROSEVKA VMONTAZHINDUSTRIYA Plant LLC, e-mail: [s.kovalenko@zeskmi.ru](mailto:s.kovalenko@zeskmi.ru).

## 1. Введение

В настоящее время на производстве находят широкое применение металлообрабатывающие станки и комплексы, однако высокая стоимость нового оборудования является фактором, затрудняющим обновление станочного парка, особенно для предприятий малого и среднего бизнеса [1]. Однако станочный парк тяжелого класса состоит в основном из морально устаревших станков производства времен СССР и применяется на немногочисленных производствах для выполнения единичных видов работ [2]. Анализ предложений по тяжелым станкам показал, что на сегодняшний день на рынке в основном представлено оборудование, изготовленное в СССР, такое как тяжелые токарные станки 1A670 1A660, 1A671Ф1-10, а также тяжелые токарные станки CRAVEN и SKODA с числовым программным управлением [2-5]. Так как механическое состояние имеющихся на производстве тяжелых станков является хорошим, экономически эффективным в условиях единичного производства видится именно модернизация имеющегося оборудования, а применение отечественных разработок в этой области способствует импортозамещению [2]. В данном контексте под модернизацией понимается комплекс инженерно-конструкторских работ для внесения изменений в существующую конструкцию станка для улучшения его эксплуатационных показателей [6]. Наиболее важная проблема современного машиностроения – это обеспечение качества изготовления деталей, которое в основном определяется точностью обработки поверхностей, размеров, соблюдения формы и т.д. [7-11]. Эти же требования предъявляются и при модернизации имеющихся на предприятиях тяжёлых станков.

Как показывает анализ источников [1, 2, 6-11] и практика, на предприятиях модернизацию тяжелых станков производят под конкретную технологическую задачу. Станки с числовым программным управлением могут обеспечить требуемое качество, однако для обработки крупногабаритных деталей в условиях единичного производства покупка таких станков нецелесообразна. Таким образом, модернизация, а также доработка конструкций имеющихся на предприятиях тяжелых станков для повышения качества деталей и сокращения времени их изготовления является актуальной задачей.

## 2. Постановка задачи

Объектом исследования является тяжелый токарный станок 1A667-FA, изображенный на рис. 1. Станок является действующим и находится в собственности ООО «ЗЭСКИ» г. Краснодар.

Данный тяжелый токарный станок модели 1A667-FA предназначен для разнообразных токарных работ по обработке крупногабаритных массивных деталей из чугуна и различных марок сталей, резцами из быстрорежущей стали или резцами со сменными пластинами из твердого сплава.

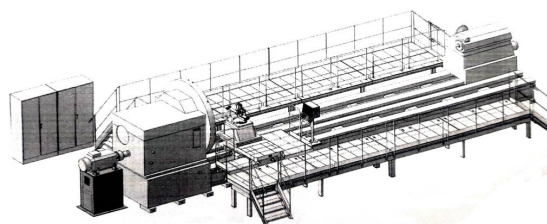


Рис. 1. Общий вид станка 1A667-FA.

На станке можно производить следующие операции:

– обточку наружных и внутренних цилиндрических поверхностей в автоматическом режиме;

– обточку наружных и внутренних конусных и сферических поверхностей в ручном режиме.

Габариты станка:

длина 19440 мм;  
ширина 4645 мм;  
высота 3280 мм;

общий вес станка с электрооборудованием 110,372 т.

Целью работы является возможность доработки привода управления перемещением суппортов.

### 3. Результаты и их анализ

В 2024 году на тяжелом токарном станке 1А667 была завершена доработка до тяжелого токарного станка 1А667-FA под управлением устройства с числовым программным управлением МАЯК-625Е, и доработанный станок был введен в эксплуатацию. Указанная доработка производилась с целью возможности выполнения таких видов работ, как навивка спиральных многослойных трубчатых теплообменников большой массы (от 7 до 15 т), а также токарных работ по обработке различных поверхностей крупногабаритных деталей с высокой точностью позиционирования токарных оправок по осям “Z”, “X” и шпинделя станка по оси “С”.

Однако, ввиду того, что доработка станка под управление УЧПУ в первую очередь делалась для целей навивки, была проведена минимальная модернизация узлов и агрегатов станка. Кинематическая схема привода приведена на рис. 2.

Как видно из рис. 2, привод продольного и поперечного перемещения суппортов станка осуществляется от общего сервопривода через коробку выбора режимов скоростей подачи.

Данный вариант управления приводами разрабатывался в первую очередь для выполнения работ по навивке трубчатых теплообменников, поэтому выполнение таких видов токарных работ, как проточка (расточка) цилиндрических поверхностей или под-

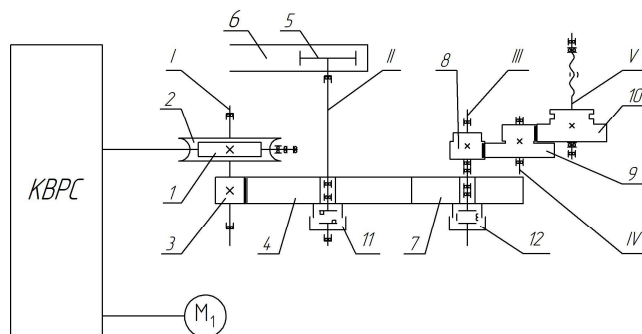


Рис. 2. Кинематическая схема привода перемещения суппортов станка 1А667-FA:

1-10 – зубчатые колеса и шестерни;

11, 12 – муфты включения; I-V – валы.

резка торцов, т.е. движение исполнительного органа (резца) в таком исполнении возможно только вдоль оси “Z” или “X”.

Для выполнения конусных или радиусных поверхностей оператору станка необходимо выполнять работы, аналогичные работам на универсальных токарных станках (например, 16К20, 1М63 и т.п.), т.е. вручную выполнять поворот верхнего продольного суппорта станка на необходимый угол и перемещение салазок резцедержателя для выполнения конусных поверхностей. Для выполнения радиусных поверхностей оператор станка применяет фасонные резцы. На данном модернизированном станке существует возможность выполнения конусных или радиусных поверхностей обрабатываемых заготовок с помощью устройства с числовым программным управлением путем поочередного включения осей станка и ступенчатого перемещения резца, однако чистота получаемой после обработки поверхности недостаточна.

Обрабатываемая деталь требует дальнейшей слесарной обработки, а управляющая программа программируется вручную, является очень громоздкой, сложной и не исключает ошибок при её составлении.

Помимо этого, указанная конструкция привода исключает автоматизацию при программировании управляющих программ, так как для управления электромуфтами включения приводов суппортов станка применяются дополнительные М-коды.

Таким образом, возникает необходимость доработки привода управления перемещения

суппортов станка для обеспечения следующих задач:

- максимальной автоматизации процесса токарной обработки заготовок, в том числе выполнения конусных и радиусных поверхностей в автоматическом режиме;
- упрощения написания управляющих программ, в том числе с применением CAD/CAM/CAE-систем.

В качестве доработки привода предлагается раздельное управление продольным и поперечным приводами перемещения суппортов станка от двух независимых сервоприводов. Выполняется демонтаж зубчатого колеса 7, электромuffты 12 и дорабатывается вал III, указанные в кинематической схеме на рисунке 1.

Кинематическая схема доработанного узла приведена на рис. 3.

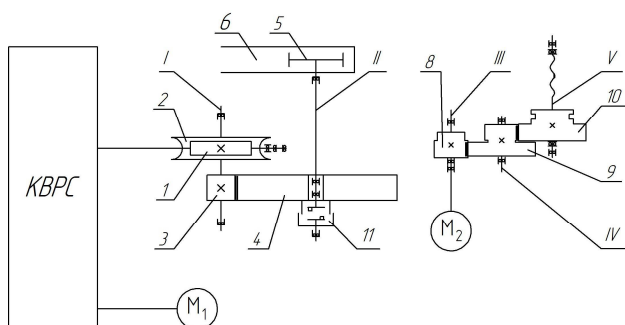


Рис. 3. Вариант доработанной кинематической схемы узла привода перемещения суппортов станка 1А667-ФА.

Как видно из приведенной кинематической схемы, на вал III предлагается установить отдельный сервопривод для управления перемещением поперечного суппорта станка, для чего необходимо выполнить доработку данного вала для возможности прямого соединения с сервоприводом через шпоночное соединение.

Доработка вала подразумевает удлинение первичной шейки вала на длину, необходимую для соединения с сервоприводом, смонтированным на внешней стороне корпуса фартука станка.

По представленной кинематической схеме модернизированного узла, с учетом действующих нагрузок, был подобран сервопривод с требуемыми техническими харак-

теристиками: мощность 5,5 кВт, крутящий момент 35 Н·м, частота вращения 1500 мин<sup>-1</sup>.

Дорабатываемый вал был проверен на прочность. Выполнено моделирование действующих на указанный вал нагрузок с использованием комплекса программ SPINCH, разработанного в МГТУ «Станкин», в соответствии с методикой [12].

Комплекс программ SPINCH служит для математического моделирования шпиндельных узлов разрабатываемых станков или улучшения характеристик имеющегося оборудования. Данный инструмент предназначен для расчета статических и динамических характеристик пространственных механических систем и основан на использовании метода конечных элементов и модального анализа применительно к упругим системам станков.

По результатам моделирования деформации вала в узловых точках по оси X находятся в пределах 2 мкм, по оси Z – в пределах 20,4 мкм, крутильная податливость вала под действием приложенных нагрузок находится в пределах  $1,52 \cdot 10^{-3}$  рад.

Максимальный и минимальный прогибы вала в соответствующих узловых точках составляют –10,8 мкм и +10,02 мкм.

Расчетный допустимый прогиб вала находится в пределах 57,8...86,8 мкм, соответственно прогиб вала не превышает расчетных допустимых значений прогиба, т.е. условие прочности вала соблюдается, следовательно, дорабатываемая конструкция привода выдержит нагрузки, возникающие в процессе работы тяжелого токарного станка.

График деформации вала по результатам моделирования приведен на рис. 4.

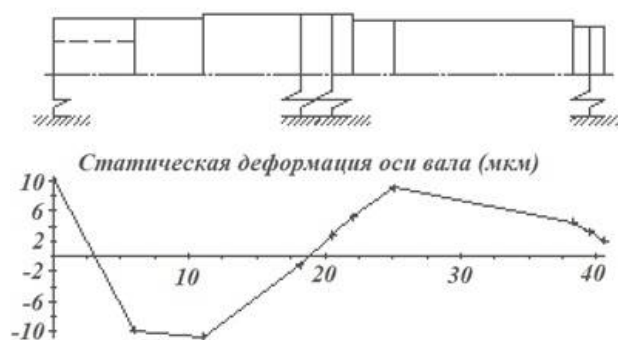


Рис. 4. График статической деформации вала

Модальные параметры, полученные в результате моделирования динамики дорабатываемого вала, представлены на рис. 5.

| НОРМАЛЬНЫЕ ФОРМЫ КОЛЕБАНИЙ |         |     |       |         |       |       |         |       |       |
|----------------------------|---------|-----|-------|---------|-------|-------|---------|-------|-------|
| СОБ. ЧАСТ. (ГЦ)            | 822.59  |     |       | 1612.48 |       |       | 1958.93 |       |       |
| МОД. КОЭФ. ДЕМП            | .011922 |     |       | .010274 |       |       | .010713 |       |       |
| УЗЕЛ N"                    | X       | Z   | FI(Y) | X       | Z     | FI(Y) | X       | Z     | FI(Y) |
| 1                          | 12.46   | .00 | .00   | .00     | -3.54 | .05   | .00     | 16.11 | -1.61 |
| 2                          | 12.54   | .00 | .00   | .00     | -3.29 | -.21  | .00     | 23.51 | -.53  |
| 3                          | 12.55   | .00 | .00   | .00     | -1.18 | -.67  | .00     | 22.35 | 1.01  |
| 4                          | 12.52   | .00 | .00   | .00     | 5.92  | -1.35 | .00     | 11.40 | 1.67  |
| 5                          | 12.53   | .00 | .00   | .00     | 9.47  | -1.59 | .00     | 7.64  | 1.45  |
| 6                          | 12.55   | .00 | .00   | .00     | 11.92 | -1.66 | .00     | 5.58  | 1.31  |
| 7                          | 12.61   | .00 | .00   | .00     | 16.56 | -1.33 | .00     | 2.14  | 1.01  |
| 8                          | 12.55   | .00 | .00   | .00     | 10.74 | 1.74  | .00     | -2.84 | -.04  |
| 9                          | 12.53   | .00 | .00   | .00     | 8.70  | 1.78  | .00     | -2.78 | -.06  |
| 10                         | 12.53   | .00 | .00   | .00     | 6.66  | 1.78  | .00     | -2.72 | -.05  |

Рис. 5. Модальные параметры моделирования вала

Основной интерес представляют радиальные колебания, собственные частоты которых равны 822 и 1958 Гц.

На рис. 6 представлен график амплитудно-частотной характеристики вала.

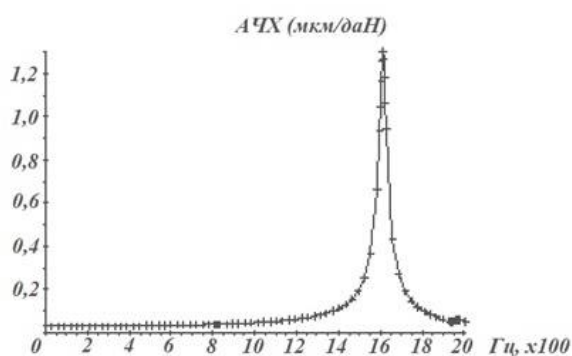


Рис. 6. График амплитудно-частотной характеристики вала

По данным рис. 6 видно, что собственные частоты радиальных деформаций 822 Гц и 1958 Гц на графике не проявляются.

Высокие (пиковые) собственные частоты 1612 Гц видны отчетливо, но на работу при-

вода при заданных нагрузках не влияют. Работа привода в составе с модернизированным валом выполняется в дорезонансном или зарезонансном режимах.

#### 4. Заключение

В работе представлен вариант модернизации привода тяжелого токарного станка 1A667-FA под управлением устройства с числовым программным управлением МА-ЯК-625Е, обеспечивающий раздельное управление продольным и поперечным приводами перемещения суппортов станка, приведена усовершенствованная кинематическая схема. При использовании комплекса программ SPINCH установлены максимальный и минимальный прогибы вала, а также расчетный допустимый прогиб вала, показано, что условие прочности для дорабатываемого вала соблюдается. Определены модальные параметры моделирования вала, а также построен и проанализирован график амплитудно-частотной характеристики, определены собственные частоты колебаний, не влияющие на работу станка.

Таким образом, предложенный вариант модернизации управления перемещением суппортов тяжелого токарного станка позволит полностью автоматизировать процесс токарной обработки заготовок, в том числе выполнять обработку сложно-профильных поверхностей в автоматическом режиме, и применять средства автоматизированного написания управляющих программ с применением CAD/CAM/CAE-систем.

#### Список литературы

1. Либерман Я.Л. Разработка системы автоматического регулирования стружкоудалением для металлорежущих станков со шнековым конвейером // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2021. № 4. С. 153-158. DOI: 10.24412/2071-6168-2021-4-153-158.

2. Платонов В.В., Майзель И.Г. Модернизация металлообрабатывающих станков с числовым программным управлением //

#### References

1. Liberman Ya.L. Development of an automatic chip removal system for metal-cutting machines with an auger conveyor. *Izvestiya of Tula State University. Technical Sciences*, 2021. No. 4. pp. 153-158. DOI: 10.24412/2071-6168-2021-4-153-158. (in Russian)

2. Platonov V.V., Mayzel I.G. Modernization of metal-working machines with numerical program control. *Bulletin of Irkutsk*

Вестник Иркутского государственного технического университета. 2019. Т. 23, № 2(145). С. 285-295. DOI 10.21285/1814-3520-2019-2-285-295.

3. Интернет-каталог товаров и услуг PromPortal.su. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://promportal.su/tags/162490/tyazheliy-tokarniy-standok/?ysclid=mq3ziup9qc195812195> (дата обращения 08.06.2026 г.)

4. Сеть региональных бизнес-порталов RegTorg.ru. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [https://www.regorg.ru/goods/tyazhlyj\\_tokarnyj\\_standok.html?ysclid=mq3zem7tb5259625599](https://www.regorg.ru/goods/tyazhlyj_tokarnyj_standok.html?ysclid=mq3zem7tb5259625599) (дата обращения 08.06.2026 г.).

5. Официальный сайт компании УРАЛ-СТАНКОСЕРВИС [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://uralstankoservice.ru/?app=catalogue&cmd=view&id=38&pid=336> (дата обращения 08.06.2026 г.).

6. Королев В.В., Петров Р.Е. Модернизация токарно-винторезного станка // Вестник НГИЭИ. 2015. № 12(55). С. 42-47.

7. Додонов В.В., Никулин Ю.В. Факторы, определяющие точность токарного станка с ЧПУ // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2006. № 7. С. 63-70.

8. Большаков Г.С., Мальков Н.И., Накашидзе Ю.Ю. Анализ жесткости токарного станка // Известия высших учебных заведений. Поволжский регион. Технические науки. 2026. № 1(77). С. 143-153. DOI 10.21685/2072-3059-2026-1-13.

9. Денисенко А.Ф., Гришин Р.Г. Оптимизация компоновки токарного станка с ЧПУ // Frontier Materials & Technologies. 2022. № 2. С. 17-27. DOI 10.18323/2782-4039-2022-2-17-27.

10. Файзиматов Ш.Н., Анвархужаев Т.Б., Тажибаев Н.З. Факторы влияющие на точность обработки на токарных станках // Scientific progress. 2021. №2. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/factory-vliyayuschie-na-tochnost-obrabotki-na-tokarnyh-stankah> (дата обращения: 24.07.2026).

11. Емельянов Н.В., Зубенко В.Л., Емельянова И.В. CAD, CAE технологии проектирования с учетом сил трения подвижных со-

† State Technical University, 2019, Vol. 23, No. 2(145), pp. 285-295. DOI: 10.21285/1814-3520-2019-2-285-295. (in Russian)

† 3. Internet catalog of goods and services PromPortal.su. Available at: <https://promportal.su/tags/162490/tyazheliy-tokarniy-standok/?ysclid=mq3ziup9qc195812195> (in Russian)

† 4. RegTorg.ru network of regional business portals. Available at: [https://www.regorg.ru/goods/tyazhlyj\\_tokarnyj\\_standok.html?ysclid=mq3zem7tb5259625599](https://www.regorg.ru/goods/tyazhlyj_tokarnyj_standok.html?ysclid=mq3zem7tb5259625599) (in Russian)

† 5. Official website of the company Ural-Stankoservice. Available at: <https://uralstankoservice.ru/?app=catalogue&cmd=view&id=38&pid=336> (in Russian)

† 6. Korolev V.V., Petrov R.E. Modernization of a Lathe. *Vestnik NGIEI*, 2015, No. 12(55), pp. 42-47. (in Russian)

† 7. Dodonov V.V., Nikulin Yu.V. Factors Determining the Precision of a CNC Lathe. *Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedeniy. Mashinostroyeniye*, 2006, No. 7, pp. 63-70.

† 8. Bolshakov G.S., Malkov N.I., Nakashidze Yu.Yu. Analysis of the Lathe Machine's Rigidity. *Izvestiya of Higher Educational Institutions. Volga Region. Technical Sciences*, 2026, No. 1(77), pp. 143-153. DOI: 10.21685/2072-3059-2026-1-13. (in Russian)

† 9. Denisenko A.F. Optimization of the Layout of a CNC Lathe. *Frontier Materials & Technologies*, 2022, No. 2, pp. 17-27. DOI: 10.18323/2782-4039-2022-2-17-27.

† 10. Fayzimatov Sh.N., Anvarkhuzhaev T.B., Tazhibaev N.Z. Factors affecting the accuracy of machining on lathes. *Scientific progress*, 2021, No. 2. Available at: <https://cyberleninka.ru/article/n/factory-vliyayuschie-na-tochnost-obrabotki-na-tokarnyh-stankah> (in Russian).

† 11. Yemelyanov N.V., Zubenkov V.L., Yemelyanova I.V. CAD, CAE design technologies based on friction forces of mobile connections of nodes of CNC lathes. *Izvestiya of the Samara Scientific Center of the Russian Academy of Sciences*, 2016, Vol. 18,

- единений узлов токарных станков с ЧПУ // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. 2016. Т. 18, № 4-2. С. 279-284.
12. Кичкарь Ю.Е., Кичкарь И.Ю. Моделирование механики систем приводов технологического оборудования. Краснодар: Изд. ФГБОУ ВО «КубГТУ», 2025. 87 с.
- † No. 4-2, pp. 279-284. (in Russian)  
† 12. Kichkar Yu.E., Kichkar I.Yu. Model-  
† ing of the Mechanics of the Drive Systems of  
† Technological Equipment. Krasnodar,  
† KubSTU Publishing House, 2025. 87 p. (in  
† Russian)  
†

УДК (UDC) 532.529

## МОДЕЛЬ ДИСПЕРСНОГО ПОТОКА ДЛЯ ЩЕТОЧНОГО РАЗБРАСЫВАТЕЛЯ

## DISPERSED FLOW MODEL FOR A BRUSH DISPENSER

Ватагин А.А.<sup>1</sup>, Лебедев А.Е.<sup>1</sup>, Холодкова А.И.<sup>2</sup>, Гуданов И.С.<sup>1</sup>, Долгин Д.С.<sup>1</sup>  
Vatagin A.A.<sup>1</sup>, Lebedev A.E.<sup>1</sup>, Kholodkova A.I.<sup>2</sup>, Gudanov I.S.<sup>1</sup>, Dolgin D.S.<sup>1</sup><sup>1</sup>Ярославский государственный технический университет (Ярославль, Россия)<sup>2</sup>Ярославское высшее военное училище противовоздушной обороны имени Маршала Советского Союза  
Л.А. Говорова (Ярославль, Россия)<sup>1</sup>Yaroslavl State Technical University (Yaroslavl, Russian Federation)<sup>2</sup>Yaroslavl Higher Military School of Air Defense named after Marshal of the Soviet Union L.A. Govorov  
(Yaroslavl, Russian Federation)

**Аннотация.** В статье представлена математическая модель процесса разбрасывания сыпучих материалов щеточным разбрасывателем, который может быть использован в составе смесительных устройств для уменьшения сегрегации смеси. Особенностью конструкции разбрасывателя является наличие эластичных элементов разной длины, расположенных рядами и чередующимися в окружном направлении барабана. Это оказывает положительное влияние на основные параметры распределения создаваемого потока, такие как его форма и структура. При моделировании учтено расширение потока в двух взаимно перпендикулярных плоскостях. Получены аналитические выражения для описания распределения числа частиц по высоте и ширине потока. Проведен анализ влияния основных параметров разбрасывающего агрегата, в частности, скорости вращения, на форму кривых распределения частиц. При математическом моделировании был использован стохастический подход в силу наличия большого количества случайных факторов, оказывающих влияние на движение частиц в потоке. Полученный математический аппарат и зависимости могут быть полезны при проектировании и модернизации смесительного оборудования, предназначенного для работы с сыпучими средами.

**Ключевые слова:** математическое моделирование, сегрегация, щеточный разбрасыватель, дисперсный поток, сыпучая среда.

Дата получения статьи: 02.06.2026  
Дата принятия к публикации: 17.08.2026  
Дата публикации: 25.09.2026

**Сведения об авторах:**

**Ватагин Александр Александрович** – кандидат технических наук, доцент кафедры «Технологические машины и оборудование», ФГБОУ ВО «Ярославский государственный технический университет», e-mail: vataginaa@ystu.ru.  
ORCID: 0000-0002-2954-9932

**Abstract.** The article presents an innovative design of a brush spreader that can be used to reduce segregation during the mixing of bulk materials. Segregation leads to an uneven distribution of particles based on their size, which is a problem in agriculture, road construction, and industry. The design features elastic spreader elements arranged in rows and alternating in the circumferential direction of the drum. This arrangement has a positive effect on the main parameters, such as the shape and structure of the resulting dispersed flow. For the presented model, a mathematical description of the shape of the expanding flow in two mutually perpendicular planes is provided. Calculation schemes are presented. Expressions are obtained to describe the flow of particle distribution in height and width. The influence of the main parameters of the unit, particularly the rotational speed, on the shape of the particle distribution curves is analyzed. The dependence of the distribution of particle numbers by scattering angles on the rotational speed of the brush spreader is established. In mathematical modeling, a stochastic approach was used due to the presence of a large number of random factors that affect the movement of particles in the flow. The resulting mathematical apparatus and dependencies can be useful in the design and modernization of equipment designed for working with loose media.

**Keywords:** mathematical modeling, segregation, brush spreader, dispersed flow, and loose medium.

Date of manuscript reception: 02.06.2026  
Date of acceptance for publication: 17.08.2026  
Date of publication: 25.09.2026

**Authors' information:**

**Aleksandr A. Vatagin** – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department "Technological machines and equipment", Yaroslavl State Technical University, e-mail: vataginaa@ystu.ru.  
ORCID: 0000-0002-2954-9932

**Лебедев Антон Евгеньевич** – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Технологические машины и оборудование», ФГБОУ ВО «Ярославский государственный технический университет», e-mail: lae4444@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-0856-3209

**Холодкова Александра Ивановна** – преподаватель кафедры математики, ФГКВУ ВО «Ярославское высшее военное училище противовоздушной обороны имени Маршала Советского Союза Л.А. Говорова», e-mail: holodkovaa@list.ru.

ORCID: 0009-0001-7373-5265

**Гуданов Илья Сергеевич** – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Технологические машины и оборудование», ФГБОУ ВО «Ярославский государственный технический университет», e-mail: gudanovis@ystu.ru.

ORCID: 0009-0002-8505-9548

**Долгин Дмитрий Сергеевич** – кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Технологические машины и оборудование», ФГБОУ ВО «Ярославский государственный технический университет», e-mail: dolginds@ystu.ru.

ORCID: 0000-0001-5179-3854

**Anton E. Lebedev** – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of the Department “Technological machines and equipment”, Yaroslavl State Technical University, lae4444@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-0856-3209

**Aleksandra I. Kholodkova** – Teacher of the Department of Mathematics, Yaroslavl Higher Military School of Air Defense named after Marshal of the Soviet Union L.A. Govorov, e-mail: holodkovaa@list.ru.

ORCID: 0009-0001-7373-5265

**Ilya S. Gudanov** – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department of “Technological machines and equipment”, Yaroslavl State Technical University, e-mail: gudanovis@ystu.ru.

ORCID: 0009-0002-8505-9548

**Dmitry S. Dolgin** – Candidate of Technical Sciences, Senior lecturer of the Department “Technological machines and equipment”, Yaroslavl State Technical University, e-mail: dolginds@ystu.ru.

ORCID: 0000-0001-5179-3854

## 1. Введение

Важной задачей во многих отраслях промышленности, а также сельском и коммунальном хозяйстве является соблюдение баланса между эффективностью технологического процесса и его энергозатратностью. Одним из распространенных процессов, встречающимся во многих сферах жизни является формирование дисперсных потоков сыпучих сред, осуществляемых методом разбрасывания. Примером служит применение в сельском хозяйстве – разбрасывание семян и удобрений, в промышленности – смешение и измельчение в дисперсном состоянии, в коммунальной службе для обработки дороги реагентами [1].

Существует довольно широкое разнообразие применяемых методов перевода материалов в дисперсное состояние, таких как центробежный, пневматический, гравитационный и другие [2]. При этом у большинства методов получения потоков имеется ряд недостатков, главными из которых являются хаотичность распределения частиц в потоке и сложность управления структурой потока. Наличие данных недостатков значительно влияет на конечный результат, а также приводит к перерасходам разбрасываемого ма-

териала, что сказывается на эффективности всего технологического процесса.

Одним из перспективных вариантов решения этих проблем является использование щеточных разбрасывателей, которые способны при относительно невысоких энергозатратах обеспечить требуемые параметры распределения частиц в потоке при разбрасывании сыпучих сред.

## 2. Постановка задачи

При проведении анализа имеющихся щеточных разбрасывателей с эластичными элементами [3-5] были выявлены такие недостатки как сложность конструкции, неравномерность распределения частиц по объему и сложность управления формой и структурой потока. Отмечено также отсутствие математических моделей, описывающих структуру расширяющегося потока в двух взаимно перпендикулярных областях. Это также приводит к возникновению погрешности при создании инженерных методик расчета промышленных разбрасывателей и машин на их основе.

Целью данного исследования является разработка новой конструкции щеточного разбрасывателя, позволяющего создавать расширяющиеся потоки с возможностью

управления их формой и структурой, а также составление математической модели для их описания.

На рис. 1 представлена конструктивная схема нового щёточного разбрасывателя, имеющего два типа гибких эластичных элементов: короткие и длинные по 10 штук, чередующиеся в окружном направлении [6].

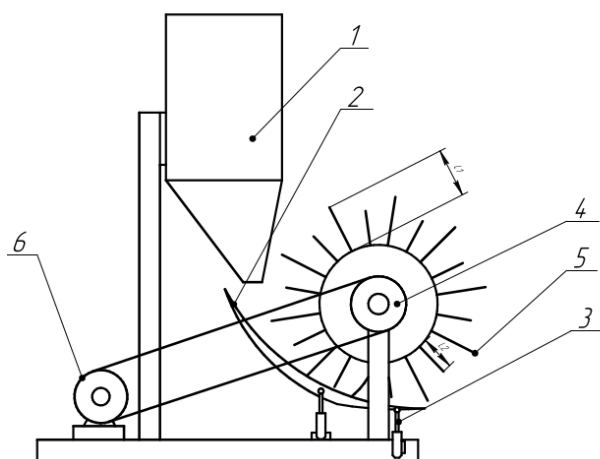


Рис. 1. Щёточный разбрасыватель

Работа разбрасывателя осуществляется следующим образом. Из устройства загрузки 1 сыпучий материал поступает на направляющую поверхность 2, установленную на опорах 3, где происходит его захват радиальными эластичными элементами 5, которые расположены на вращающемся от привода 6, барабане 4. При этом формируется расширяющийся поток. Процесс воздействия на форму и структуру потока в данном аппарате может быть осуществлен за счет изменения угловой скорости и расстояния между осью барабана 4 и направляющей поверхности, 2 при котором происходит деформация эластичных элементов 5.

Как показывают результаты проведенных опытов при разбрасывании сыпучих сред, образованный дисперсный поток имеет объемное расширение (по ширине и высоте). Стоит отметить, что по высоте сечение потока имеет форму треугольника, расширяющегося от распылителя рис. 2. В сечении по ширине расширение потока присутствует по краям, при этом в центральной части можно наблюдать его равномерную структуру рис. 3.

Вследствие того, что формируемый поток твердых частиц в рабочей зоне имеет форму расширяющейся струи, наиболее целесообразно для математического описания его структуры в качестве параметра использовать его угловую координату (угол рассеивания  $\varphi$ ).

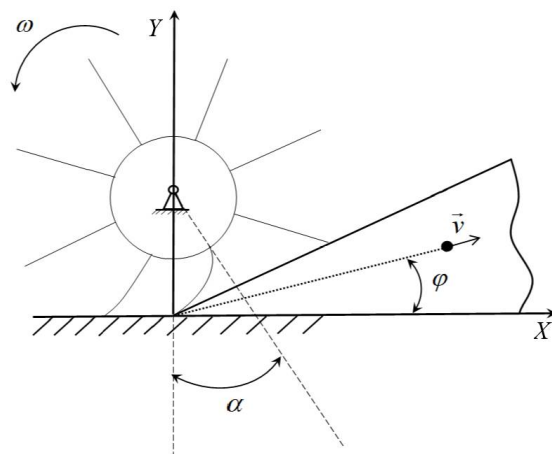


Рис. 2. Расчётная схема сечения потока по высоте

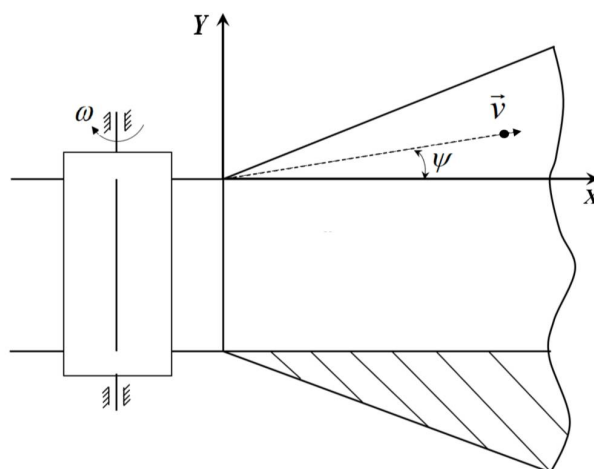


Рис. 3. Расчётная схема сечения потока по ширине

На рис. 2 приведена схема сечения потока по высоте, используемая для процесса формирования разреженного потока, где  $\alpha$  – угол отрыва лопасти от ленты, а  $\varphi$  – угол рассеивания по высоте.

На рис. 3 приведена схема сечения потока по ширине, где  $\psi$  – угол рассеивания по ширине.

### 3. Описание формы потока по высоте

Из-за сложности процесса разбрасывания предлагается взять за основу вероятностный подход [7]. Воспользуемся расчётной схемой рис. 2. В этом случае совокупность членов фазового пространства содержит комбинацию двух компонент скорости элемента потока  $v$ , и его размера  $D$  [8 - 10]:

$$d\Gamma = dv_x dv_y dD. \quad (1)$$

С целью удобства представления введем безразмерные обозначения:

$$D = \frac{D}{D_0}, \quad w = \frac{v}{v_0}, \quad \Phi = \frac{\varphi}{\varphi_0}, \quad (2)$$

где  $D_0$  – наибольший размер частиц, определяемый опытным путем  $v_0$  – окружная скорость конца эластичного элемента,  $\varphi_0$  – максимальный угол рассеивания потока.

Распределение количества частиц  $dN$  формируемого разреженного потока в элементе фазового объема согласно [8] может быть представлено формулой:

$$dN = A \cdot e^{-\frac{E}{E_0}} d\Gamma, \quad (3)$$

где  $E_0$  – энергетическая константа;  $A$  – второй параметр распределения, определяемый из условия нормировки.

Энергия частицы  $E$  имеет стохастический характер и в контексте данной задачи представляет собой сумму кинетической энергии, полученной частицами от вращательного движения барабана, кинетической энергии, сообщаемой эластичными элементами в процессе распрямления и энергии, связанной с взаимодействием частицы со слоем материала. Таким образом получим выражение:

$$E = E_k + E_u + E_d. \quad (4)$$

Рассмотрим каждое слагаемое выражения (4). Кинетическая энергия частицы имеет вид:

$$E_k = \frac{mv^2}{2}, \quad (5)$$

где  $v$  – скорости элемента потока,  $m$  – масса вещества.

Энергия упругого взаимодействия пропорциональна углу отклонения эластичного

элемента от положения равновесия [11], таким образом:

$$E_u = \frac{k(\varphi - \alpha)^2}{2}, \quad (6)$$

Энергия, возникающая при взаимодействии частиц со слоем материала, имеет вид:

$$E_d = m \cdot g \cdot \mu \cdot \varphi \cdot h, \quad (7)$$

где  $\mu$  – коэффициент трения,  $h$  – толщина слоя на направляющей поверхности.

Тогда выражение (4) с учетом (5)-(7) примет вид:

$$E = \frac{mv^2}{2} + \frac{k(\varphi - \alpha)^2}{2} + m \cdot g \cdot \mu \cdot \varphi \cdot h, \quad (8)$$

в безразмерном представлении (8) можно представить как:

$$E = \frac{P \cdot w^2 \cdot v_0^2}{12} + \frac{k(\Phi \cdot \varphi_0 - \alpha)^2}{2} + \frac{5P \cdot \mu \cdot h \cdot \Phi \cdot \varphi_0}{3}, \quad (9)$$

где

$$P = \pi \cdot D^3 \cdot D_0^3. \quad (10)$$

Таким образом, преобразуя (9) получим дифференциальную функцию распределения частиц материала по углам рассеивания:

$$f_1(\varphi) = u_0 \cdot u_2 \left( e^{M(w_{\min})} - e^{M(w_{\max})} \right), \quad (11)$$

где

$$M(w) = \frac{u_3 - u_1 \cdot w^2}{12E_0}. \quad (12)$$

Величины  $u_0 - u_3$  определим по формулам:

$$\begin{aligned} u_0 &= 6E_0 \cdot A(D_{\max} - D_{\min}), \\ u_1 &= \pi \cdot D_0^3 \cdot \rho \cdot v_0^2, \\ u_2 &= \frac{1}{N \cdot D_0^2 \cdot \pi \cdot \rho}, \\ u_3 &= 6k \cdot \Phi^2 \varphi_0^2 + 12k \cdot \Phi \cdot \varphi_0 \cdot \alpha + 6k \cdot \alpha^2 + \\ &\quad + 20\pi \cdot D_0^3 \cdot \mu \cdot h \cdot \rho \cdot \Phi \cdot \varphi_0. \end{aligned} \quad (13)$$

Найдем  $E_0$  и  $A$  из условия нормировки:

$$N = \int_{\Gamma} dN, \quad (14)$$

где  $N$  – число частиц потока.

Уравнение энергетического баланса:

$$E_L = E_p, \quad (15)$$

где  $E_L$  – энергия частиц, движущихся в потоке,  $E_p$  – энергия потока.

Тогда уравнение (15) примет вид:

$$E_L = \sum_1^N \frac{m_v \cdot v^2}{2}, E_p = \int_{\Gamma} E dN. \quad (16)$$

Из формулы (15) используя выражения (16) найдем отношение  $N/A$ :

$$\frac{N}{A} = \frac{\sqrt{2} \cdot \varphi_0 \cdot \sqrt{k \cdot E_0^{-1}}}{\sqrt{\pi} \cdot v_0 \cdot w \cdot D \cdot \operatorname{erf} \left[ \frac{k \cdot (\Phi \cdot \varphi_0 - \alpha)}{\sqrt{2} \cdot E_0 \sqrt{k \cdot E_0^{-1}}} \right]}. \quad (17)$$

Решая уравнение (16) относительно  $E_0$  получим:

$$E_0 = \frac{-z_1}{2 \ln \left[ \frac{576}{A \cdot D \cdot v_0 \cdot w^2 \cdot (z_2 + z_3 + 144z_1)} \right]}, \quad (18)$$

где

$$\begin{aligned} z_1 &= k \cdot (\Phi^2 \cdot \varphi_0^2 - 2\Phi \cdot \varphi_0 \cdot \alpha + \alpha^2), \\ z_2 &= 120D_0^3 \cdot D^3 \cdot \Phi \cdot \pi \cdot \mu \cdot h \cdot \rho \cdot \varphi_0, \\ z_3 &= D_0^3 \cdot D^3 \cdot \Phi \cdot \rho \cdot v_0^2 \cdot w^2. \end{aligned} \quad (19)$$

Для нахождения  $E_0$  подставим отношение  $N/A$  в уравнение (18), затем из уравнения (17) определим  $A$ .

#### 4. Описание формы потока по ширине

Вследствие схожего механизма формирования расширяющегося дисперсного потока по высоте и ширине, воспользуемся теми же рассуждениями. В качестве параметра будем использовать угловую координату (угол рассеивания  $\Psi$ ) рис. 3.

Из (1), математическое описание осуществим относительно модуля скорости  $v_1$  и продольного угла рассеивания  $\Psi$ . Тогда фазовый элемент будет иметь вид:

$$d\Gamma' = dv_x dv_y dD. \quad (20)$$

Введем безразмерный параметр:

$$\Psi = \frac{\psi}{\psi_0}. \quad (21)$$

С учетом (20), выражение (3) примет вид:

$$dN' = A' \cdot e^{-\frac{E'}{E_0}} d\Gamma', \quad (22)$$

где  $A'$  – нормировочная постоянная;  $E'_0$  – энергетическая константа;  $E'$  – стохастическая энергия частицы.

Стохастическую энергию  $E'$  целесообразно представить в виде только составляющей (энергии поперечного расширения частиц), которая оказывает результирующее влияние на распределение частиц при моделировании потока в продольном сечении:

$$E' = \frac{m(v_x \cdot \operatorname{tg} \psi)^2}{2}. \quad (23)$$

Тогда получим дифференциальную функцию распределения частиц движущегося потока по углам рассеивания:

$$f_2(\psi) = \frac{6E' \cdot A' \cdot \Delta D \cdot (e^{Q(w_{\min})} - e^{Q(w_{\max})})}{\pi \cdot N \cdot D_0^3 \cdot \rho \cdot \operatorname{tg}(\Psi \cdot \psi_0)^2}, \quad (24)$$

где

$$\Delta D = D_{\max} - D_{\min},$$

$$Q(w) = \frac{-\pi \cdot D_0^3 \cdot \rho \cdot v_0^2 \cdot w^2 \cdot \operatorname{tg}(\Psi \psi_0)^2}{12E'_0}. \quad (25)$$

Таким образом (24) и (25) позволяют описать распределение частиц дисперсного потока по ширине.

Воспользуемся условием нормировки (15) и определим  $A'$ :

$$A' = \frac{N}{D \cdot H \left[ \left( \frac{1}{3}, \frac{1}{2} \right), \left( \frac{4}{3}, \frac{3}{2} \right), p_1 \right] \cdot \Psi \cdot \psi_0 \cdot w}, \quad (26)$$

где:  $H$  – гипергеометрическая функция;

$$p_1 = \frac{-\pi \cdot D^3 \cdot D_0^3 \cdot \rho \cdot v_0^2 \cdot w^2 \cdot \operatorname{tg}(\psi_0)^2}{12E'_0}. \quad (27)$$

Энергетический параметр  $E'_0$  найдем из равенства

$$dN = dN'. \quad (28)$$

Тогда

$$E'_0 = \frac{p_2}{p_3 + p_4 + 6\alpha^2 \cdot k - 12 \ln \left( \frac{A}{A'} \right) \cdot E_0}, \quad (29)$$

где

$$\begin{aligned} p_2 &= \pi \cdot D_0^3 \cdot \rho \cdot v_0^2 \cdot w^2 \cdot \operatorname{tg}(\Psi \psi_0)^2 \cdot E_0, \\ p_3 &= \pi \cdot D_0^3 \cdot \rho \cdot (20\mu \cdot h \cdot \Phi \cdot \varphi_0 + w^2 \cdot v_0^2), \end{aligned} \quad (30)$$

$$p_4 = 6\Phi \cdot \varphi_0 \cdot k \cdot (\Phi \cdot \varphi_0 - 2\alpha).$$

Таким образом  $A'$  найдем из выражения (26) и  $E'_0$  из (29).

## 5. Результаты исследования

Для изучения влияния частоты вращения щёточного разбрасывателя на распределения частиц по углам рассеивания (по высоте и ширине) построим и проанализируем графики. Характеристики используемого разбрасывателя представлены в табл. 1.

Табл. 1. Характеристики разбрасывателя

|                                                      |     |
|------------------------------------------------------|-----|
| Диаметр барабана, мм                                 | 50  |
| Ширина барабана распылителя, мм                      | 100 |
| Длина больших эластичных органов L1, мм              | 30  |
| Длина меньших эластичных органов L2, мм              | 20  |
| Расход жидкости, литр/ мин                           | 2   |
| Угол $\alpha$ для больших эластичных органов, градус | 41  |
| Угол $\alpha$ для меньших эластичных органов, градус | 33  |
| Количество эластичных элементов                      | 20  |

На рис. 4 представлены кривые, отражающие влияние частоты вращения щёточного разбрасывателя на распределение частиц по углам рассеивания по высоте. Для построения графиков использовались выражения (11) - (13).

Построения выполнены при следующих параметрах:  $E_0 = 0,1378$ ;  $N/A = 0,826$ ;  $\mu = 0,1$ ;  $h = 2$  мм. Изменение частоты вращения разбрасывателя производилось в пределах 2100 – 3500 оборотов в минуту.

Из рис. 4 видно, что с ростом частоты вращения разбрасывателя кривая функции  $f(\Phi)$  становится более полой. Это связано с тем, что поток частиц становится более разреженным, но при этом происходит увеличение высоты потока.

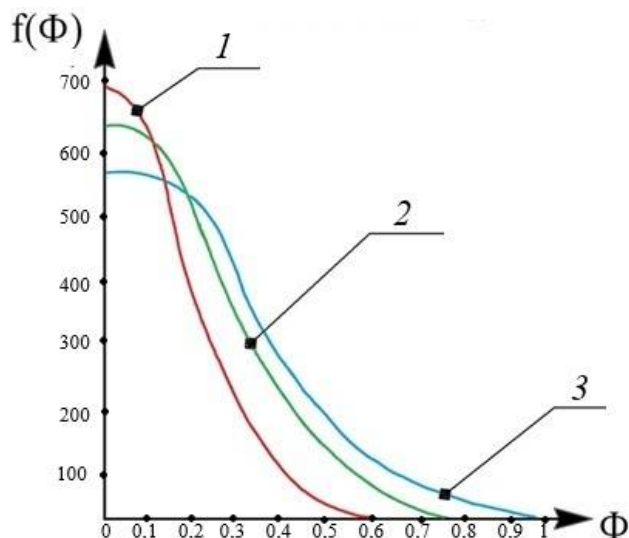


Рис. 4. Влияние частоты вращения разбрасывателя на форму кривых распределения:

1.  $n = 2100 \pm 100$  об/мин;
2.  $n = 2600 \pm 100$  об/мин;
3.  $n = 3500 \pm 100$  об/мин.

На рис. 5 представлены дифференциальные кривые распределения числа частиц по углам рассеивания  $\Psi$  (24).

Построения выполнены при следующих параметрах:  $E'_0 = 0,128$  и  $N/A' = 0,036$ . Изменение частоты вращения разбрасывателя производилось в тех же пределах, что и рис. 4, 2100 – 3500 оборотов в минуту.

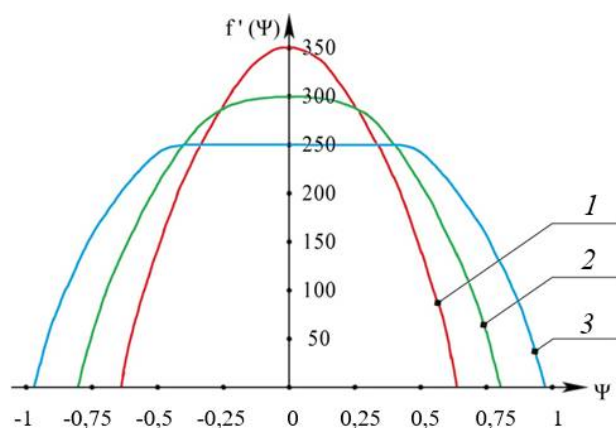


Рис. 5. Дифференциальные кривые распределения частиц по углам рассеивания:

1.  $n = 2100 \pm 100$  об/мин;
2.  $n = 2600 \pm 100$  об/мин;
3.  $n = 3500 \pm 100$  об/мин.

При уменьшении частоты вращения кривая становится более полой, а горизонтальная площадка уменьшается.

## 6. Обсуждение и выводы

Для новой конструкции щеточного разбрасывателя получены дифференциальные функции распределения частиц потока по углам рассеивания по высоте и ширине, которые могут лечь в основу методов расчета аппаратов, использующих данные разбрасывателя.

Для определения влияния частоты вращения разбрасывателя на параметры расширение потока в двух плоскостях проведены расчеты для различных частот ( $2100 \pm 100$ ,  $2600 \pm 100$ ,  $3500 \pm 100$ ) оборотов в минуту.

## Список литературы

1. Кокунова И.В., Григорьева В.А. Распределительные системы современных разбрасывателей минеральных удобрений // Актуальные проблемы науки в области АПК: материалы региональной научно-практической конференции, Великие Луки, 14 октября 2021 года. Великие Луки. Великолукская государственная сельскохозяйственная академия, 2021. С. 36-40.
2. Кафаров В.В., Дорохов И.Н., Арутюнов С.Ю. Системный анализ процессов химической технологии: измельчение и смешение. Москва: Издательство Юрайт, 2023. 440 с.
3. Устройство разбрасывания песка / Г.Л. Багич. – Патент РФ на изобретение № 2621545. Заявл. 24.02.2016, № 2016106318. Оpubл. 06.06.2017. Бюл. № 16.
4. Рабочий орган центробежного разбрасывателя удобрений / В.А. Безик, Д.А. Безик, В.В. Кузнецов, Н.А. Лаптева. – Патент РФ на полезную модель № 219499. Заявл. 13.03.2023, № 2023105813. Оpubл. 20.07.2023. Бюл. № 20.
5. Устройство для загрузки катализаторов и адсорбентов / О.В. Левин. – Патент РФ на полезную модель № 185760. Заявл. 19.09.2017, № 2018124673. Оpubл. 19.12.2018. Бюл. № 35.
6. Щеточный распылитель жидкости /

В результате проведенной работы установлено:

1. Увеличение высоты потока происходит при увеличении частоты вращения разбрасывателя. Скорости частиц при этом увеличиваются, в том числе, за счет деформации (распрямления) эластичных элементов, обуславливая наибольшее отклонение.
2. Рост частоты вращения приводит к появлению горизонтальной площадки и расширению кривой распределения.
3. Результаты проведенного исследования позволят на этапе проектирования учитывать расширение дисперсного потока по высоте и ширине. А также, вносить изменения и подбирать режимы работы у уже имеющихся конструкций.

## References

1. Kokunova I.V., Grigoreva V.A. Distribution systems of modern mineral fertilizer spreaders. *Aktualnye problemy nauki v oblasti APK: materialy regionalnoi nauchno-prakticheskoi konferentsii, Velikie Luki, 14 oktiabria 2021 goda*. Velikie Luki, Velikolukskaia gosudarstvennaia selskokhoziaistvennaia akademiia, 2021. pp. 36-40. (In Russian).
2. Kafarov V.V., Dorokhov I.N., Arutiunov S.Iu. System analysis of chemical technology processes: grinding and mixing. Moskva: Izdatelstvo Yurait, 2023. 440 p. (In Russian).
3. Patent RU 2621545. *Ustroistvo razbrasvaniia peska* [Sand spreading device]. Bagich G.L. Declared 24.02.2016. Published 06.06.2017. (In Russian).
4. Patent RU 219499. *Rabochij organ centrobezhnogo razbrasiva-telya udobrenij* [The working part of a centrifugal fertilizer spreader]. Bezik V.A., Bezik D.A., Kuznetsov V.V., Lapteva N.A. Declared 13.03.2023. Published 20.07.2023. (In Russian).
5. Patent RU 185760. *Ustrojstvo dlya zagruzki katalizatorov i adsorbentov* [Device for loading catalysts and adsorbents]. Levin O.V. Declared 19.09.2017. Published 19.12.2018. (In Russian).
6. Patent RU 2553867 C1. *Shchetochnyj raspysitel zhidkosti* [Brush Liquid Sprayer].

А.И. Зайцев, А.Е. Лебедев, В.В. Власов, И.О. Кузьмин, А.А. Павлов. – Патент РФ на изобретение № 2553867 С1. Заявл. 20.11.2013, № 2013151710/05. Оpubл. 20.06.2015. Бюл. № 17.

7. Ряжских В.Н., Никанорова О.Ю. Расчет проточного аппарата идеального смешения с застойными зонами // Химия и химическая технология. 1994. Т. 33. С. 111-116.

8. Суханов А.С. Совершенствование процесса измельчения материалов в мельнице центробежно-ударного типа: дис. ... канд. техн. наук. Ярославль, 2014. 134 с.

9. Шеронина И.С. Моделирование процесса струйного смешивания сыпучих материалов в новых аппаратах центробежного типа: дис. ... канд. техн. наук. Ярославль, 2013. 146 с.

10. Ватагин А.А. Совершенствование процессов смешивания сыпучих сред, склонных к сегрегации, в аппаратах с подвижной лентой: дис. ... канд. техн. наук. Ярославль, 2022. 121 с.

11. Лебедев А.Е., Зайцев А.И., А.Б. Капранова, Кузьмин И.О. Математическая модель механики движения сыпучих материалов в разреженных потоках аппаратов с эластичными рабочими элементами // Изв. ВУЗов. Химия и химическая технология. 2012. Т. 52. Вып. 5. С. 111-113.

Zaitsev A.I., Lebedev A.E., Vlasov V.V., Kuzmin I.O., Pavlov A.A. Declared 20.11.2013. Published 20.06.2015. (In Russian).

7. Riazhsikh V.N., Nikanorova O.Iu. Calculation of a flow apparatus for ideal mixing with stagnant zones. *Himiya i himicheskaya tekhnologiya*, 1994. Vol. 33. pp. 111-116. (In Russian).

8. Sukhanov A.S. Improving the process of grinding materials in a centrifugal-impact mill. Diss. Cand. Sci. (Engineering). Yaroslavl. 2014. 145 p. (In Russian).

9. Sheronina I.S. Modeling the process of jet mixing of bulk materials in new centrifugal-type apparatuses. Diss. Cand. Sci. (Engineering). Yaroslavl. 2013. 146 p. (In Russian).

10. Vatagin A.A. Improvement of mixing processes for segregation-prone bulk media in apparatus with a moving belt. Diss. Cand. Sci. (Engineering). Yaroslavl. 2022. 121 p. (In Russian).

11. Lebedev A.E., Zaitsev A.I., A.B. Kapranova, Kuzmin I.O. Mathematical model of the mechanics of bulk materials movement in sparse flows of devices with elastic working elements. *Izv. VUZov. Himiya i himicheskaya tekhnologiya*, 2012. Vol. 52. No.5, pp. 111-113. (In Russian).

УДК (УДК) 621.86/.87

СНИЖЕНИЕ ПОДАТЛИВОСТИ КОНСТРУКЦИЙ ЗА СЧЕТ ВАРЬИРОВАНИЯ  
ПОЛОЖЕНИЙ ГРАНИЧНЫХ УСЛОВИЙ В ЗАДАЧАХ ТОПОЛОГИЧЕСКОЙ  
ОПТИМИЗАЦИИREDUCING STRUCTURAL COMPLIANCE BY VARYING BOUNDARY CONDITIONS  
POSITIONS IN TOPOLOGY OPTIMIZATION PROBLEMSГнездилов С.Г.  
Gnezdilov S.G.Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана (Москва, Россия)  
Национальный исследовательский университет «Московский энергетический институт» (Москва, Россия)  
Bauman Moscow State Technical University (Moscow, Russian Federation)  
National Research University "Moscow Power Engineering Institute" (Moscow, Russian Federation)

**Аннотация.** В работе исследуется влияние рационального смещения граничных условий на результаты топологической оптимизации конструкций. Показано, что традиционный подход, предполагающий фиксированное положение нагрузок и опор, может не учитывать существенный потенциал для улучшения критерия оптимальности (минимума податливости). Предложена методика, основанная на определении допустимых траекторий смещения граничных условий вдоль линий действия равнодействующих сил с сохранением статической эквивалентности системы. Для каждого условия вводится ограниченная зона смещения, что позволяет сохранить кинематическую согласованность механизма. Метод реализован с использованием алгоритма SIMP (TopOpt-2D) для двумерной задачи, включающей сосредоточенные силы и шарнирные опоры. Результаты численного моделирования демонстрируют, что даже малое перемещение одного граничного условия в рамках заданной траектории позволяет снизить податливость оптимизированной топологии на 15–29% при неизменном объеме материала. Сравнение полученных топологий подтверждает их соответствие направлениям смещений. Сделан вывод о высокой эффективности предварительного уточнения положений граничных условий на ранних этапах проектирования. Развитие метода в направлении учета динамических нагрузок и автоматизации выбора положений представляется актуальной задачей для дальнейших исследований.

**Ключевые слова:** смещение опор и нагрузок, метод SIMP, податливость конструкции, рациональное проектирование.

Дата получения статьи: 25.03.2026  
Дата принятия к публикации: 10.05.2026  
Дата публикации: 25.09.2026

**Abstract.** The paper investigates the influence of rational displacement of boundary conditions on the results of topological optimization of structures. It is shown that the traditional approach, which assumes a fixed position of loads and supports, may not consider a significant potential for improving the optimality criterion (minimization of compliance). A methodology is proposed, based on determining admissible displacement trajectories for boundary conditions along the lines of action of resultant forces while maintaining static equivalence of the system. A limited displacement zone is introduced for each condition, ensuring kinematic consistency of the mechanism. The method is implemented using the SIMP algorithm (TopOpt-2D) for a two-dimensional problem involving concentrated forces and hinged supports. The results of numerical simulation demonstrate that even a slight displacement of a single boundary condition within a given trajectory can reduce the compliance of the optimized topology by 15–29% while keeping the material volume constant. Comparison of the obtained topologies confirms their alignment with the displacement directions. It is concluded that preliminary refinement of boundary condition positions in the early design stages is highly effective. Further development of the method towards accounting for dynamic loads and automating the selection of positions is identified as a relevant task for future research.

**Keywords:** displacement of supports and loads, SIMP method, structural compliance, rational design.

Date of manuscript reception: 25.03.2026  
Date of acceptance for publication: 10.05.2026  
Date of publication: 25.09.2026

**Сведения об авторе:**

**Гнездилов Сергей Геннадьевич** – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Подъемно-транспортные системы» Московского государственного технического университета им. Н. Э. Баумана; доцент кафедры робототехники, мехатроники, динамики и прочности машин Национального исследовательского университета «Московский энергетический институт», e-mail: gnezdilov@bmstu.ru.  
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3215-3840>

**Author' information:**

**Sergey G. Gnezdilov** – PhD in Engineering, Associate Professor, Associate Professor of Department of Hoisting and Conveying Systems, Bauman Moscow State Technical University, Associate Professor of Department of Robotics, Mechatronics, Dynamics and Machine Strength, National Research University "Moscow Power Engineering Institute",  
e-mail: gnezdilov@bmstu.ru.  
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3215-3840>

**1. Введение**

Для реализации задач рационального проектирования деталей и узлов широко применяются средства топологической оптимизации, в рамках которой для определенного набора граничных условий (нагрузки, опоры и др.) с учетом различных производственных и технологических ограничений в соответствии с критерием оптимальности (как правило, минимум податливости) формируется топология (оптимальное распределение материала), опираясь на которую в дальнейшем определяют окончательные очертания оптимизируемого объекта.

Классический подход к топологической оптимизации предполагает неизменность относительного расположения граничных условий в процессе оптимизации. Подлежащие оптимизации объекты чаще всего имеют показавшее наибольшую эффективность устоявшееся (обоснованное на основе различных критериев и методик) относительное расположение мест задания граничных условий. При этом часто не все положения граничных условий строго обоснованы и имеется существенный потенциал для их корректировки. В работе [1] показано (рис. 1) то, как смещение отдельных граничных условий в отношении грузового захвата оказало положительное влияние на результаты топологической оптимизации. Действительно, положение граничных условий, часто сформированное интуитивно, воспринимается как нечто данное, не подлежащее (в процессе оптимизации) изменению [2–10], либо конструктивно детерминировано и не имеет значительных допусков на изменение [11]. В известных случаях варьирование положений граничных условий осуществляют с иными целями: такое смещение может быть вызвано

изменением формы конечных элементов [12], либо проектированием топологии податливого механизма [13], а различные сочетания расположений граничных условий рассматривают лишь как отдельные задачи [14]. Однако от положения граничных условий, обоснованию которого часто уделяется недостаточно внимания, во многом зависит итоговый результат (может быть получена топология, более эффективно передающая силовые потоки, обладающая более высокой жесткостью и, как следствие, высокими значениями первых собственных частот) топологической оптимизации. Таким образом, актуальной является задача поиска допустимого рационального смещения граничных условий (а рамках топологической оптимизации сочетание граничных условий служит исходными данными для поиска оптимальной топологии), обеспечивающего улучшение критерия оптимальности.

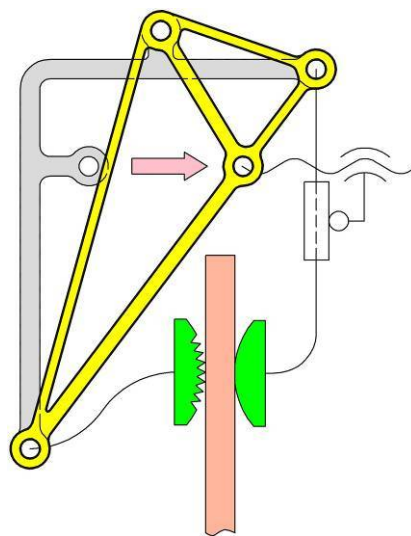


Рис. 1. Решение рычага захвата (выделено желтым цветом) [1], полученное на основе результатов топологической оптимизации, на фоне исходного исполнения

Обоснование наиболее рационального положения граничных условий объекта и его топологическая оптимизация (поиск оптимального распределения материала) – две разные задачи, для решения каждой из которых предлагается использовать топологическую оптимизацию. На этапе обоснования наиболее рационального положения граничных условий топологическая оптимизация востребована для анализа эффективности различных сочетаний их положения. Первый этап более трудозатратен, поскольку топологическая оптимизация проводится многократно для различных сочетаний положений граничных условий, для каждого из которых ищется оптимальная топология (включая соответствующее ей значение целевой функции). Затем на основе этих результатов определяется наилучшее сочетание граничных условий, для которого (в случае его приемлемости) на втором этапе проводится однократный поиск соответствующей ему оптимальной топологии (с использованием расширенной модели).

Применение топологической оптимизации в целом позволяет добиться значительных улучшений эксплуатационных характеристик оптимизируемых объектов, а дополнительное уточнение граничных условий способно существенно повысить ее эффективность: снизить металлоемкость элемента (или узла [15]) грузоподъемной системы, повысить его жесткость, улучшить динамические характеристики [3, 16] и т.д.

## 2. Постановка задач исследования

Топологическая оптимизация выполнена посредством простого в реализации распространенного метода *SIMP* (*Solid Isotropic Material with Penalization*), основанного на варьировании плотности материала в расчетной области с использованием метода конечных элементов, который определяет то, как распределение материала (топологии) влияет на прочность и жесткость конструкции. Исследование проведено с использованием программы *TopOpt-2D* [17], в которой решается классическая задача топологической оптимизации на минимизацию подат-

ливости. Целевая функция записана в стандартном виде как работа внешних сил:  $c(\rho) = F^T \cdot u(\rho)$ , где  $F$  – вектор внешних сил, а  $u(\rho)$  – вектор узловых перемещений, получаемый из решения уравнения равновесия  $K(\rho)u(\rho) = F$ , где  $K(\rho)$  – глобальная матрица жесткости системы, зависящая от распределения плотности  $\rho$ ,  $\rho(x)$  – поле плотности материала в каждой точке  $x$  расчетной области, определяющее, есть ли материал в точке  $x$  ( $\rho=1$ ) или нет ( $\rho \approx 0$ ). Данная формулировка соответствует случаю минимизации податливости (максимизации жесткости) конструкции при заданном объеме материала.

Изменение относительного расположения граничных условий (связей и нагрузок) оптимизируемого объекта влияет на общую эффективность системы, в которой тот функционирует. Такое перемещение отдельных точек крепления и приложения сил может по-разному влиять на целевую функцию (в зависимости от направления смещения та может как уменьшаться, так и возрастать), кинематику и силовой баланс системы, в которую интегрирован оптимизируемый объект. В рамках настоящего исследования ограничимся такими изменениями расположения опор и точек приложения нагрузок (смещение граничных условий), при которых, с одной стороны, обеспечивается статическая эквивалентность системы (результатирующие реакции в соединениях и опорах неизменны), с другой стороны, создается существенный потенциал к снижению оптимального значения целевой функции (оптимумы для различных исходных данных – положений граничных условий) для оптимизируемого объекта.

Важно отметить, что, поскольку смещение граничных условий при сохранении силового баланса меняет кинематическую схему механизма, в котором работает оптимизируемый объект, необходимо отслеживать допустимость таких изменений. С другой стороны, подобное смещение граничных условий потребует соответствующих встречных изменений для сопрягаемых (с оптимизируемым) объектов. Такие изменения могут по-разному влиять на жесткость сопрягаемых деталей, увеличивая либо сни-

жая ее. Безусловно, применение того либо иного изменения в конечном счете должно давать общий положительный эффект в рассматриваемой задаче.

С учетом смещения граничных условий в общем виде для фиксированных  $(\rho, p)$  решаемая задача по методу конечных элементов может быть представлена в виде  $K(\rho, p)u(\rho, p) = F(p)$ , где  $p$  – параметры граничных условий (координаты узлов приложения сил и узлов опор, а также параметры опор). Целевая функция соответственно примет вид

$$c(\rho, p) = F(p)^T \cdot u(\rho, p).$$

Смещение граничных условий (в рамках топологической оптимизации к ним относятся сочетание различных опор, нагрузок и областей с материалом или пустотой) оптимизируемого объекта предлагается производить в соответствии с теоремой о переносе силы по линии ее действия (отдельные граничные условия предлагается смещать вдоль линий действия в них равнодействующих сил), которая часто применяется лишь в отношении абсолютно твердых тел при определении для них условий равновесия без рассмотрения возникающих в них внутренних напряжений и деформаций. Применение теоремы о переносе силы в данном контексте правомерно, поскольку на этапе обоснования положений оценивается не внутреннее напряженно-деформированное состояние, а общая эффективность силовой схемы.

Идея уточнения положения граничных условий сводится к поиску такого сочетания положений, при котором обеспечивается наилучшая податливость оптимизируемого объекта. При этом во избежание формирования недопустимых решений для каждого граничного условия требуется введение ограничения на величину его смещения относительно заданного положения, опираясь на анализ условий работы оптимизируемого объекта. Такое смещение должно быть приемлемым и технически реализуемым.

Таким образом, задача топологической оптимизации расширяется до двухуровневой: на *верхнем* уровне варьируются параметры  $p$ , определяющие геометрию расчетной области и приложение нагрузок, а на *нижнем* – поле плотности  $\rho$  для фиксирован-

ной конфигурации  $p$ . Варьирование параметров  $p$  позволяет исследовать целое семейство статически эквивалентных расчётных схем и выявлять наиболее рациональные варианты.

Смещение для каждого граничного условия  $i$  ограничим величиной радиуса допуска  $r_i$  относительно исходного положения (точки)  $a_i$ . Допустимое множество решений смещения граничных условий примет вид

$$P_i = \{p \in \mathbb{Z}^2 : \|p - a_i\| \leq r_i, p \text{ внутри области}\}.$$

Далее определим порядок смещения некоторых распространенных типов граничных условий, в числе которых: сосредоточенная сила, шарнирно-подвижная и шарнирно-неподвижная опоры, а также сочетание сосредоточенной силы и шарнирно-подвижной опоры. Вопросы смещения иных ограничений (жесткая и скользящая заделки) в настоящей работе не рассматриваются, поскольку они редко используются в рамках топологической оптимизации и чаще применяются при моделировании части объекта (например, при решении симметричных задач, либо когда оптимизация объекта в целом нецелесообразна).

Смещение отдельного граничного условия предлагается производить вдоль траектории (прямая линия), направление которой принимается коллинеарным равнодействующей силе (для опор реакции), действующей в данном граничном условии. Направления реакций (и, как следствие траекторий) очевидны в случаях с сосредоточенными силами (они совпадают с линией действия силы) и шарнирно-подвижными опорами (проходят через опоры перпендикулярно направлениям подвижности в этих опорах). Для определения реакций (и, как следствие, построения траекторий смещения) в шарнирно-неподвижных опорах требуется составление уравнений равновесия либо применение (для сложных задач) метода конечных элементов.

Отдельно отметим следующий тип граничных условий – комбинация сосредоточенной силы и шарнирно-подвижной опоры, случаи задания которых в одном и том же месте модели возможны. Траекторию совместного смещения этого граничного условия предлагается строить на основе определения равнодействующей двух сил: реакции

в шарнирно-подвижной опоре (сила, которая действует не на основание, а на саму топологию) и проекции силы на направление подвижности шарнирно-подвижной опоры.

### 3. Тестовая задача

Рассмотрим пример с расчетной схемой (рис. 2) (для топологической оптимизации), охватывающей основные виды граничных условий при минимальной геометрической сложности: сосредоточенная сила (точка Б), шарнирно-неподвижная опора (точка В), а также комбинированное условие: шарнирно-подвижная опора и сосредоточенная сила (точка А). Это покрывает основные случаи, встречающиеся в инженерной практике. Заданная в точке А сила  $F_A$  имеет две равные по модулю проекции на оси. Проекция на ось  $y$  совпадает с направлением действия шарнирно-подвижной опоры (передается на основание), а значит эта проекция не влияет на оптимизируемый объект и может быть исключена из схемы, которая после соответствующего преобразования примет вид (рис. 2, б), с учетом которого производится определение реакций в опорах (в точках А и В).

В рамках настоящего исследования направления действия реакций определены аналитически (с контролем в *ANSYS Workbench*). Реакция в опоре в точке А может быть определена из суммы моментов относительно точки В (рис. 2, б) по формуле

$$R_A = \frac{F_B l_B + F_A^x h}{l_A},$$

а ее вектор направлен в положительном направлении оси  $y$ . Уравнение получено с учетом характерного для топологической оптимизации допущения о пренебрежении собственным весом топологии, который для несущих конструкций пренебрежимо мал по сравнению с передаваемыми усилиями и не оказывает существенного влияния на результаты топологической оптимизации [1]. Таким образом смещение опоры и силы в точке А следует производить вдоль направления равнодействующей векторов  $\bar{R}_A$  и  $\bar{F}_A^x$ . Аналогичным образом определено направление возможного смещения опоры в точке В. На

рис. 2 зеленым цветом показаны выявленные траектории смещения отдельных граничных условий, красным – допустимые границы таких смещений (окружности, которые имеют одинаковый радиус).

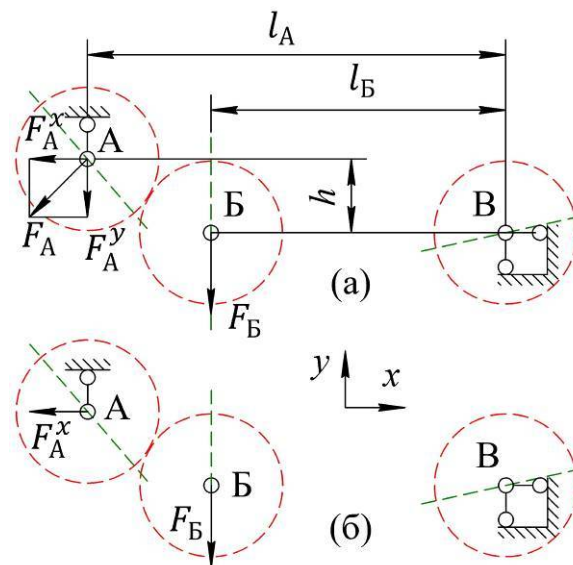


Рис. 2. Расчетная схема тестовой задачи:  
а – до преобразования, б – после преобразования

Далее исследовано влияние положения граничных условий на податливость оптимальной топологии на основе построенной в программе *TopOpt-2D* серии моделей (отличаются различным относительным расположением граничных условий) с сеткой размером 600 на 200 конечных элементов. Объемная доля топологии составляет 10% (одинаковый объем материала используется для подготовки всех решений топологии, которая из-за перераспределения материала обладает неодинаковой жесткостью). Заданы силовые факторы:  $F_A = F_B = 10,00$ , которым соответствуют реакции  $R_A = 8,32$ ,  $R_B = 7,27$ , а равнодействующая в точке А равна 10,92. На рис. 3 показаны лежащие на траекториях точки, между которыми производилось смещение отдельных граничных условий.

### 4. Результаты

В результате исследования для тестовой задачи получена зависимость (рис. 4) (три кривые для смещения разных граничных

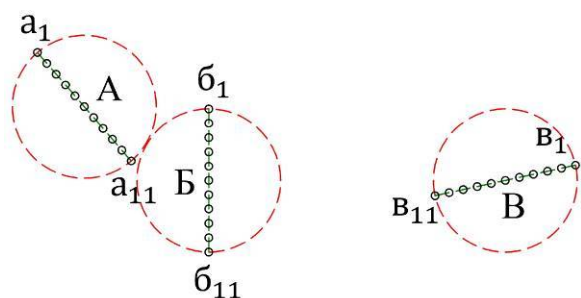


Рис. 3. Схема позиций задания граничных условий (равномерно распределены вдоль траектории смещения): для точки А –  $a_1 \dots a_{11}$ , для точки Б –  $b_1 \dots b_{11}$  и для точки В –  $v_1 \dots v_{11}$

условий) оптимального значения целевой функции от положения отдельных граничных условий (граничные условия смещались по отдельности по заданным на рис. 3 позициям – всего 33 позиции), а табл. 1 приведены численные данные для предельных положений граничных условий и содержится их сравнение с исходной позицией. Полученные на рис. 4 кривые практически линейны и имеют слегка волнообразный вид, что вызвано ограничением на смещение граничных условий, которые могут быть размещены только в узлах конечных элементов (задавались в ближайших к целевым точкам узлах), которые не привязаны к траекториям смещения.

Таблица 1

Численные значения целевой функции при различных положениях граничных условий

| Позиция                | Значение целевой функции | Изменение, % |
|------------------------|--------------------------|--------------|
| $a_6-b_6-v_6$          | 1901                     | 0,0          |
| $a_1-b_6-v_6$          | 2564                     | +34,9        |
| $a_{11}-b_6-v_6$       | 1351                     | -28,9        |
| $a_6-b_1-v_6$          | 2395                     | +26,0        |
| $a_6-b_{11}-v_6$       | 1610                     | -15,3        |
| $a_6-b_6-v_1$          | 2356                     | +23,9        |
| $a_6-b_6-v_{11}$       | 1527                     | -19,7        |
| $a_1-b_1-v_1$          | 3745                     | +97,0        |
| $a_{11}-b_{11}-v_{11}$ | 906                      | -52,3        |

На рис. 5 представлены оптимальные решения топологии для различных сочетаний граничных условий для случаев их предельного расположения (данные по промежуточным точкам содержатся на графике на рис.

4). На рис. 6 дополнительно приведены результаты топологической оптимизации для двух случаев предельного размещения граничных условий (заданы в экстремумах вблизи окружности) (рис. 5, а, б) и для их исходного положения (рис. 5, в). В исходном положении (граничные условия расположены в точках А, Б и В) оптимальное значение целевой функции составила 1901.

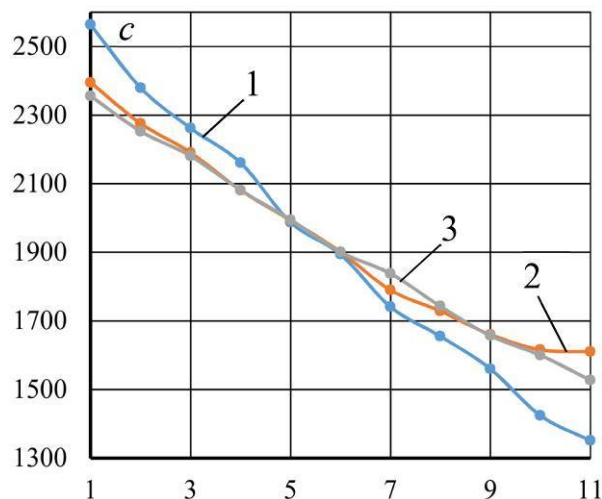


Рис. 4. График зависимости оптимального значения целевой функции  $c$  от расположения граничных условий в различных позициях (диапазон от 1 до 11) на соответствующих им траекториях: 1 – в точке А, 2 – в точке Б, 3 – в точке В

## 5. Анализ результатов

Результаты (рис. 4) показывают, что смещение хотя бы одного граничного условия вдоль его траектории позволяет дополнительно уменьшить податливость оптимизируемого объекта на величину от 15,3 до 28,9% (для рассмотренного примера).

Значительное снижение целевой функции подтверждают эффективность выбранного подхода к определению траекторий возможного смещения граничных условий.

Несмотря на то, что для построения топологии (рис. 5 и 6) использован одинаковый объем материала, жесткость полученных отдельных решений топологии отличается более, чем в 4 раза, что свидетельствует о важности уточнения граничных условий на начальных этапах проектирования.

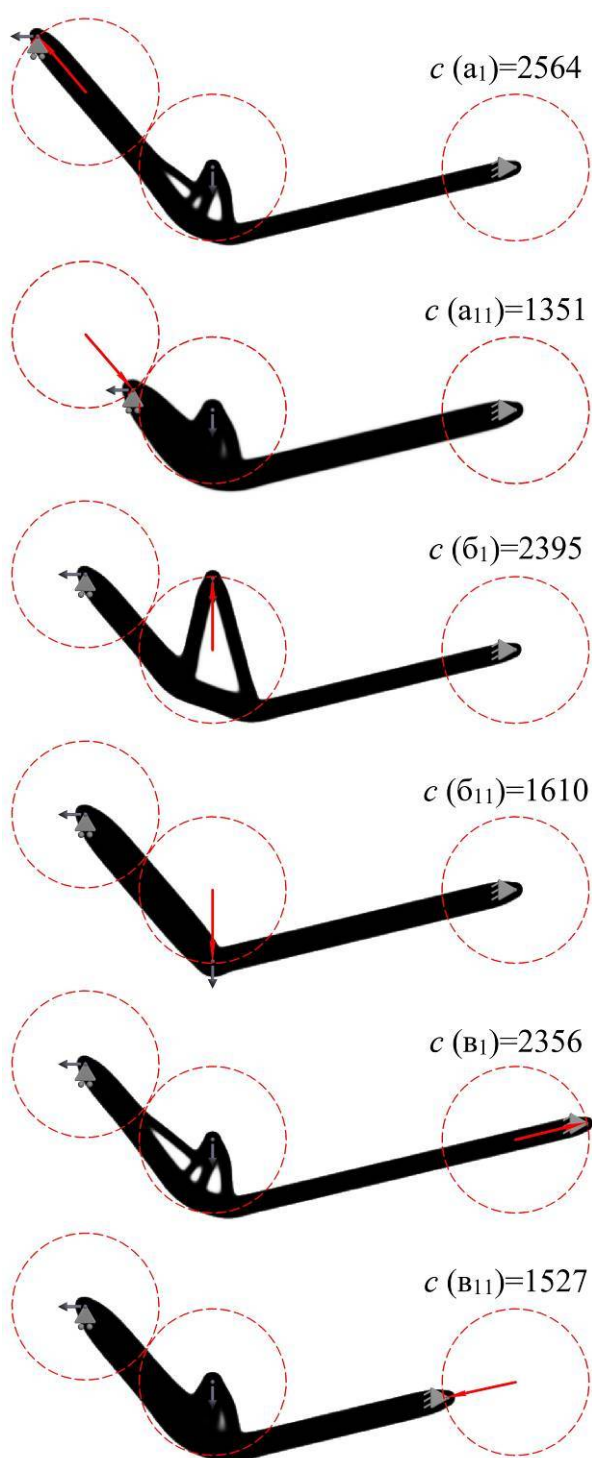


Рис. 5. Оптимальные распределения плотностей (и соответствующие им значения целевой функции) для разных предельных смещений отдельных граничных условий

Сопоставление результирующих топологий для различных сочетаний положений граничных условий (рис. 6) обнаруживает очевидную взаимосвязь полученной топологии с направлениями отдельных равнодей-

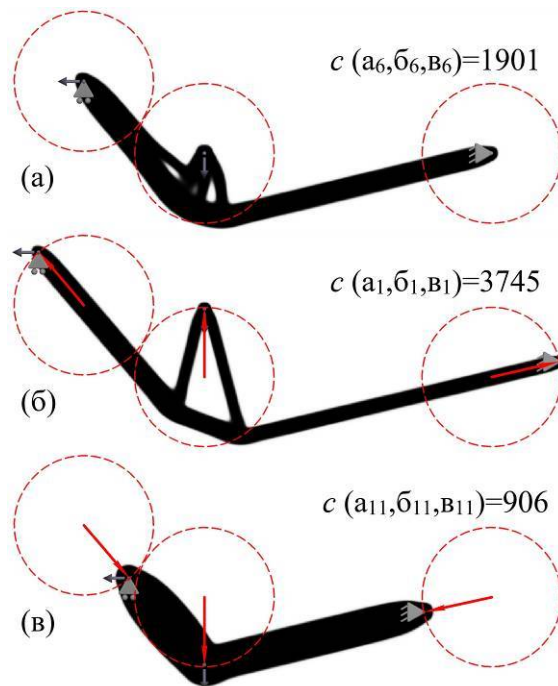


Рис. 6. Оптимальные распределения плотностей (и соответствующие им значения целевой функции) для разных вариантов расположения граничных условий: а – граничные условия находятся в заданном (исходном) положении, б – граничные условия смещены в положение  $a_1-b_1-B_1$ , в – граничные условия смещены в положение  $a_{11}-b_{11}-B_{11}$

ствующих сил (и, как следствие, траекториями смещения отдельных граничных условий): значительные фрагменты топологии (вблизи точек А и В) вытянуты вдоль линий действия равнодействующих сил. Это очередной раз подтверждает высокую эффективность выбранного подхода к смещению граничных условий (вдоль линий действия равнодействующих сил).

Для выявления ключевых параметров, влияющих на успешность корректировки положений граничных условий, проведен анализ взаимосвязи между равнодействующей силой в узле и достигаемым снижением податливости. Поскольку в рамках статически эквивалентной схемы тип граничных условий (опора, внешняя сила) может быть учтен через величину и направление равнодействующей, ключевым анализируемым параметром выбран модуль этой силы  $|R_i|$ . Результаты для направлений смещения, приво-

дящих к максимальному снижению податливости  $\delta c_{\min}$ , представлены в табл. 2. Параметр  $k=|\delta c_{\min}|/|R_i|$  характеризует отдачу от смещения в виде снижения податливости на единицу равнодействующей силы.

Таблица 2

Эффективность смещения граничных условий, приводящего к снижению податливости

| Точка | Сила $ R_i $ | $\delta c_{\min}$ , % | $k$  |
|-------|--------------|-----------------------|------|
| А     | 10,92        | 34,9                  | 3,21 |
| Б     | 10,00        | 26,0                  | 2,60 |
| В     | 7,27         | 23,9                  | 3,30 |

Для каждой точки смещение в одном направлении приводит к значительному ухудшению критерия, а в противоположном – к его улучшению. Размах изменений (между худшим и лучшим случаем) составляет для точек А, Б, В: 63,8%, 41,3%, 43,6% соответственно. Это визуально подтверждает, что выбранные траектории (линии действия равнодействующих) являются осью максимальной чувствительности системы.

Наибольшее абсолютное снижение податливости (34,9%) достигнуто в точке с наибольшей силой (А, 10,92). Однако точка с наименьшей силой (В, 7,27) показала результат (23,9%), сопоставимый с точкой Б при большей силе (26,0% при 10,00). Это указывает, что абсолютная величина равнодействующей не является единственным или линейным критерием для предсказания потенциала оптимизации.

Параметр  $k$  выявляет узлы, смещение которых дает максимальный относительный выигрыш. Высокие значения  $k$  для точек А (3,21) и В (3,30) сигнализируют об их высокой структурной чувствительности. Эти точки, даже при не самых больших силах, являются «критическими» с точки зрения влияния на общую жесткость силовой схемы. При ограниченных ресурсах на модификацию конструкции приоритет в смещении следует отдавать узлам с максимальным значением  $k$ .

Наличие противоположных направлений смещения, ведущих к значительному росту податливости (до +28,9% для точки А), под-

тверждает общую чувствительность топологии к положению граничных условий и важность верного выбора направления. Эти данные также могут представлять отдельный интерес для задач, где требуется локальное повышение податливости.

Несмотря на полученные улучшения, предлагаемый метод имеет ряд следующих ограничений. В предлагаемой постановке метод применим только к статически нагруженным системам, напряженное состояние которых определяется преимущественно одним расчетным случаем. К ним, например, можно отнести грузовые захваты [1, 18], пилоны самолетов [11]. Случаи нагрузок с переменными направлениями не рассматриваются. Исследование проведено на двумерной модели, которая имеет сравнительно простую конфигурацию, позволяющую четко отслеживать влияние смещения каждого условия без маскирующих факторов (например, сложной геометрии либо множества нагрузок); в трехмерных же задачах траектории смещения могут быть сложнее, а их влияние на топологию — менее очевидным. Во всех расчетах объем материала постоянен, однако в реальном проектировании может потребоваться варьирование объема в зависимости от расположения граничных условий. Смещения граничных условий привязаны к узлам конечно-элементной сетки, что может приводить к ступенчатому изменению результатов и не позволяет точно позиционировать условия в произвольной точке. Для каждого варианта положения граничных условий требуется отдельная процедура топологической оптимизации, что приводит к росту времени расчета при увеличении числа вариантов. Шарнирные опоры моделируются идеализированно, а в реальности соединения могут иметь люфты, жесткость или нелинейную податливость, что влияет на силовые потоки. Траектории смещения задаются вдоль линий действия равнодействующих сил, но не оптимизируются. Возможно, существуют более эффективные нелинейные траектории.

## 6. Заключение

В исследовании рассмотрен случай статического направления приложения нагрузок к оптимизируемому объекту. Поскольку во многих механизмах в процессе эксплуатации направления нагрузок меняются, а количество сочетаний нагрузок может исчисляться сотнями [19], то целесообразно развитие метода, позволяющего производить смещение граничных условий с учетом всего спектра сочетаний расчетных нагрузок.

Процедура уточнения граничных условий должна включать не только определение траектории смещения (вдоль линии действия равнодействующей), но и количественную оценку потенциала каждой точки через коэффициент  $k$ , рассчитываемый на основе предварительного статического анализа. Это

позволяет перейти от перебора всех возможных смещений к целенаправленной и экономичной (по вычислительным ресурсам) оптимизации наиболее влиятельных узлов конструкции, обеспечивая максимальное улучшение жесткости при минимальных изменениях в силовой схеме.

Рассмотрен простой пример, который не требует сложных вычислений. Для решения более сложными задач с несколькими расчетными сочетаниями нагрузок актуальна разработка автоматизированных методов уточнения положения граничных условий объектов, подлежащих топологической оптимизации. Основанная на методе конечных элементов программа должна строить траектории смещения граничных условий, осуществляя дискретный адаптивный поиск улучшения.

## Список литературы

1. Гнездилов С. Г. Топологическая оптимизация конструкции грузового захвата с применением принципа минимума затрат усилий // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2025. № 2. С. 124-134. DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-02-124-134.

2. Zhou Y., Zhang J., Long K., Saeed A., Chen Y., Geng R., Tao T., Guo X. Concurrent Design on Three-Legged Jacket Structure and Transition Piece of Offshore Wind Turbine by Exploiting Topology Optimization // CMES. 2025. Vol. 0. No. 0. P. 1–10. DOI: 10.32604/cmes.2025.063034.

3. Wu C., Xu Y., Fang J., Sun G., Steven G.P., Li Q. Topology optimization for multi-component robotic arms under time-varying loads // Struct Multidisc Optim. 2025. Vol. 68. No. 9. P. 188. DOI: 10.1007/s00158-025-04129-1.

4. Pratiwi Z. S., Prastianto R. W., Mohammad Rosyid D. Topology Optimization of Mudmat Design Based on Bottom Stability Analysis of a Three-Legs Jacket Structure // IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci. 2025. Vol. 1461. No. 1. P. 012015. DOI: 10.1088/1755-1315/1461/1/012015.

5. Nie Q., Nie Y., Nie Z. Topology Optimization of Beam Structures for 2D Problems //

## References

1. Gnezdilov S.G. Topology optimization of a cargo gripper design using the minimum effort principle. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2025, No. 2, pp. 124–134. DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-02-124-134. (In Russian)

2. Zhou Y., Zhang J., Long K., Saeed A., Chen Y., Geng R., Tao T., Guo X. Concurrent Design on Three-Legged Jacket Structure and Transition Piece of Offshore Wind Turbine by Exploiting Topology Optimization. *CMES*, 2025, Vol. 0, No. 0, pp. 1–10. DOI: 10.32604/cmes.2025.063034.

3. Wu C., Xu Y., Fang J., Sun G., Steven G.P., Li Q. Topology optimization for multi-component robotic arms under time-varying loads. *Struct Multidisc Optim*, 2025, Vol. 68, No. 9, p. 188. DOI: 10.1007/s00158-025-04129-1.

4. Pratiwi Z. S., Prastianto R. W., Mohammad Rosyid D. Topology Optimization of Mudmat Design Based on Bottom Stability Analysis of a Three-Legs Jacket Structure. *IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci.*, 2025, Vol. 1461, No. 1, p. 012015. DOI: 10.1088/1755-1315/1461/1/012015.

5. Nie Q., Nie Y., Nie Z. Topology Optimization of Beam Structures for 2D Problems. *Mechanical Design and Simulation: Exploring*

- Mechanical Design and Simulation: Exploring Innovations for the Future. 2025. P. 609–616. DOI: 10.1007/978-981-97-7887-4\_52.
6. Lai Y., Cai Q., Li Y., Chen J., Xie Y.M. A new evolutionary topology optimization method for truss structures towards practical design applications // *Engineering Structures*. 2025. Vol. 324. P. 119326. DOI: 10.1016/j.engstruct.2024.119326.
7. Jiao Y. A Critical Review of Structural Topology Optimization Algorithms // *E3S Web Conf*. 2025. Vol. 606. P. 04005. DOI: 10.1051/e3sconf/202560604005.
8. Cuevas-Carvajal N., Montoya-Vallejo M. F., Norato J. A. A geometry projection method for topology optimization of frames with structural shapes // *Struct Multidisc Optim*. 2025. Vol. 68. No. 1. P. 5. DOI: 10.1007/s00158-024-03936-2.
9. Ma Y., Li Z., Wie Y., Yang K. Topology Optimization with Explicit Components Considering Stress Constraints // *Applied Sciences*. 2024. Vol. 14. No. 16. P. 7171. DOI: 10.3390/app14167171.
10. Засыпкина С.А., Раевская Л.Т. Моделирование рациональной геометрической конфигурации стрелы шахтной погрузочно-доставочной машины на основе метода топологической оптимизации // Горный информационно-аналитический бюллетень (науч.-тех. журнал). 2025. № 12-1. С. 18–31. DOI: 10.25018/0236\_1493\_2025\_121\_0\_18.
11. Kumkam N., Slesongsom S. Reliability-Based Topology Optimization with a Proportional Topology for Reliability // *Aerospace*. 2024. Vol. 11. No. 6. P. 435. DOI: 10.3390/aerospace11060435.
12. Frederiksen A.H., Dalkint A., Sigmund O., Poullos K. Improved third medium formulation for 3D topology optimization with contact // *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*. 2025. Vol. 436. P. 117595. DOI: 10.1016/j.cma.2024.117595.
13. Jia Y., Wang C., Zhang X. S. FEniTop: a simple FEniCSx implementation for 2D and 3D topology optimization supporting parallel computing // *Struct Multidisc Optim*. 2024. Vol. 67. No. 8. P. 140. DOI: 10.1007/s00158-024-03818-7.
14. Zhou Y., Zhang J., Long K., Saeed A., Tao T., Chen J. Topology optimization on a *Innovations for the Future*, 2025, pp. 609–616. DOI: 10.1007/978-981-97-7887-4\_52.
6. Lai Y., Cai Q., Li Y., Chen J., Xie Y.M. A new evolutionary topology optimization method for truss structures towards practical design applications. *Engineering Structures*, 2025, Vol. 324, p. 119326. DOI: 10.1016/j.engstruct.2024.119326.
7. Jiao Y. A Critical Review of Structural Topology Optimization Algorithms. *E3S Web Conf*, 2025, Vol. 606, p. 04005. DOI: 10.1051/e3sconf/202560604005.
8. Cuevas-Carvajal N., Montoya-Vallejo M. F., Norato J. A. A geometry projection method for topology optimization of frames with structural shapes. *Struct Multidisc Optim*, 2025, Vol. 68, No. 1, p. 5. DOI: 10.1007/s00158-024-03936-2.
9. Ma Y., Li Z., Wie Y., Yang K. Topology Optimization with Explicit Components Considering Stress Constraints. *Applied Sciences*, 2024, Vol. 14, No. 16, p. 7171. DOI: 10.3390/app14167171.
10. Zasypkina S.A., Raevskaya L.T. Modeling rational geometric configuration of a boom of mine loading and delivery machine based on the method of topological optimization. *Gornyyu informatsionno-analitichesky (nauchno-tekhnicheskyy zhurnal)*, 2025, No. 12-1, pp. 18–31. DOI: 10.25018/0236\_1493\_2025\_121\_0\_18. (In Russian)
11. Kumkam N., Slesongsom S. Reliability-Based Topology Optimization with a Proportional Topology for Reliability. *Aerospace*, 2024, Vol. 11, No. 6, p. 435. DOI: 10.3390/aerospace11060435.
12. Frederiksen A.H., Dalkint A., Sigmund O., Poullos K. Improved third medium formulation for 3D topology optimization with contact. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 2025, Vol. 436, p. 117595. DOI: 10.1016/j.cma.2024.117595.
13. Jia Y., Wang C., Zhang X. S. FEniTop: a simple FEniCSx implementation for 2D and 3D topology optimization supporting parallel computing. *Struct Multidisc Optim*, 2024, Vol. 67, No. 8, p. 140. DOI: 10.1007/s00158-024-03818-7.
14. Zhou Y., Zhang J., Long K., Saeed A., Tao T., Chen J. Topology optimization on a

- Tao T., Chen J. Topology optimization on a jacket structure for offshore wind turbines by altering structural design domain // *Applied Ocean Research*. 2025. Vol. 154. P. 104421. DOI: 10.1016/j.apor.2025.104421.
15. Gnezdilov S. G., Shubin A. N. Structural optimization of non-rotating floating cranes: Analysis of classical designs and development of a dual-pontoon configuration // *Marine Structures*. 2025. Vol. 104. P. 103897. DOI: 10.1016/j.marstruc.2025.103897.
16. Jang I. G., Kim K.-S., Kwak B. M. Conceptual and basic designs of the Mobile Harbor crane based on topology and shape optimization // *Struct Multidisc Optim*. 2014. Vol. 50. No. 3. P. 505–515. DOI: 10.1007/s00158-014-1073-3.
17. Aage N., Jørgensen M.N., Andreasen C.S., Sigmund O. Interactive topology optimization on hand-held devices // *Struct Multidisc Optim*. 2013. Vol. 47. No. 1. P. 1–6. DOI: 10.1007/s00158-012-0827-z.
18. Гнездилов С. Г. Применение топологической оптимизации при проектировании элементов грузозахватных устройств // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. 2023. № 1. С. 28–38. DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-01-28-38.
19. Душкин М.А., Левенков Я. Ю. Методика автоматизированного выбора нагрузочных режимов для проектирования высоконагруженных деталей транспортных средств с использованием топологической оптимизации // *Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева*. 2025. № 2(149). С. 85–102. DOI 10.46960/1816-210X\_2025\_2\_85.
- jacket structure for offshore wind turbines by altering structural design domain. *Applied Ocean Research*, 2025, Vol. 154, p. 104421. DOI: 10.1016/j.apor.2025.104421.
15. Gnezdilov S. G., Shubin A. N. Structural optimization of non-rotating floating cranes: Analysis of classical designs and development of a dual-pontoon configuration. *Marine Structures*, 2025, Vol. 104, p. 103897. DOI: 10.1016/j.marstruc.2025.103897.
16. Jang I. G., Kim K.-S., Kwak B. M. Conceptual and basic designs of the Mobile Harbor crane based on topology and shape optimization. *Struct Multidisc Optim*, 2014, Vol. 50, No. 3, pp. 505–515. DOI: 10.1007/s00158-014-1073-3.
17. Aage N., Jørgensen M.N., Andreasen C.S., Sigmund O. Interactive topology optimization on hand-held devices. *Struct Multidisc Optim*, 2013, Vol. 47, No. 1, pp. 1–6. DOI: 10.1007/s00158-012-0827-z.
18. Gnezdilov S.G. Application of topology optimization in the design of elements of load handling devices. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2023, No. 1, pp. 28–38. DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-01-28-38. (In Russian)
19. Dushkin M.A., Levenkov Ya. Yu. The method of automated load modes selection for designing highly loaded vehicle parts using topology optimization. *Trudy NGTU im. R.E. Alekseeva*, 2025, No. 2(149), pp. 85–102. DOI 10.46960/1816-210X\_2025\_2\_85. (In Russian)

УДК (UDC) 621.86

УТОЧНЕНИЕ ФУНКЦИИ ПРИСПОСОБЛЕННОСТИ ПРИ СИНТЕЗЕ  
СТРУКТУРНЫХ СХЕМ ПРИВОДОВ МЕХАНИЗМОВ  
ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН НА ОСНОВЕ  
ГЕНЕТИЧЕСКОГО АЛГОРИТМАREFINEMENT OF THE FITNESS FUNCTION IN THE SYNTHESIS OF  
STRUCTURAL DIAGRAMS OF DRIVE MECHANISMS OF  
LIFTING AND TRANSPORT MACHINES BASED ON  
A GENETIC ALGORITHMГончаров К.А.  
Goncharov K.A.Российский университет транспорта (Москва, Россия)  
Russian University of Transport (Moscow, Russian Federation)

**Аннотация.** Определение вида функции приспособленности при синтезе структурных схем приводов механизмов подъемно-транспортных машин является ключевой задачей в случае применения процедуры генетического алгоритма. В настоящей статье предложено решение, представляющее собой сочетание метода экспертных оценок и элементов построения байесовских сетей. При формировании функции приспособленности байесовская сеть ограничивается одним (предыдущим) уровнем взаимодействия, что уменьшает громоздкость решения, не лишая его физического смысла. Вероятности на всех уровнях взаимодействия могут заменяться на экспертные оценки. При этом учет сочетаемости элементов привода на каждой ступени представляет собой поправочный коэффициент к весу возможности применения элемента в приводе конкретного механизма подъемно-транспортной машины. Функция приспособленности сохраняет вид суммы весов без перехода к классическому байесовскому поиску итоговой вероятности, так как физический смысл формирования структуры привода должен учитывать вероятностную достоверность или невозможность той или иной компоновки привода.

**Ключевые слова:** синтез, привод, структурная схема механизма, генетический алгоритм.

**Дата получения статьи:** 10.07.2026  
**Дата принятия к публикации:** 08.09.2026  
**Дата публикации:** 25.09.2026

**Сведения об авторе:**

**Гончаров Кирилл Александрович** – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Наземные транспортно-технологические средства», Российский университет транспорта,  
e-mail: goncharov\_bgu@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-5895-1162

**Abstract.** Defining the fitness function for synthesizing structural drive circuits for lifting and transport machine mechanisms is a key task when using a genetic algorithm. This article proposes a solution that combines expert assessments and elements of Bayesian network construction. When forming the fitness function, the Bayesian network is limited to one (previous) interaction level, which reduces the complexity of the solution without depriving it of physical meaning. Probabilities at all interaction levels can be replaced by expert assessments. Moreover, taking into account the compatibility of drive elements at each stage represents a correction factor to the weight of the possibility of using the element in the drive of a specific lifting and transport machine mechanism. The fitness function retains the form of a sum of weights without switching to a classical Bayesian search for the final probability, since the physical meaning of forming the drive structure must take into account the probabilistic reliability or impossibility of a particular drive arrangement.

**Keywords:** synthesis, drive, structural diagram of the mechanism, genetic algorithm.

**Date of manuscript reception:** 10.07.2026  
**Date of acceptance for publication:** 08.09.2026  
**Date of publication:** 25.09.2026

**Author's information:**

**Kirill A. Goncharov** – Doctor of Technical Sciences, associate Professor, Professor of the Department of Land Transport and Technological Means, Russian University of Transport,  
e-mail: goncharov\_bgu@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-5895-1162

## 1. Введение

Определение вида функции приспособленности при синтезе структурных схем приводов механизмов подъемно-транспортных машин является ключевой задачей в случае применения процедуры генетического алгоритма, в том числе в структуре нейронной сети [1, 2]. Линейные решения на основе метода экспертных оценок являются недостаточными в плане точности и достоверности итогового результата в случае учета малого количества экспертных мнений. С другой стороны можно обратить внимание на значительный объем статистических данных по типам подъемно-транспортных машин, выражая возможность и частоту применения той или иной схемы компоновки привода какого-либо механизма через соответствующую вероятность, определяемую на основе этих данных.

Важным обстоятельством при формировании структуры привода является система ограничений, учитывающая техническую возможность взаимодействия узлов и элементов привода друг с другом. В статьях [1, 2] данные ограничения были реализованы посредством обнуления значения веса какого-либо узла в случае невозможности его взаимодействия с предыдущим или последующим элементом. Однако в реальных условиях скорее возможен не полный запрет на взаимодействие элементов, а редкость реализации такого взаимодействия. К примеру, сочетание «ручного многоскоростного плавного регулирования» и «электродвигателя с фазным ротором» является редким. Для двигателей с фазным ротором в контексте применения в механизмах подъемно-транспортных машин характерно «многоскоростное ступенчатое регулирование», но при переводе уже существующих механизмов подъема грузоподъемных кранов на системы управления на основе тиристорных преобразователей частоты такое сочетание становится возможным. Хотя при создании новых образцов машин это же сочетание теряет смысл из-за возможности применения гораздо более дешевых электродвигателей с короткозамкнутым ротором.

Таким образом, можно определить два принципиальных пути учета сочетаемости

узлов внутри привода: каждому сочетанию присвоить экспертную оценку либо каждому сочетанию присвоить вероятность его существования (степень встречаемости) среди существующих или теоретически совместимых вариантов.

В случае учета вероятностей сочетаемости элементов привода при последовательном построении варианта структуры (хромосомы в генетическом алгоритме) формируется частный случай байесовской сети [3]. Ключевым отличием данного частного случая является учет взаимоотношений посредством вероятностей только находящихся рядом уровней. С одной стороны данное допущение имеет технический смысл: сочетание системы управления и типа двигателя никак не определяет вероятность применения в приводе барабана или канатоведущего шкива. В данном примере приведено применение независимых конструктивных решений. С другой стороны «многоскоростное ступенчатое регулирование» может быть реализовано при любом двигателе при условии применения через уровень после него фрикционной муфты (муфты сцепления) и далее «редуктора с разными передачами» (его реализация в виде ручной коробки переключения передач). Степень влияния описанного допущения на качество итогового результата можно оценить только посредством дополнительных исследований с последующим поиском механизмов компенсации или сохранения принципов его действия в полном объеме – в зависимости от результата. Устранение данного допущения приведет к необходимости развертывания полноценной сквозной байесовской сети для нахождения приемлемого итогового результата, что является в значительной степени громоздким процессом и требует серьезных вычислительных ресурсов.

В качестве отдельного вопроса стоит рассмотреть сравнительное качество получаемого в результате исполнения генетического алгоритма результата при применении шкалы экспертных оценок (1 – 9) и шкалы вероятностей (сумма всех вероятностей внутри одного признака равна 1). Математически данные шкалы можно приводить к одинаковым соотношениям весов между элементами, однако

физический смысл в случае применения шкалы вероятностей базируется на анализе статистических данных, а в случае шкалы экспертных оценок – на субъективном мнении экспертов.

## 2. Цель исследования

Целью настоящего исследования является разработка функции приспособленности для дальнейшего применения при реализации генетического алгоритма на основе частного

случая байесовской сети, в котором учитывается взаимодействие только находящихся рядом уровней, а итоговое значение функции определяется суммированием величин признаков с учетом коэффициентов их возможного взаимодействия.

## 3. Особенности проведения исследования

Общую структуру построения хромосомы обозначим в виде, представленном на рис. 1.

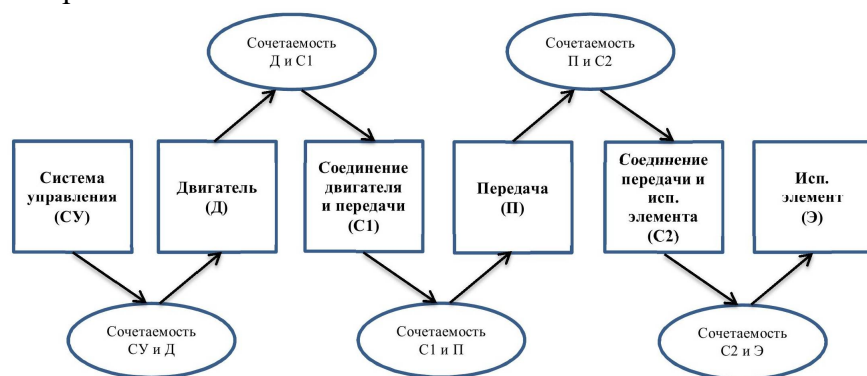


Рис. 1. Общая структура построения хромосомы с учетом сочетаемости элементов

Если в работах [1, 2] значение функции приспособленности определялось суммированием весов элементов СУ-Д-С1-П-С2-Э, то в предлагаемой функции приспособленности вводятся прослойки в виде матриц взаимоотношения каждых двух соседних элементов.

Матрицы сочетания представим в двух видах: пять матриц, заполненных экспертными оценками, и пять матриц, заполненных оценками вероятностей взаимоотношений элементов. Матрицы экспертных оценок представлены в табл. 1 – 5. Матрицы вероятностей – в табл. 6 – 10.

Таблица 1

Экспертные оценки сочетаний систем управления и двигателей

| Система управления |                                                | С1                                      | С2                                   | С3                                                 | С4                                         | С5                                                         | С6                                                 | С7                                                             | С8                                                        |
|--------------------|------------------------------------------------|-----------------------------------------|--------------------------------------|----------------------------------------------------|--------------------------------------------|------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------|
| Двигатель          |                                                | Гидропривод - дроссельное регулирование | Гидропривод - машинное регулирование | ЭД - ручное многоступенчатое плавное регулирование | ЭД - ручное многоступенчатое регулирование | ЭД - автоматическое многоступенчатое плавное регулирование | ЭД - автоматическое многоступенчатое регулирование | Без регулирования на естественных механических характеристиках | ЭД - автоматическое одноступенчатое плавное регулирование |
| С1                 | Гидромотор                                     | 9                                       | 9                                    | 1                                                  | 1                                          | 1                                                          | 1                                                  | 4                                                              | 1                                                         |
| С2                 | ЭД переменного тока с короткозамкнутым ротором | 1                                       | 1                                    | 4                                                  | 1                                          | 4                                                          | 1                                                  | 4                                                              | 9                                                         |
| С3                 | ЭД переменного тока с фазным ротором           | 1                                       | 1                                    | 4                                                  | 9                                          | 1                                                          | 4                                                  | 4                                                              | 4                                                         |
| С4                 | ЭД постоянного тока                            | 1                                       | 1                                    | 9                                                  | 1                                          | 4                                                          | 1                                                  | 4                                                              | 9                                                         |
| С5                 | Ручной при-                                    | 1                                       | 1                                    | 1                                                  | 1                                          | 1                                                          | 1                                                  | 1                                                              | 1                                                         |

|  |     |  |  |  |  |  |  |  |  |
|--|-----|--|--|--|--|--|--|--|--|
|  | вод |  |  |  |  |  |  |  |  |
|--|-----|--|--|--|--|--|--|--|--|

Таблица 2

## Экспертные оценки сочетаний двигателей и их соединений с передачами

| Соединение с передачей |                                                | C1                   | C2                                         | C3                | C4                                                             | C5                | C6                                                             | C7                                | C8                                                      | C9                              |
|------------------------|------------------------------------------------|----------------------|--------------------------------------------|-------------------|----------------------------------------------------------------|-------------------|----------------------------------------------------------------|-----------------------------------|---------------------------------------------------------|---------------------------------|
| Двигатель              |                                                | Компенсирующая муфта | Компенсирующая муфта + трансмиссионный вал | Планетарная муфта | Планетарная муфта + компенсирующая муфта + трансмиссионный вал | Фрикционная муфта | Фрикционная муфта + трансмиссионный вал + компенсирующая муфта | Гидромуфта + компенсирующая муфта | Гидромуфта + компенсирующая муфта + трансмиссионный вал | Двигатель совмещен с редуктором |
| C1                     | Гидромотор                                     | 8                    | 5                                          | 4                 | 4                                                              | 5                 | 4                                                              | 1                                 | 1                                                       | 1                               |
| C2                     | ЭД переменного тока с короткозамкнутым ротором | 9                    | 4                                          | 5                 | 5                                                              | 4                 | 5                                                              | 5                                 | 5                                                       | 5                               |
| C3                     | ЭД переменного тока с фазным ротором           | 9                    | 5                                          | 4                 | 5                                                              | 5                 | 4                                                              | 4                                 | 4                                                       | 1                               |
| C4                     | ЭД постоянного тока                            | 4                    | 5                                          | 5                 | 4                                                              | 4                 | 5                                                              | 5                                 | 5                                                       | 1                               |
| C5                     | Ручной привод                                  | 1                    | 1                                          | 1                 | 1                                                              | 1                 | 1                                                              | 1                                 | 1                                                       | 8                               |

Таблица 3

## Экспертные оценки сочетаний соединений и передач

| Соединение с передачей |                               | C1                   | C2                                         | C3                | C4                                                             | C5                | C6                                                             | C7                                | C8                                                      | C9                              |
|------------------------|-------------------------------|----------------------|--------------------------------------------|-------------------|----------------------------------------------------------------|-------------------|----------------------------------------------------------------|-----------------------------------|---------------------------------------------------------|---------------------------------|
| Передача               |                               | Компенсирующая муфта | Компенсирующая муфта + трансмиссионный вал | Планетарная муфта | Планетарная муфта + компенсирующая муфта + трансмиссионный вал | Фрикционная муфта | Фрикционная муфта + трансмиссионный вал + компенсирующая муфта | Гидромуфта + компенсирующая муфта | Гидромуфта + компенсирующая муфта + трансмиссионный вал | Двигатель совмещен с редуктором |
| C1                     | Цилиндрический редуктор       | 9                    | 4                                          | 3                 | 4                                                              | 5                 | 5                                                              | 4                                 | 5                                                       | 8                               |
| C2                     | Червячный редуктор            | 8                    | 5                                          | 5                 | 5                                                              | 6                 | 4                                                              | 5                                 | 4                                                       | 8                               |
| C3                     | Конический редуктор           | 8                    | 6                                          | 4                 | 6                                                              | 5                 | 4                                                              | 4                                 | 5                                                       | 4                               |
| C4                     | Планетарный редуктор          | 9                    | 5                                          | 6                 | 5                                                              | 4                 | 5                                                              | 4                                 | 6                                                       | 5                               |
| C5                     | Редуктор с разными передачами | 8                    | 4                                          | 5                 | 4                                                              | 3                 | 3                                                              | 4                                 | 5                                                       | 9                               |

Таблица 4

## Экспертные оценки сочетаний передач и их соединений с исполнительными элементами

| Соединение с передачей |                         | C1                           | C2                                                          | C3                           |
|------------------------|-------------------------|------------------------------|-------------------------------------------------------------|------------------------------|
| Передача               |                         | Жесткая компенсирующая муфта | Совмещение опоры исполнительного элемента с валом редуктора | Тихоходная зубчатая передача |
| C1                     | Цилиндрический редуктор | 9                            | 9                                                           | 5                            |
| C2                     | Червячный редуктор      | 8                            | 5                                                           | 5                            |
| C3                     | Конический редуктор     | 8                            | 4                                                           | 5                            |
| C4                     | Планетарный редуктор    | 9                            | 4                                                           | 1                            |

|    |                               |   |   |   |
|----|-------------------------------|---|---|---|
| C5 | Редуктор с разными передачами | 9 | 4 | 1 |
|----|-------------------------------|---|---|---|

Таблица 5

## Экспертные оценки сочетаний соединений передач и исполнительных элементов

| Соединение с передачей |                     | C1                           | C2                                                          | C3                           |
|------------------------|---------------------|------------------------------|-------------------------------------------------------------|------------------------------|
| Исполнительный элемент |                     | Жесткая компенсирующая муфта | Совмещение опоры исполнительного элемента с валом редуктора | Тихоходная зубчатая передача |
| C1                     | Барaban             | 9                            | 9                                                           | 4                            |
| C2                     | Канатоведущий шкив  | 4                            | 9                                                           | 5                            |
| C3                     | Приводная звездочка | 5                            | 9                                                           | 4                            |

Таблица 6

## Вероятности сочетаний систем управления и двигателей

| Система управления |                                                | C1                                      | C2                                   | C3                                                | C4                                                    | C5                                                        | C6                                                            | C7                                                             | C8                                                       |
|--------------------|------------------------------------------------|-----------------------------------------|--------------------------------------|---------------------------------------------------|-------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------|
| Двигатель          |                                                | Гидропривод - дроссельное регулирование | Гидропривод - машинное регулирование | ЭД - ручное многоскоростное плавное регулирование | ЭД - ручное многоскоростное ступенчатое регулирование | ЭД - автоматическое многоскоростное плавное регулирование | ЭД - автоматическое многоскоростное ступенчатое регулирование | Без регулирования на естественных механических характеристиках | ЭД - автоматическое односкоростное плавное регулирование |
| C1                 | Гидромотор                                     | 1                                       | 1                                    | 0                                                 | 0                                                     | 0                                                         | 0                                                             | 0,25                                                           | 0                                                        |
| C2                 | ЭД переменного тока с короткозамкнутым ротором | 0                                       | 0                                    | 0,25                                              | 0                                                     | 0,5                                                       | 0                                                             | 0,25                                                           | 0,4                                                      |
| C3                 | ЭД переменного тока с фазным ротором           | 0                                       | 0                                    | 0,25                                              | 1                                                     | 0                                                         | 1                                                             | 0,25                                                           | 0,2                                                      |
| C4                 | ЭД постоянного тока                            | 0                                       | 0                                    | 0,5                                               | 0                                                     | 0,5                                                       | 0                                                             | 0,25                                                           | 0,4                                                      |
| C5                 | Ручной привод                                  | 0                                       | 0                                    | 0                                                 | 0                                                     | 0                                                         | 0                                                             | 0                                                              | 0                                                        |

Таблица 7

## Вероятности сочетаний двигателей и их соединений с передачами

| Соединение с передачей |                                                | C1                   | C2                                         | C3                | C4                                                             | C5                | C6                                                             | C7                                | C8                                                      | C9                              |
|------------------------|------------------------------------------------|----------------------|--------------------------------------------|-------------------|----------------------------------------------------------------|-------------------|----------------------------------------------------------------|-----------------------------------|---------------------------------------------------------|---------------------------------|
| Двигатель              |                                                | Компенсирующая муфта | Компенсирующая муфта + трансмиссионный вал | Планетарная муфта | Планетарная муфта + компенсирующая муфта + трансмиссионный вал | Фрикционная муфта | Фрикционная муфта + трансмиссионный вал + компенсирующая муфта | Гидромуфта + компенсирующая муфта | Гидромуфта + компенсирующая муфта + трансмиссионный вал | Двигатель совмещен с редуктором |
| C1                     | Гидромотор                                     | 0,3                  | 0,25                                       | 0,25              | 0,25                                                           | 0,25              | 0,25                                                           | 0                                 | 0                                                       | 0                               |
| C2                     | ЭД переменного тока с короткозамкнутым ротором | 0,3                  | 0,25                                       | 0,25              | 0,25                                                           | 0,25              | 0,25                                                           | 0,34                              | 0,34                                                    | 0,34                            |
| C3                     | ЭД переменного тока с фазным ротором           | 0,3                  | 0,25                                       | 0,25              | 0,25                                                           | 0,25              | 0,25                                                           | 0,33                              | 0,33                                                    | 0                               |
| C4                     | ЭД постоянного тока                            | 0,1                  | 0,25                                       | 0,25              | 0,25                                                           | 0,25              | 0,25                                                           | 0,33                              | 0,33                                                    | 0                               |
| C5                     | Ручной привод                                  | 0                    | 0                                          | 0                 | 0                                                              | 0                 | 0                                                              | 0                                 | 0                                                       | 0,66                            |

Таблица 8

## Вероятности сочетаний соединений и передач

| Соединение с передачей |                               | C1                   | C2                                         | C3                | C4                                                             | C5                | C6                                                             | C7                                | C8                                                      | C9                              |
|------------------------|-------------------------------|----------------------|--------------------------------------------|-------------------|----------------------------------------------------------------|-------------------|----------------------------------------------------------------|-----------------------------------|---------------------------------------------------------|---------------------------------|
| Передача               |                               | Компенсирующая муфта | Компенсирующая муфта + трансмиссионный вал | Планетарная муфта | Планетарная муфта + компенсирующая муфта + трансмиссионный вал | Фрикционная муфта | Фрикционная муфта + трансмиссионный вал + компенсирующая муфта | Гидромуфта + компенсирующая муфта | Гидромуфта + компенсирующая муфта + трансмиссионный вал | Двигатель совмещен с редуктором |
| C1                     | Цилиндрический редуктор       | 0,2                  | 0,2                                        | 0,2               | 0,2                                                            | 0,2               | 0,2                                                            | 0,2                               | 0,2                                                     | 0,25                            |
| C2                     | Червячный редуктор            | 0,2                  | 0,2                                        | 0,2               | 0,2                                                            | 0,2               | 0,2                                                            | 0,2                               | 0,2                                                     | 0,25                            |
| C3                     | Конический редуктор           | 0,2                  | 0,2                                        | 0,2               | 0,2                                                            | 0,2               | 0,2                                                            | 0,2                               | 0,2                                                     | 0,12                            |
| C4                     | Планетарный редуктор          | 0,2                  | 0,2                                        | 0,2               | 0,2                                                            | 0,2               | 0,2                                                            | 0,2                               | 0,2                                                     | 0,13                            |
| C5                     | Редуктор с разными передачами | 0,2                  | 0,2                                        | 0,2               | 0,2                                                            | 0,2               | 0,2                                                            | 0,2                               | 0,2                                                     | 0,25                            |

Таблица 9

## Вероятности сочетаний передач и их соединений с исполнительными элементами

| Соединение с передачей |                               | C1                           | C2                                                          | C3                           |
|------------------------|-------------------------------|------------------------------|-------------------------------------------------------------|------------------------------|
| Передача               |                               | Жесткая компенсирующая муфта | Совмещение опоры исполнительного элемента с валом редуктора | Тихоходная зубчатая передача |
| C1                     | Цилиндрический редуктор       | 0,2                          | 0,33                                                        | 0,67                         |
| C2                     | Червячный редуктор            | 0,2                          | 0,17                                                        | 0,16                         |
| C3                     | Конический редуктор           | 0,2                          | 0,16                                                        | 0,17                         |
| C4                     | Планетарный редуктор          | 0,2                          | 0,17                                                        | 0                            |
| C5                     | Редуктор с разными передачами | 0,2                          | 0,17                                                        | 0                            |

Таблица 10

## Вероятности сочетаний соединений передач и исполнительных элементов

| Соединение с передачей |                     | C1                           | C2                                                          | C3                           |
|------------------------|---------------------|------------------------------|-------------------------------------------------------------|------------------------------|
| Исполнительный элемент |                     | Жесткая компенсирующая муфта | Совмещение опоры исполнительного элемента с валом редуктора | Тихоходная зубчатая передача |
| C1                     | Барaban             | 0,5                          | 0,34                                                        | 0,34                         |
| C2                     | Канатоведущий шкив  | 0,25                         | 0,33                                                        | 0,33                         |
| C3                     | Приводная звездочка | 0,25                         | 0,33                                                        | 0,33                         |

Представленные в табл. 1 – 10 экспертные оценки и вероятности сочетаний не являются эталонными и подлежат постоянному уточнению по мере накопления статистиче-

ских данных о функционирующих в структурах механизмов подъемно-транспортных машин систем приводов и перспективных сочетаний их элементов, в том числе един-

ственно возможных в той или иной проект-

#### 4. Анализ результатов исследования

Предложенные в предыдущем разделе вероятности и экспертные оценки сочетаний были введены в нейронную сеть, описанную в [2] с сохранением параметров предыдущего обучения, также описанного в [2].

На основе анализа результатов запросов к нейронной сети [2] можно сделать следующие выводы:

1. При введении в нейронную сеть запроса «мостовой кран» аналогично [2] получено по 10 хромосом ответов с собственными весами (при 50 итерациях генетического алгоритма в каждом нейроне).

При учете в генетических алгоритмах внутри нейронов экспертных оценок хромосомы и их вычисленные функции приспособленности выглядят следующим образом:

- 1) (C.8., C.4., C.9., C.1., C.2., C.1.) = 294;
- 2) (C.8., C.2., C.8., C.1., C.2., C.3.) = 277;
- 3) (C.8., C.2., C.2., C.1., C.2., C.1.) = 294;
- 4) (C.8., C.2., C.1., C.1., C.2., C.2.) = 373;
- 5) (C.3., C.3., C.9., C.1., C.2., C.3.) = 238;
- 6) (C.8., C.2., C.1., C.1., C.2., C.3.) = 372;
- 7) (C.6., C.1., C.1., C.1., C.2., C.1.) = 286;
- 8) (C.3., C.4., C.1., C.2., C.2., C.1.) = 246;
- 9) (C.7., C.1., C.1., C.1., C.2., C.1.) = 302;
- 10) (C.8., C.2., C.5., C.4., C.1., C.1.) = 216.

Первый нейрон, настроенный входными весовыми коэффициентами на получение результата, соответствующего мостовому крану, синтезировал наилучший результат в 5 из 10 итераций. При этом с учетом результатов обучения, заложенных в выходной нейрон [2], во всех десяти итерациях по общему итоговому весу наилучший результат соответствовал первому нейрону. В данном случае можно сделать вывод о достаточной степени обучения, компенсирующей как особенности входных весов для первого нейрона, так и возможный математический дисбаланс функции приспособленности.

При учете в генетических алгоритмах внутри нейронов вероятностных сочетаний элементов хромосомы и их вычисленные функции приспособленности выглядят следующим образом:

- 1) (C.4., C.3., C.2., C.2., C.1., C.1.) = 22,5;

ной ситуации.

- 2) (C.4., C.3., C.7., C.3., C.2., C.1.) = 21,94;
- 3) (C.8., C.4., C.2., C.1., C.3., C.1.) = 22,07;
- 4) (C.4., C.3., C.8., C.1., C.1., C.1.) = 23,18;
- 5) (C.1., C.1., C.1., C.1., C.3., C.2.) = 19,31;
- 6) (C.1., C.1., C.3., C.1., C.3., C.1.) = 22,12;
- 7) (C.4., C.3., C.7., C.3., C.3., C.1.) = 21,94;
- 8) (C.8., C.4., C.6., C.1., C.2., C.1.) = 18,49;
- 9) (C.4., C.3., C.8., C.4., C.1., C.1.) = 22,38;
- 10) (C.8., C.4., C.8., C.1., C.3., C.1.) = 21,39.

Первый нейрон синтезировал наилучший результат в 1 из 10 итераций. В шести итерациях наилучший результат соответствовал второму нейрону. С учетом результатов обучения, заложенных в выходной нейрон [2], во всех десяти итерациях также по общему итоговому весу наилучший результат соответствовал первому нейрону. В данном случае также можно сделать вывод о достаточной степени обучения, заложенной в выходной нейрон. Физический смысл полученных решений при применении вероятностных коэффициентов значительно более ощутим, нежели при применении экспертных оценок. Из десяти решений девять структур завершаются барабаном. В предыдущем случае – всего шесть.

2. При введении в нейронную сеть запроса «стреловой кран» аналогично [2] получено по 10 хромосом ответов с собственными весами (при 50 итерациях генетического алгоритма в каждом нейроне).

При учете в генетических алгоритмах внутри нейронов экспертных оценок хромосомы и их вычисленные функции приспособленности выглядят следующим образом:

- 1) (C.2., C.1., C.2., C.4., C.2., C.2.) = 263;
- 2) (C.2., C.1., C.1., C.1., C.2., C.1.) = 368;
- 3) (C.1., C.2., C.1., C.4., C.1., C.1.) = 269;
- 4) (C.1., C.1., C.1., C.1., C.2., C.2.) = 364;
- 5) (C.2., C.1., C.1., C.1., C.2., C.1.) = 368;
- 6) (C.8., C.2., C.9., C.1., C.2., C.3.) = 277;
- 7) (C.5., C.1., C.1., C.1., C.2., C.1.) = 292;
- 8) (C.1., C.2., C.1., C.1., C.2., C.3.) = 273;
- 9) (C.2., C.1., C.2., C.1., C.2., C.2.) = 294;
- 10) (C.1., C.1., C.1., C.5., C.2., C.3.) = 300.

Второй нейрон, настроенный входными весовыми коэффициентами на получение результата, соответствующего стреловому крану, синтезировал наилучший результат в 3-х

из 10 итераций. В шести итерациях наилучший результат был сгенерирован первым нейроном. При этом с учетом результатов обучения, заложенных в выходной нейрон [2], во всех десяти итерациях по общему итоговому весу наилучший результат соответствовал второму нейрону. Аналогично выводам по первому нейрону в данном случае можно сделать вывод о достаточной степени обучения нейросети.

При учете в генетических алгоритмах внутри нейронов вероятностных сочетаний элементов хромосомы и их вычисленные функции приспособленности выглядят следующим образом:

- 1) (C.1., C.1., C.4., C.5., C.2., C.1.) = 23,25;
- 2) (C.2., C.1., C.2., C.3., C.1., C.1.) = 24,05;
- 3) (C.1., C.1., C.5., C.4., C.3., C.1.) = 21,49;
- 4) (C.1., C.1., C.3., C.1., C.3., C.2.) = 23,39;
- 5) (C.1., C.1., C.3., C.3., C.1., C.1.) = 23,85;
- 6) (C.2., C.1., C.6., C.1., C.3., C.2.) = 22,79;
- 7) (C.2., C.1., C.2., C.1., C.2., C.1.) = 25,61;
- 8) (C.2., C.1., C.3., C.3., C.1., C.1.) = 23,85;
- 9) (C.2., C.1., C.1., C.2., C.1., C.1.) = 24,7;
- 10) (C.1., C.1., C.5., C.5., C.3., C.1.) = 21,49.

Второй нейрон синтезировал наилучший результат в 5 из 10 итераций. С учетом результатов обучения, заложенных в выходной нейрон [2], во всех десяти итерациях также по общему итоговому весу наилучший результат соответствовал второму нейрону. В данном случае также можно сделать вывод о достаточной степени обучения, заложенной в выходной нейрон. Физический смысл полученных решений при применении вероятностных коэффициентов аналогично первому нейрону значительно более ощутим, в сравнении с применением экспертных оценок. Из десяти решений восемь структур завершаются барабаном. При применении экспертных оценок – всего четыре.

3. При введении в нейронную сеть запроса «лифт» аналогично [2] получено по 10 хромосом ответов с собственными весами (при 50 итерациях генетического алгоритма в каждом нейроне).

При учете в генетических алгоритмах внутри нейронов экспертных оценок хромосомы и их вычисленные функции приспособленности выглядят следующим образом:

- 1) (C.8., C.3., C.1., C.1., C.1., C.2.) = 254;
- 2) (C.8., C.2., C.1., C.1., C.2., C.1.) = 365;
- 3) (C.8., C.4., C.2., C.1., C.2., C.1.) = 268;
- 4) (C.7., C.2., C.9., C.1., C.2., C.1.) = 252;
- 5) (C.3., C.2., C.1., C.1., C.2., C.2.) = 317;
- 6) (C.1., C.3., C.1., C.1., C.2., C.3.) = 267;
- 7) (C.8., C.2., C.1., C.5., C.1., C.3.) = 258;
- 8) (C.5., C.4., C.1., C.1., C.2., C.3.) = 281;
- 9) (C.8., C.4., C.1., C.4., C.2., C.2.) = 262;
- 10) (C.8., C.2., C.1., C.1., C.1., C.1.) = 347.

Третий нейрон, настроенный входными весовыми коэффициентами на получение результата, соответствующего лифту, синтезировал наилучший результат в 3-х из 10 итераций. В пяти итерациях наилучший результат был сгенерирован первым нейроном. При этом с учетом результатов обучения, заложенных в выходной нейрон [2], в четырех итерациях лучший итоговый результат не был сгенерирован третьим нейроном. В данном случае можно сделать вывод о недостаточной степени обучения нейросети, указав, что разброс значений функции приспособленности при вводе экспертных оценок в диапазоне 1...9 ухудшает результат процесса обучения, полученный в [2].

При учете в генетических алгоритмах внутри нейронов вероятностных сочетаний элементов хромосомы и их вычисленные функции приспособленности выглядят следующим образом:

- 1) (C.6., C.5., C.9., C.1., C.3., C.2.) = 21,15;
- 2) (C.4., C.3., C.6., C.1., C.3., C.2.) = 20,96;
- 3) (C.2., C.1., C.8., C.1., C.3., C.2.) = 20,41;
- 4) (C.5., C.2., C.2., C.4., C.2., C.2.) = 19,89;
- 5) (C.2., C.1., C.9., C.1., C.3., C.2.) = 21,51;
- 6) (C.5., C.4., C.4., C.1., C.3., C.2.) = 22,61;
- 7) (C.3., C.2., C.9., C.1., C.3., C.2.) = 21,8;
- 8) (C.5., C.2., C.1., C.1., C.3., C.1.) = 21,17;
- 9) (C.5., C.2., C.5., C.1., C.3., C.2.) = 23,21;
- 10) (C.5., C.2., C.9., C.2., C.1., C.2.) = 19,14.

Третий нейрон синтезировал наилучший результат в одной из десяти итераций. По сравнению с применением экспертных оценок лучший итоговый результат не был сгенерирован третьим нейроном всего в двух итерациях при близких значениях функций приспособленности. В данном случае также можно сделать вывод о недостаточной степени обучения нейросети, однако применение

вероятностных коэффициентов сочетаний уменьшает итоговый разброс результатов. Физический смысл полученных решений при применении вероятностных коэффициентов аналогично первому нейрону значительно более ощутим, в сравнении с применением экспертных оценок. Из десяти решений девять структур завершаются применением канатоведущего шкива. При использовании экспертных оценок – всего три.

## 5. Заключение

Предложенная в настоящей статье функция приспособленности генетического алгоритма на основе частного случая байесовской сети, в которой учитывается взаимодействие только находящихся рядом уровней, а итоговое значение функции определяется суммированием величин признаков с учетом коэффициентов их возможного взаимодействия, в определенных случаях позволяет получать сравнительно более качественный результат, а именно в отношении линейных функций и применения в качестве коэффициентов сочетаемости весовых коэф-

фициентов в диапазоне 1...9. Результаты работы нейронной сети, описанной в [2], с усовершенствованиями, сформулированными в данной статье, позволяют сделать следующие выводы:

1. Применение вероятностных коэффициентов сочетаний элементов внутри структур приводов позволяет формировать более точные и близкие к ожидаемым результатам запроса по физическому смыслу решения.

2. В случае недостаточности обучения нейронной сети применение экспертных оценок в диапазоне 1...9 внутри функции приспособленности может значительно усугубить недостатки машинного обучения за счет математической разбалансировки результатов функции приспособленности.

Отдельное внимание в ходе дальнейших исследований стоит уделить анализу результатов при сходных условиях, но в случае значительного увеличения количества циклов генетического алгоритма, что в соответствии с тезисами работы [1] может способствовать получению значительно более качественных и стабильных результатов.

## Список литературы

1 Гончаров К.А. Применение генетического алгоритма в процессе синтеза структурных схем приводов механизмов подъема груза // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2025. №4. С. 384 – 391. DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-04-384-391.

2 Гончаров К.А. Синтез структурных схем приводов барабанных механизмов подъемно-транспортных машин на основе архитектуры нейронной сети прямого распространения // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2026. №1. С. 7–15. DOI: 10.22281/2413-9920-2026-12-01-07-15.

3 ГОСТ Р 71476 – 2024. Искусственный интеллект. Концепции и терминология искусственного интеллекта. Введ. 2025 – 01 – 01. – М.: Российский институт стандартизации, 2024. 54 с.

## References

1. Goncharov K.A. Application of a genetic algorithm in the synthesis process of structural diagrams of load-lifting mechanisms drives. Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta, 2025, No.4, pp. 384-391. DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-04-384-391 (In Russian)

2. Goncharov K.A. Synthesis of structural diagrams for drum drives of hoisting and transport machines based on a feed forward neural network architecture. Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta, 2026, No.1, pp. 7-15. DOI: 10.22281/2413-9920-2026-12-01-07-15 (In Russian)

3. GOST R 71476 – 2024. Artificial intelligence – Artificial intelligence concepts and terminology. 2025 – 01 – 01, Russian institute of standardization, 2024. 54 p. (In Russian)

УДК (УДК) 621.7

ИССЛЕДОВАНИЕ ДЕЙСТВИЯ УДАРНЫХ НАГРУЗОК НА ЗАПРЕГРАДНОЕ  
УСИЛИЕ КОМБИНИРОВАННОЙ ПРЕГРАДЫSTUDIES OF THE EFFECT OF SHOCK LOADS ON THE BARRIER FORCE OF  
A COMBINED BARRIERДвойников Д.А., Залазинский А.Г., Нестеренко А.В., Швейкин В.П.  
Dvoynikov D.A., Zalazinsky A.G., Nesterenko A.V., Shveikin V.P.Институт машиноведения имени Э.С. Горкунова Уральского отделения Российской академии наук  
(Екатеринбург, Россия)

Institute of Engineering Science, Ural Branch of the Russian Academy of Sciences (Ekaterinburg, Russian Federation)

**Аннотация.** Развитие материаловедения связано с разработкой и исследованиями композиционных материалов волокнистого и слоистого строения, которые находят широкое применение в современном машиностроении. Среди широкого спектра вопросов, связанных с исследованиями слоистых композитов, можно выделить прикладные задачи в области динамического взаимодействия объектов. Анализ методов повышения сопротивления пробиванию преграды приводит к заключению необходимости выполнения ряда конкурирующих друг с другом требований: масса, толщина преграды и остаточная энергия динамически взаимодействующих объектов в случае разрушения преграды должны быть минимальными, ее живучесть максимальной. Целью исследования является изучение действия силовых нагрузок на запреградное усилие в конструктивных элементах изделий, снабжённых комбинированными преградами. Для этого предложена модель комбинированной преграды, содержащая отражающий слой, прослойку из пористого лёгкого металла для поглощения энергии и слой, задерживающий продукты удара. Реализовано численное моделирование динамического нагружения преграды и дана аналитическая оценка прогнозирования ее разрушения по типу «выбивания пробки» при силовом нагружении высокоскоростным жёстким ударником, также выполнен эксперимент по квазистатическому внедрению индентора в преграду с пористым слоем. Совместное применение имитационного и физического моделирования конструктивных элементов позволяет прогнозировать живучесть и надёжность конструкций на стадии проектирования изделий машиностроения, при этом существенно сокращаются трудозатраты и стоимость необходимых для выполнения требуемых работ.

**Ключевые слова:** комбинированная преграда, силовое нагружение, высокоскоростной удар, запреградное усилие.

**Abstract.** The development of materials science is associated with the development and research of composite materials of fibrous and layered structures, which are widely used in modern mechanical engineering. Among the wide range of issues related to the research of layered composites, applied problems in the field of dynamic interaction of objects can be distinguished. The analysis of methods for increasing the barrier penetration resistance leads to the need to fulfill a number of competing requirements: the mass, thickness of the barrier and the residual energy of dynamically interacting objects in the event of destruction of the barrier should be minimal, its survivability maximum. The purpose of the study is to study the effect of force loads on the barrier force in the structural elements of products equipped with combined barriers. For this purpose, a model of a combined barrier is proposed, containing a reflective layer, a layer of porous light metal to absorb energy, and a layer that delays impact products. Numerical modeling of the dynamic loading of an obstacle has been implemented and an analytical assessment of the prediction of its destruction by the type of "knocking out a plug" under force loading by a high-speed rigid impactor has been performed, as well as an experiment on the quasi-static insertion of an indenter into an obstacle with a porous layer. The combined use of simulation and physical modeling of structural elements makes it possible to predict the survivability and reliability of structures at the design stage of mechanical engineering products, while significantly reducing labor costs and the cost of performing the required work.

**Keywords:** combined obstacle, force loading, high-speed impact, barrier force.

Дата получения статьи: 16.07.2026  
Дата принятия к публикации: 24.08.2026  
Дата публикации: 25.09.2026

Date of manuscript reception: 16.07.2026  
Date of acceptance for publication: 24.08.2026  
Date of publication: 25.09.2026



**Сведения об авторах:**

**Двойников Дмитрий Алексеевич** – кандидат технических наук, научный сотрудник лаборатории системного моделирования Федерального государственного бюджетного учреждения науки Института машиноведения имени Э.С. Горкунова Уральского отделения Российской академии наук (ИМАШ УрО РАН), *e-mail: dm.dvoynikov@mail.ru*.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0748-2375>

**Залазинский Александр Георгиевич** – доктор технических наук, профессор, главный научный сотрудник лаборатории системного моделирования Федерального государственного бюджетного учреждения науки Института машиноведения имени Э.С. Горкунова Уральского отделения Российской академии наук (ИМАШ УрО РАН), *e-mail: zalaz@list.ru*.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8352-5475>

**Нестеренко Антон Владимирович** – кандидат технических наук, старший научный сотрудник лаборатории микромеханики материалов Федерального государственного бюджетного учреждения науки Института машиноведения имени Э.С. Горкунова Уральского отделения Российской академии наук (ИМАШ УрО РАН), *e-mail: nav@imach.uran.ru*.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7010-6260>

**Швейкин Владимир Павлович** – доктор технических наук, доцент, директор, заведующий лабораторией системного моделирования Федерального государственного бюджетного учреждения науки Института машиноведения имени Э.С. Горкунова Уральского отделения Российской академии наук (ИМАШ УрО РАН), *e-mail: shveikin60@mail.ru*.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9316-1369>

**Authors' information:**

**Dmitriy A. Dvoynikov** - Candidate of Technical Sciences, Researcher at the Laboratory of System Modeling of the Institute of Engineering Science, Ural Branch of the Russian Academy of Sciences (IES UB RAS), *e-mail: dm.dvoynikov@mail.ru*.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0748-2375>

**Alexandr G. Zalazinsky** - Doctor of Technical Sciences, Professor, Chief Researcher at the Laboratory of System Modeling of the Institute of Engineering Science, Ural Branch of the Russian Academy of Sciences (IES UB RAS), *e-mail: zalaz@list.ru*.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8352-5475>

**Anton V. Nesterenko** – Candidate of Technical Sciences, Senior Researcher at the Laboratory of Micromechanics of Materials of the Institute of Engineering Science, Ural Branch of the Russian Academy of Sciences (IES UB RAS), *e-mail: nav@imach.uran.ru*.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7010-6260>

**Vladimir P. Shveikin** – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Director, Head at the Laboratory of System Modeling of the Institute of Engineering Science, Ural Branch of the Russian Academy of Sciences (IES UB RAS), *e-mail: shveikin60@mail.ru*.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9316-1369>

**1. Введение**

Развитие современного материаловедения связано с разработкой и исследованиями композиционных материалов волокнистого и слоистого строения, которые находят широкое применение в современном авиастроении, при создании нового оборудования атомной энергетики, транспортном машиностроении, проектировании сложных изделий, эксплуатируемых в экстремальных условиях в различных отраслях техники [1]. Среди широкого спектра вопросов, связанных с исследованиями слоистых композитов можно выделить прикладные задачи, перечисленные в [2], которые возникают в области исследований динамического взаимодействия объектов. Например, при разработке газотурбинных двигателей летательных аппаратов в соответствии с российскими и международными авиационными нормами должна быть

обеспечена прочность корпуса силовой установки при обрыве лопасти вращающегося ротора, попадании птиц или льда. Корпус бортового накопителя полетной информации и обшивка композитного крыла самолета должны выдерживать локальное ударное воздействие заданной кинетической энергии. Защитные контейнеры для транспортировки и хранения отработавшего ядерного топлива в соответствии с нормами МАГАТЭ должны сохранять прочность при локальном деформировании в условиях падения на вертикальный цилиндрический стержень. В передвижных средствах, перевозящих ценные грузы, также широко используются защитные композитные конструкции. В состав композитов слоистого строения включаются в том числе пористые прослойки для поглощения кинетической энергии при динамическом взаимодействии объектов и диссипации упругих колебаний, обеспечивающих замедление роста

усталостных трещин в элементах машин и оборудования.

Анализ состояния вопроса по методам повышения сопротивления пробиванию преграды приводит к необходимости выполнения ряда требований: масса, толщина преграды и остаточная энергия динамически взаимодействующих объектов в случае разрушения преграды должны быть минимальными, ее живучесть максимальной. Данные требования являются конкурирующими, в частности, неограниченное увеличение прочности приводит к хрупкому разрушению и снижению живучести. Во многих случаях материалом для пористых слоев многослойных (комбинированных) преград выбирают материалы на основе алюминия и его сплавов, к достоинствам которых, помимо прочего, можно отнести малый вес и коммерческую доступность. Повышение надёжности комбинированных защитных конструкций может быть достигнуто применением методов многокритериальной оптимизации.

Результаты экспериментальных исследований различных авторов показали эффективность использования пористых прослоек в комбинированных преградах. При этом в ряде работ исследована чувствительность пористого металла к скорости деформации. Она варьируется в зависимости от конкретного материала, геометрии и метода обработки. Например, в [3] сообщается о влиянии скорости деформации на свойства алюминиевой пены с относительной плотностью 0,1, когда образцы пеноматериала подвергаются сжатию при динамической и квазистатической деформации. В частности, прочность на сжатие почти удваивается при увеличении скорости деформации на шесть порядков. Кроме того, поглощение энергии на единицу объема материала ALPORAS при динамическом нагружении на 50% больше, чем при квазистатическом. Противоположные результаты получены в [4], где приводятся результаты исследования двух пеноалюминиевых материалов (Alulight and Duocel). Установлено, что динамическое поведение этих пен похоже на их квазистатическое поведение. В [5] для алюминиевой пены с открытыми ячейками не выявлено зависимости

прочности на сжатие от скорости нагрузки. В [6] авторы приводят экспериментальные данные изучения поведения пеноалюминия, усиленного полыми стальными сферами при различных скоростях сжатия. Так на универсальной сервогидравлической испытательной машине MTS проводились испытания на квазистатическое сжатие при скорости ползуна 1,27 мм/мин, а на высокоскоростное сжатие – с использованием стержня Хопкинсона при скорости деформации  $3,5 \times 10^3 \text{ с}^{-1}$ . Выполненные эксперименты выявили высокую чувствительность к скорости деформации, особенно при низких уровнях деформации, но после достижения деформации 30% предел прочности приближается к значению при квазистатическом нагружении. Упомянутые исследования демонстрируют неоднозначность влияния скорости деформации, но в целом можно констатировать, что возрастание пределов текучести и прочности образцов с увеличением скорости нагружения приводит к значительному улучшению способности поглощения энергии.

Сложность и множество возможных механизмов разрушения преград затрудняет анализ результатов экспериментов. Необходимо отметить большие стоимость и трудоемкость экспериментов. Вместе с тем решение задач ударного нагружения и разрушения комбинированных преград проникающими инденторами остаётся актуальным [7,8]. В связи с этим существует тенденция к расширению применения расчётных методов, к которым относят метод конечных элементов с его программным обеспечением – пакеты Fidesys, Abaqus, DEFORM и др. Центральным вопросом в процессе практического использования метода конечных элементов является корректный выбор моделей деформирования и разрушения материалов, а также определение варьируемых параметров, число которых может измеряться десятками. Таким образом, разработка численных моделей комбинированных преград, обеспечивающих оценку динамической стойкости защиты, и определение зон разрушения при различных условиях ударного воздействия остаётся актуальной задачей.

Современные требования к качеству прогноза последствий удара приводят к необходимости учёта особенностей процессов локального деформирования структурно-неоднородных материалов [9]. Это создает серьезные математические трудности и затрудняет разработку точных аналитических решений инженерного проектирования комбинированных преград для защиты изделий.

В [10] было установлено, что усилие при внедрении индентора в комбинированную преграду, содержащую пористый слой, увеличивалось почти линейно до достижения первого пика усилия, соответствовавшего разрушению отражающего слоя. Затем усилие уменьшалось до минимума и снова увеличивалось, достигая второго пика. После достижения второго пика усилие уменьшалось вплоть до завершения испытаний. Авторы [10] оценили влияние различных факторов на кривую «усилие – перемещение». Так более толстый отражающий слой приводил к большим значениям уровней средней и пиковой нагрузки. Также при увеличении толщины пористого слоя возрастало усилие в случае тонкого отражающего слоя, в то время как при большей толщине отражающего слоя толщина сердечника не играла существенной роли. Удельная поглощаемая энергия увеличивалась в 2-7 раз при двукратном уменьшении толщины пористого слоя с одновременным пятикратным утолщением фронтального слоя.

В работе [11] на одинаковых по конструкции преградах были выполнены эксперименты в квазистатическом (0,02 мм/с) и динамическом режимах (от 70 до 250 м/с). Результаты были использованы для построения зависимости отношения энергий пробития преграды при статическом и динамическом воздействии ударника в широком диапазоне скоростей. Оказалось, что эта зависимость имеет линейный характер.

## 2. Постановка задачи

Объект исследования - демпфирующее свойство преград, включающих пористые прослойки для поглощения энергии высокоскоростного ударника.

Целью исследования является изучение действия силовых нагрузок на запреградное усилие в конструктивных элементах изделий, снабжённых комбинированными преградами. Поставленная цель достигается серией вычислительного и физического экспериментов.

## 3. Методика эксперимента

Для исследования процесса внедрения высокоскоростного жёсткого ударника в комбинированную преграду предложена модель, реализованная с помощью устройства (рис. 1). Оно содержит пресс-форму с донной частью 1, ударник 5 и трехслойную преграду, включающую отражающий слой 4, пористый слой 3 и слой 2, задерживающий продукты удара, толщина пористого слоя  $h$  при этом варьируется. Для отражающего и задерживающего слоёв выбраны сплавы титана и алюминия. Наружные слои преграды обладают упругопластическими свойствами; слой 3 - пластически сжимаемый материал с варьируемой плотностью.

Процесс взаимодействия жёсткого ударника с преградой разделили на две стадии. В начальной стадии удара наблюдается формоизменение комбинированной преграды, сопровождающееся сжатием пористой прослойки. На стадии сжатия пористого слоя 3 поглощается основная доля кинетической энергии жёсткого ударника. Уплотнение пористого материала приводит к увеличению давления  $p(z)$  ударника и усилия  $P \leq P_{\max}$ .

Случай разрушения донной части пресс-формы по типу «выбивания пробки» на заключительной стадии удара прогнозируется на основе аналитической оценки, учитывающей кинетическую энергию ударника  $E$  и свойства пористой прослойки.

Определяется при исходных значениях кинетической энергии  $E$  и массы  $m$  жёсткого ударника его скорость:

$$V = \sqrt{2E/m}.$$

Работа ударника  $\Delta A$  при перемещении  $\Delta z$  на стадии уплотнения пористого слоя 3:

$$\Delta A = m \frac{dV}{dt} \Delta z.$$

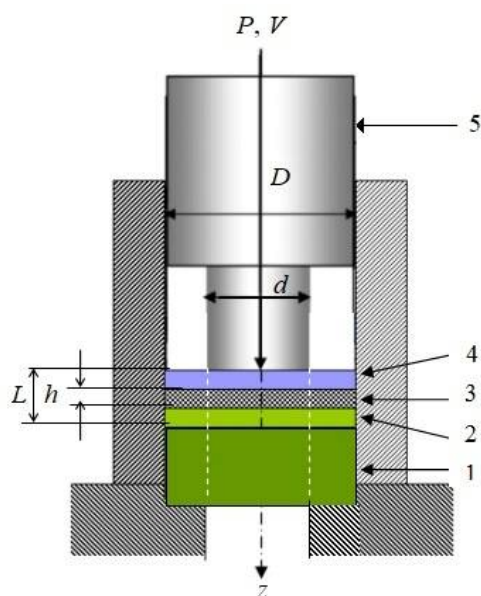


Рис.1. Схема устройства для моделирования удара в комбинированную преграду:

- 1 - донная часть пресс-формы;  
2 - задерживающий слой; 3 - пористая прослойка; 4 - отражающий слой;  
5 - ударник

Давление  $p$  сжатия пористой массы определяется соотношением:

$$\frac{p}{\tau_{s3}} = \frac{2}{\sqrt{3}} \frac{(1 - \vartheta)^{3/2}}{\vartheta^{1/2}}.$$

где  $\tau_{s3}$  - предел текучести при сдвиге материала прослойки в компактном состоянии,  $\vartheta$  - относительная пористость прослойки.

Значение относительной пористости  $\vartheta$  сжимаемой среды в канале пресс-формы является функцией перемещения  $\Delta h$  рабочего пуансона:

$$\vartheta = 1 - \frac{1 - \vartheta_b}{1 - \Delta h / h}.$$

где  $\vartheta_b$  - исходное значение пористости прослойки 3.

В процессе взаимодействия жёсткого ударника с комбинированной преградой  $\bar{\vartheta}_3^* \leq \vartheta_b$ , где  $\bar{\vartheta}_3^*$  - относительная пористость слоя 3 на стадии пробоя донной части 1 пресс-формы. При этом сила удара  $P \rightarrow P_{\max}$ .

В случае пробоя части 1 пресс-формы максимальное усилие  $P_{\max}$  от жёсткого ударника достигает значения:

$$P_{\max} = \pi \frac{d^2}{4} p_{\max}.$$

Кинетическая энергия при пробое преграды не превосходит работу  $A(z)$ . При этом  $E > E_k \geq 0$ ,  $V_k < V$ , где  $E_k$  и  $V_k$  - кинетическая энергия и скорость ударника для момента окончания процесса взаимодействия жёсткого ударника с комбинированной преградой.

#### 4. Результаты и их обсуждение

В первой части работы в САЕ-пакете с использованием метода конечных элементов выполнили имитационное моделирование запреградных усилий  $F$  и формоизменения комбинированной преграды без разрушения донной части пресс-формы. При этом приняли исходные размеры конструктивных элементов:  $D = 40$  мм,  $20 \geq d \geq 10$  мм, толщина преграды  $L \leq 9$  мм, толщина пористого слоя  $h$  варьируется, масса ударника  $m \leq 10$  кг, энергия удара  $E = 0,5$  кДж (в процессе деформирования преграды кинетическая энергия расходуется полностью); температура окружающей среды  $20^\circ\text{C}$ . Комбинированная преграда содержит три слоя толщиной 2-5-2 мм. Наружные слои (сплав титана ВТ6 и дюралюминий Д16) обладают упругопластическими свойствами, прослойка - пластически сжимаемые материалы с начальным значением относительной плотности  $\rho = 0,6$ . Материал прослойки варьируется, в первом варианте - пористый титановый сплав ВТ9, в втором - пористый дюралюминий Д16. Результаты имитационного моделирования показаны на рис. 2, 3 и в табл. 1.

Во второй части выполнен физический эксперимент квазистатического силового нагружения при внедрении цилиндрического индентора в комбинированную трехслойную преграду. Отражающий слой выполнен из титана ВТ-1, задерживающий слой сделан

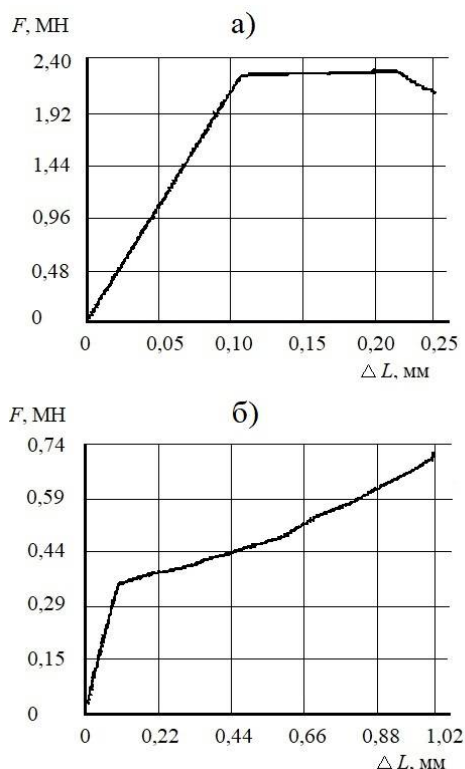


Рис. 2. Зависимость запреградного усилия от внедрения жёсткого ударника в комбинированную преграду с пористой прослойкой из сплава: а) ВТ9, б) Д16

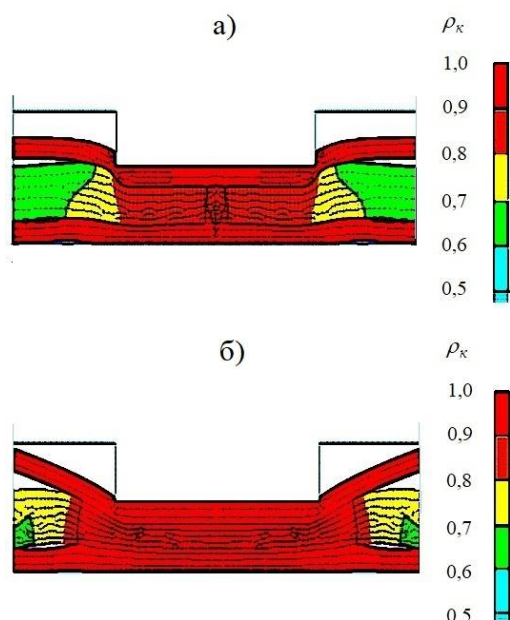


Рис.3. Результат моделирования деформации комбинированной преграды после взаимодействия с жёстким ударником с распределением относительной плотности в преграде из сплава: а - ВТ9; б - Д16

Таблица 1

Результат определения запреградного усилия  $F$  и силы  $P_{\max}$  ударника

| Материал пористого слоя | Относительная плотность в слое после удара $\rho_k$ | Усилие $P_{\max}$ ударника, МН | Запреградное усилие $F$ , МН | Перемещение ударника $\Delta h$ , мм |
|-------------------------|-----------------------------------------------------|--------------------------------|------------------------------|--------------------------------------|
| Сплав ВТ9               | 0,62-0,63                                           | 2,29                           | 2,22                         | 0,22                                 |
| Сплав Д16               | 0,75-0,78                                           | 1,85                           | 0,73                         | 1,03                                 |

из алюминиевого сплава Д16 с толщинами 2 и 2,9 мм соответственно. У пористого слоя, представленного пеноматериалом на основе алюминия, были исходная толщина 13,35 мм и относительная пористость  $\vartheta \approx 0,5$ . Сами поры размером  $\approx 0,5 \div 1$  мм имели закрытый характер и были равномерно распределены по объему. По химическому составу материал пористого слоя может быть отнесен к группе алюминиевых деформируемых сплавов марки АД, которые отличаются пластичностью и хорошей коррозионной стойкостью. Эксперимент осуществили на испытательной машине INSTRON 8801, оснащенной специальной экспериментальной оснасткой. Ее схема, фотографии образца до и после эксперимента приведены на рис. 4, 5.

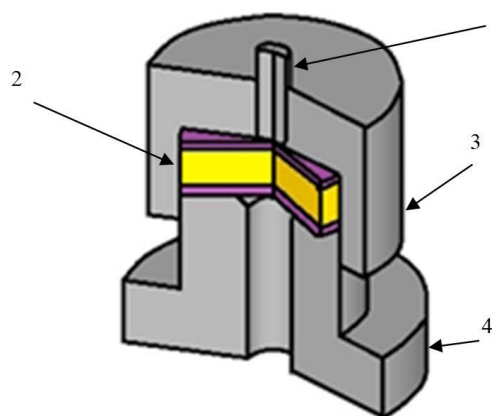


Рис. 4. Схема экспериментальной оснастки для индентирования: 1 – индентор, 2 – многослойная преграда, 3, 4 – верхняя и нижняя части оснастки

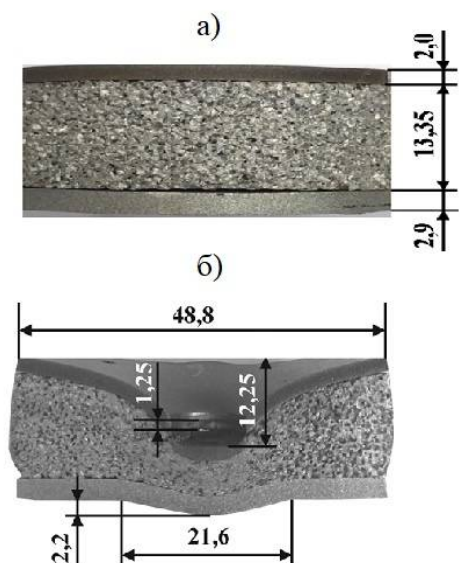


Рис. 5. Образец до эксперимента (а), после эксперимента (б)

Скорость перемещения индентора диаметром 10 мм и плоским торцом составляла 5 мм/мин, глубина внедрения  $\approx 12,25$  мм. Эксперимент имитировал частичное пробивание преграды, при котором отражающий слой пробит, но для пробития остальных слоев преграды энергии ударника недостаточно. В ходе эксперимента оценивался спектр трансформаций комбинированной преграды, включающий видимые изменения (деформация и разрушение) и изменение макроструктуры пористого слоя при квазистатическом воздействии индентора. Как видно на рис. 4, средний и задерживающий слои при этом сохраняют целостность, претерпевая некоторую деформацию. Визуально наблюдается существенное уплотнение среднего слоя. Деформация задерживающего слоя в виде образования выпуклой поверхности на момент окончания эксперимента составляла 2,2 мм. На рис. 6 показана диаграмма изменения усилия внедрения  $P$  от перемещения индентора  $\Delta h$ . Начало эксперимента характеризуется резким возрастанием усилия, после чего интенсивность скорость возрастания усилия снижается, приобретая линейную зависимость от перемещения индентора. При  $\Delta h \approx 11$  мм наблюдается пик усилия, после чего происходит его резкое уменьшение. Очевидно, этот момент связан с разрушением

отражающего слоя преграды по типу «выбивания пробки».

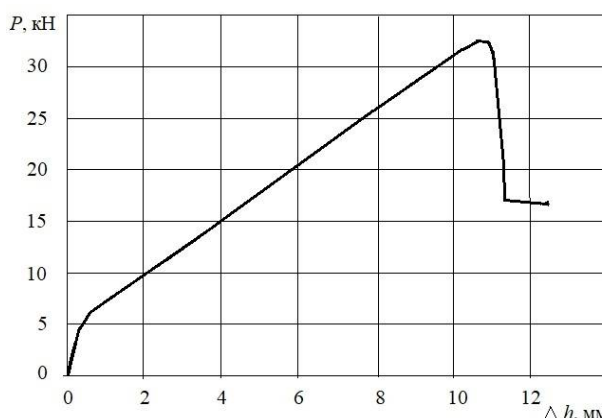


Рис. 6. Диаграмма зависимости усилия  $P$  от перемещения  $\Delta h$  индентора

Полученные при индентировании комбинированной преграды экспериментальные результаты частично совпадают с результатами работы [10], в которой изучались механические и энергопоглощающие свойства сэндвич-панелей с пеноалюминиевой сердцевиной ALPORAS и алюминиевыми внешними слоями с применением квазистатических испытания на пробивание комбинированной преграды.

## 5. Заключение

По результатам моделирования силовых нагрузений и пластической деформации слоёв комбинированной преграды, содержащей пористый слой, при внедрении высокоскоростного жёсткого ударника предложена конструкция преграды для защиты машин и оборудования от ударных нагрузок. Используемые материалы (с учетом их механических свойств) в качестве пористой прослойки и ее размеры могут служить одним из критериев оптимизации конструкции комбинированной преграды, когда минимизируются толщина ее слоёв, вес и стоимость при сохранении гарантированной несущей способности и минимизации запреградных нагрузок. Совместное применение имитационного и физического моделирования конструктивных элементов позволяет прогнозировать живучесть и надёжность конструкций на ста-

дии проектирования изделий машиностроения, при этом существенно сокращаются трудозатраты и стоимость необходимых для выполнения требуемых работ.

Авторы выражают благодарность к.т.н. Вичужанину Д.И. за помощь при проведении физического эксперимента.

### Список литературы

1. Каблов Е.Н. Стратегические направления развития материалов и технологий их переработки на период до 2030 года // Авиационные материалы и технологии. 2012. №5. С. 7–17.
2. В.Г. Баженов, А.А. Рябов, С.С. Куканов, С.О. Птицын. Численные и экспериментальные исследования динамического деформирования и разрушения при соударении прямоугольных пластин // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Механика. 2024. № 3. С. 85–96. DOI: 10.15593/perm.mech/2024.3.07.
3. Mukai T, Kanahashi H, Miyoshi T, et al. Experimental study of energy absorption in a close-celled aluminum foam under dynamic loading // Scripta Mater. 1999. Vol. 40(8). pp. 921–927.
4. Deshpande V.S., Fleck N.A. High strain rate compressive behavior of aluminum alloy foams // Int. J. Impact Eng. 2000. Vol. 24. pp. 277–298.
5. Lankford, J., Dannemann, K.A. Strain Rate Effects in Porous Materials // MRS Online Proceedings Library. 1998. Vol. 521. pp. 103–108. DOI: 10.1557/PROC-521-103.
6. Alvandi-Tabrizi, Y., Whisler, D.A., Kim, H., Rabiei, A. High strain rate behavior of composite metal foams // Materials Science and Engineering: A. 2015. Vol. 631. pp. 248–257. DOI: 10.1016/j.msea.2015.02.027.
7. Kolmogorov V.L., Zalazinsky A.G., Zalazinskaya E.A. The superdeep penetration of a particle into an elastic-plastic medium // International Journal of Impact Engineering. 2007. Vol. 34. Issue 11. pp. 1869–1882.
8. Agapitova O.Y., Dvoynikov D.A., Zalazinsky A.G., Nesterenko A.V., Titov V.G., Shveikin V.P. Simulation modeling and improvement of the design of a combined barrier

Работа выполнена в соответствии с государственным заданием ИМАШ УрО РАН с использованием оборудования ЦКП «Пластометрия».

### References

1. Kablov E.N. Strategic directions for the development of materials and technologies for their processing for the period up to 2030. *Aviationnnye materialy i tekhnologii*. 2012. No. 5. pp. 7–17. (In Russian).
2. V.G. Bazhenov, A.A. Ryabov, S.S. Kukanov, S.O. Ptitsyn. Numerical and experimental studies of dynamic deformation and fracture in the collision of rectangular plates. *Vestnik Permskogo natsionalnogo issledovatel'skogo politekhnicheskogo universiteta. Mekhanika*. 2024. No. 3. pp. 85–96. DOI: 10.15593/perm.mech/2024.3.07. (In Russian).
3. Mukai T, Kanahashi H, Miyoshi T. Experimental study of energy absorption in a close-celled aluminum foam under dynamic loading. *Scripta Mater*. 1999. Vol. 40(8). pp. 921–927.
4. Deshpande V.S., Fleck N.A. High strain rate compressive behavior of aluminum alloy foams. *Int. J. Impact Eng*. 2000. Vol. 24. pp. 277–298.
5. Lankford, J., Dannemann, K.A. Strain Rate Effects in Porous Materials. *MRS Online Proceedings Library*. 1998. Vol. 521. pp. 103–108. DOI: 10.1557/PROC-521-103.
6. Alvandi-Tabrizi Y., Whisler D.A., Kim H., Rabiei A. High strain rate behavior of composite metal foams. *Materials Science and Engineering: A*. 2015. Vol. 631. pp. 248–257. DOI: 10.1016/j.msea.2015.02.027.
7. Kolmogorov V.L., Zalazinsky A.G., Zalazinskaya E.A. The superdeep penetration of a particle into an elastic-plastic medium. *International Journal of Impact Engineering*. 2007. Vol. 34. Issue 11. pp. 1869–1882.
8. Agapitova O.Y., Dvoynikov D.A., Zalazinsky A.G., Nesterenko A.V., Titov V.G., Shveikin V.P. Simulation modeling and improvement of the design of a combined barrier to shock loading. *Metallurgist*. 2025. No. 2.

to shock loading // Metallurgist. 2025. No. 2. pp. 112–116.

9. Залазинский А.Г. Пластическое деформирование структурно-неоднородных материалов. Екатеринбург: ИМАШ УрО РАН, 2000. 492 с.

10. Ruan, D., Lu, G. and Wong, Y.C. Quasi-Static Indentation Tests on Aluminium Foam Sandwich Panels // Composite Structures. 2009. Vol. 92. pp. 2039-2046. DOI: 10.1016/j.compstruct.2009.11.014.

11. Weihong Hou, Feng Zhu, Guoxing Lu, Dai-Ning Fang. Ballistic impact experiments of metallic sandwich panels with aluminum foam core // International Journal of Impact Engineering. 2010. Vol. 37(10). pp. 1045-1055. DOI: 10.1016/j.ijimpeng.2010.03.006.

‡ pp. 112–116.

‡ 9. Zalazinsky A.G. *Plasticheskoe deformirovanie strukturno-neodnorodnykh materialov* [Plastic deformation of structurally heterogeneous materials]. Yekaterinburg: IES UB RAS. 2000. 492 p. (In Russian).

‡ 10. Ruan, D., Lu, G. and Wong, Y.C. Quasi-Static Indentation Tests on Aluminium Foam Sandwich Panels. *Composite Structures*. 2009. Vol. 92. pp. 2039-2046. DOI: 10.1016/j.compstruct.2009.11.014.

‡ 11. Weihong Hou, Feng Zhu, Guoxing Lu, Dai-Ning Fang. Ballistic impact experiments of metallic sandwich panels with aluminum foam core. *International Journal of Impact Engineering*. 2010. Vol. 37(10). pp. 1045-1055. DOI: 10.1016/j.ijimpeng.2010.03.006.

УДК (UDC) 625.1/.5:629.369

ОПТИМИЗАЦИЯ ПОДДЕРЖИВАЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ  
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ СПЕЦИАЛЬНЫХ  
КАНАТНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМOPTIMIZATION OF SUPPORTING STRUCTURES TO ENSURE TECHNOLOGICAL  
PROCESSES DURING THE OPERATION OF SPECIAL ROPE TRANSPORT SYSTEMSЛагереv А.В.<sup>1</sup>, Лагереv И.А.<sup>2</sup>, Косачев В.С.<sup>2</sup>  
Lagerev A.V.<sup>1</sup>, Lagerev I.A.<sup>2</sup>, Kosachev V.S.<sup>2</sup><sup>1</sup> – Российский университет транспорта (Москва, Россия)<sup>2</sup> – Кубанский государственный технологический университет (Краснодар, Россия)<sup>1</sup> – Russian University of Transport (Moscow, Russian Federation)<sup>2</sup> – Kuban State Technological University (Krasnodar, Russian Federation)

**Аннотация.** Подвесные канатные системы в настоящее время достаточно широко применяются для проведения разнообразных транспортно-логистических операций в широком числе отраслей современной экономики. Наряду с традиционным использованием канатных дорог в стационарном исполнении, в последние годы активно развивается направление по использованию мобильных канатных транспортных систем. Это позволяет эффективно решать важные транспортно-логистические задачи в течение ограниченного лимита времени и в сложных природно-климатических и/или эксплуатационных условиях, в частности, такие задачи, как проведение транспортных операций в труднодоступной и удаленной местности, проведение погрузочно-разгрузочных работ на необорудованном побережье, проведение специальных спасательных и транспортных операции, проведение транспортных работ на поверхности иных космических тел и т.п. В данной статье рассмотрена задача разработки промежуточных опор мобильных канатных дорог, характеризующихся минимальной массой при соблюдении необходимых прочностных требований. Представлены разработанная математическая оптимизационная модель и реализующая ее компьютерная программа. Рассмотрены пять конструктивных вариантов исполнения поперечного сечения промежуточной опоры ферменной конструкции с несущими вертикальными тонкостенными стойками. При минимизации массы металлоконструкции опоры учтены влияние и масса анкерных канатов, обеспечивающих заданное пространственное положение промежуточной опоры. Также представлены некоторые результаты проведения оптимизационных расчетов для базового варианта канатной системы.

**Ключевые слова:** мобильная канатная дорога, опора промежуточная, оптимизация.

**Abstract.** Aerial rope systems are currently widely used for carrying out a variety of transport and logistics operations in a wide range of sectors of the modern economy. Along with the traditional use of ropeways in stationary design, the direction of using mobile rope transport systems has been actively developing in recent years. This makes it possible to effectively solve important transport and logistics tasks within a limited time limit and in difficult natural, climatic and/or operational conditions, in particular, such tasks as carrying out transport operations in remote and inaccessible areas, carrying out loading and unloading operations on an unequipped coast, carrying out special rescue and transport operations, carrying out transport works on the surface of other cosmic bodies, etc. This article discusses the task of developing intermediate towers for mobile ropeways, characterized by a minimum mass while meeting the necessary strength requirements. The developed mathematical optimization model and the computer program implementing it are presented. Five design variants of the cross-section of the intermediate tower of the truss structure with supporting vertical thin-walled struts are considered. When minimizing the mass of the metal structure of the tower, the influence and mass of the anchor ropes providing a given spatial position of the intermediate tower are taken into account. Some results of optimization calculations for the basic version of the rope system are also presented.

**Keywords:** mobile ropeway, intermediate tower, optimization

Дата получения статьи: 10.06.2026  
Дата принятия к публикации: 29.08.2026  
Дата публикации: 25.09.2026

Date of manuscript reception: 10.06.2026  
Date of acceptance for publication: 29.08.2026  
Date of publication: 25.09.2026

**Сведения об авторах:**

**Лагереv Александр Валерьевич** – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Робототехнические и технологические комплексы на транспорте», ФГАОУ ВО «Российский университет транспорта», e-mail: [bsu-avl@yandex.ru](mailto: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](mailto:lagerev-bgu@yandex.ru).

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

**Косачев Вячеслав Степанович** – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Технологическое оборудование и системы жизнеобеспечения» ФГБОУ ВО «Кубанский государственный технологический университет», e-mail: [vs.kosachev@gmail.com](mailto:vs.kosachev@gmail.com).

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2582-8547>

**Authors' information:**

**Alexander V. Lagerev** – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Department «Robotic and Technological Complexes in Transport» at Russian University of Transport, e-mail: [bsu-avl@yandex.ru](mailto: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](mailto:lagerev-bgu@yandex.ru).

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

**Vyacheslav S. Kosachev** – Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Department «Technological Equipment and Life Support Systems» at Kuban State Technological University, e-mail: [vs.kosachev@gmail.com](mailto:vs.kosachev@gmail.com).

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2582-8547>

**1. Введение**

В настоящее время канатные системы достаточно широко используются для проведения разнообразных транспортно-логистических операций по доставке пассажиров и грузов в различных отраслях экономики, в частности, в транспортной инфраструктуре городов и рекреационных территорий [1 - 3], в промышленности и строительстве [4], при разработке месторождений полезных ископаемых [5, 6], в сельском хозяйстве [7, 8] и лесной промышленности [9, 10], при освоении труднодоступных горных и арктических территорий [11, 12], в условиях проведения спасательно-восстановительных работ на территориях природных или техногенных аварий и катастроф [13], на театре военных действий [14] и др. Они также рассматриваются как перспективный вид транспорта при создании эффективной транспортной инфраструктуры при освоении иных космических объектов – Луны и Марса [15, 16].

Зачастую канатные транспортные системы реализуются в виде стационарно устанавливаемых многопролетных подвесных канатных дорог кольцевого или маятникового типа движения тяговых или несущих тяговых канатов [17 - 19]. Однако в последние годы активно начинает развиваться направление по использованию канатных транспортных систем в их мобильном исполнении, что позволяет эффективно решать важные транспортно-логистические задачи в

течение ограниченного лимита времени и в сложных природно-климатических и/или эксплуатационных условиях. С этой целью к настоящему времени были предложены перспективные конструкции и методы их проектирования и моделирования для автономно перемещающихся установок для оперативного развертывания канатных дорог – мобильных канатных транспортно-технологических комплексов на базе специальных самоходных колесных или гусеничных шасси [20, 21] и аэромобильных установок модульного исполнения [22 - 24]. Эти установки могут быть использованы для создания как однопролетных, так и много пролетных канатных дорог. Однако в последнем случае необходимо использование промежуточных поддерживающих конструкций – промежуточных опор – для размещения на их оголовках необходимо технологического оборудования для высотной фиксации ветвей канатной системы. Учитывая основную функциональную направленность использования мобильных канатных дорог, связанную с выполнением транспортно-логистических операций в специальных условиях эксплуатации (труднодоступная местность, погрузка/разгрузка на необорудованном побережье, специальные спасательные и транспортные операции, поверхность иных космических тел и т.п.) [13], ключевое значение имеет разработка поддерживающих конструкций, обладающих минимальной массой при соблюдении необходимых прочностных требований.

Исходя из сказанного, в данной статье рассмотрена задача разработки промежуточных опор мобильных канатных дорог минимальной массы, в процессе которой была разработана математическая оптимизационная модель и реализующая ее компьютерная программа применительно к опорам с различным конструктивным исполнением поперечных сечений и с учетом влияния анкерных канатов.

## 2. Материалы и методы

Конструктивное исполнение промежуточных опор для мобильных канатных дорог, ориентированных на применение в условиях невозможности использования или технико-экономической нецелесообразности использования транспортных средств доставки или монтажных грузоподъемных средств требуемой грузоподъемности, должно быть ориентировано на достижение минимального веса и конструктивного минимализма при соблюдении необходимых условий прочности и жесткости. В связи с этим общим соображением можно сформулировать ряд требований и условий при выборе конфигурации поперечного сечения промежуточных опор и их закрепления в проектом положении:

- промежуточная опора должна представлять собой плоскую или прямоугольную в плане решетчатую конструкцию с двумя или четырьмя вертикальными несущими стойками кольцевого, квадратного или уголкового тонкостенного поперечного сечения, связанными для жесткости поперечными горизонтальными и (или) наклонными тонкостенными стержнями или планками;

- высота промежуточной опоры  $H_i$  должна быть значительно больше двух других размеров поперечного сечения;

- промежуточная опора рассматривается как стержень, имеющий шарнирное опирание и находящийся под действием сжимающей продольной нагрузки от веса установленного комплекта технологического оборудования, веса одной полностью загруженной грузовой платформы и усилий натяжения набегающей и сбегавшей ветвей несущего (или нескольких несущих или одного несущего)

ще-тягового) каната с учетом количества расположенных на опоре ветвей канатной дороги (одна или две), а также усилий натяжения анкерных канатов с учетом возможного изменения их длины в пределах расчетного интервала температуры эксплуатации;

- основной причиной потери промежуточной опорой работоспособности, которая учитывается при прочностном анализе и ориентировочной оценке площади поперечного сечения, является потеря устойчивости под действием максимальной сжимающей продольной нагрузки;

- площадь поперечного сечения промежуточной опоры также должна быть проверена по условию прочности на сжатие;

- для закрепления промежуточной опоры в вертикальном или наклонном проектом положении используются две пары анкерных канатов, по паре с каждой стороны опоры;

- анкерные канаты в общем случае крепятся с разных сторон опоры на разной высоте и на разном расстоянии от опоры.

Исходя из указанных соображений, в данном исследовании было рассмотрено пять вариантов поперечных сечений промежуточных опор. Эти варианты с указанием характерных расчетных размеров приведены на рис. 1.

Масса несущей металлоконструкции промежуточной опоры  $M_{ii}$ , площадь поперечного сечения несущих стоек  $F_{ii}$  и момент инерции поперечного сечения опоры  $J_{ii}$  для  $i$ -го рассматриваемого конструктивного варианта определяются следующими зависимостями:

- вариант № 1

$$M_{i1} = H_i \rho_i s_i \left[ 2\pi(d_i - s_i) + \frac{k_b(B_i - d_i)s_i}{h_b} \right];$$
$$F_{i1} = 2\pi s_i(d_i - s_i);$$

$$J_{i1} = \frac{\pi s_i}{4} (d_i^3 - 3d_i^2 s_i + 4d_i s_i^2 - 2s_i^3);$$

-вариант № 2

$$M_{i2} = H_i \rho_i s_i \left[ 8(b_i - s_i) + \frac{k_b(B_i - b_i)s_i}{h_b} \right];$$
$$F_{i2} = 8s_i(b_i - s_i);$$

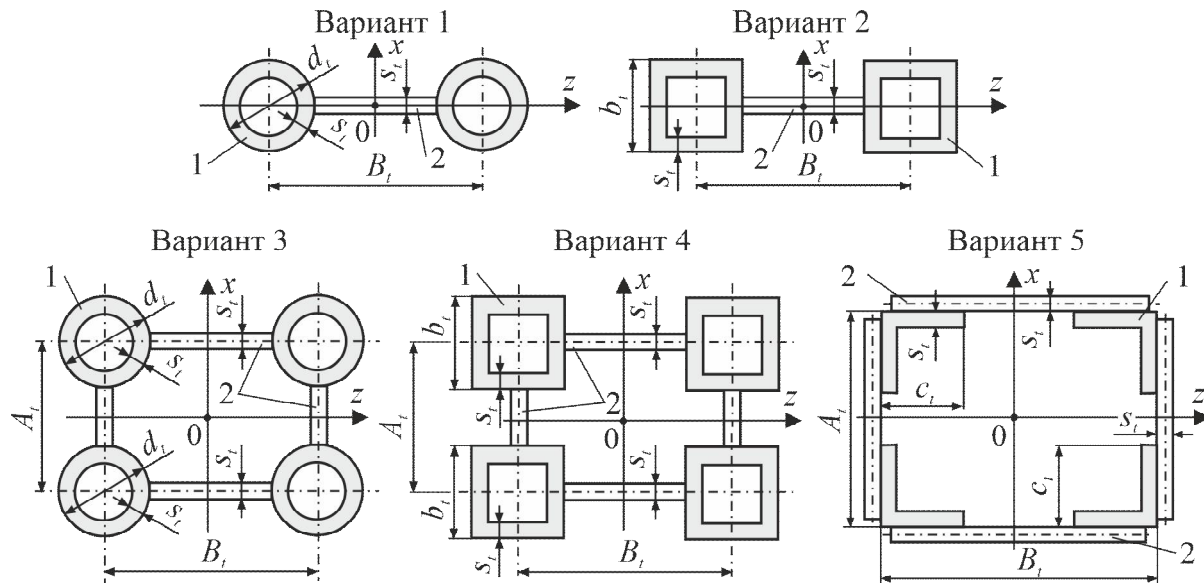


Рис. 1. Варианты поперечных сечений промежуточных опор:  
 1 – несущая стойка; 2 – поперечная планка

$$J_{t2} = \frac{2s_t}{3} (b_t^3 - 3b_t^2s_t + 4b_ts_t^2 - 2s_t^3)$$

-вариант № 3

$$M_{t3} = 2H_t\rho_t s_t \left[ 2\pi(d_t - s_t) + \frac{k_b(A_t + B_t - 2d_t)s_t}{h_b} \right];$$

$$F_{t3} = 2F_{t1} = 4\pi s_t(d_t - s_t);$$

$$J_{t3} = 2J_{t1} + F_{t1}A_t^2/2 =$$

$$= \pi s_t [d_t^3 - 3d_t^2s_t + 4d_ts_t^2 - 2s_t^3 + 2(d_t - s_t)A_t^2];$$

- вариант № 4

$$M_{t4} = 2H_t\rho_t s_t \left[ 8(b_t - s_t) + \frac{k_b(A_t + B_t - 2b_t)s_t}{h_b} \right];$$

$$F_{t4} = 2F_{t2} = 16s_t(b_t - s_t);$$

$$J_{t4} = 2J_{t2} + F_{t2}A_t^2/2 =$$

$$= 8s_t \left[ \frac{(b_t^3 - 3b_t^2s_t + 4b_ts_t^2 - 2s_t^3)}{3} + 2(b_t - s_t)A_t^2 \right];$$

- вариант № 5

$$M_{t5} = 2H_t\rho_t s_t \left[ 2(2c_t - s_t) + \frac{k_b(A_t + B_t - 2c_t)s_t}{h_b} \right];$$

$$F_{t5} = 4(2c_t - s_t)s_t;$$

$$J_{t5} = s_t \left[ \frac{c_t s_t^2}{3} + (A_t - s_t)^2(c_t - s_t) + (A_t - c_t)^2 c_t \right],$$

где  $A_t$ ,  $B_t$ ,  $d_t$ ,  $b_t$ ,  $c_t$ ,  $s_t$  – характерные размеры поперечных сечений промежуточных опор (рис. 1);  $\rho_t$  – плотность материала промежуточной опоры;  $k_b$  – коэффициент, выражаю-

щий отношение ширины планки к ее толщине;  $h_b$  – шаг расположения поперечных планок по высоте промежуточной опоры.

На рис. 2 показана расчетная схема нагружения промежуточной опоры в процессе эксплуатации канатной дороги. На этой схеме показаны следующие силы, действующие на несущую металлоконструкцию промежуточной опоры:  $S_r$  – горизонтальное усилие натяжения несущего каната,  $T_{rb,l}$  и  $T_{rb,r}$  – осевые усилия натяжения левой и правой ветвей несущего каната,  $S_{ar}$  – горизонтальное усилие натяжения анкерного каната,  $T_{ar,l}$  и  $T_{ar,r}$  –

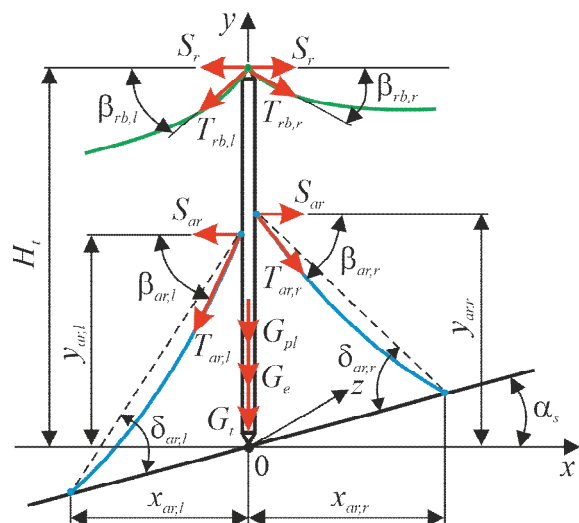


Рис. 2. Расчетная схема нагружения промежуточной опоры

осевые усилия натяжения левой и правой пар анкерных канатов,  $G_t$  – вес несущей металлоконструкции промежуточной опоры,  $G_e$  – вес установленного на оголовке промежуточной опоры вспомогательного технологического оборудования (роlikоопор, направляющих, отклоняющих и др. устройств),  $G_{pl}$  – вес загруженной транспортной платформы, включая устройство ее подвески к несущему канату.

Величина сжимающей продольной нагрузки, действующей на промежуточную опору в ее нижнем, наиболее нагруженном сечении, есть сумма действующей на оголовки опоры осевых усилий натяжения обоих ветвей несущих канатов, осевых усилий натяжения двух пар анкерных канатов, веса несущей металлоконструкции промежуточной опоры, собственного веса несущей металлоконструкции опоры, веса установленного на оголовке опоры вспомогательного технологического оборудования и веса загруженной транспортной платформы:

$$Q_t = \varepsilon_{rb} n_{rb} (T_{rb,l} \sin \beta_{rb,l} + T_{rb,r} \sin \beta_{rb,r} + q_{rb} L_t) + 2(T_{ar,l} \sin \beta_{ar,l} + T_{ar,r} \sin \beta_{ar,r}) + G_t + G_e + G_{pl}, \quad (1)$$

где  $\varepsilon_{rb}$  – число ветвей канатной дороги, поддерживаемых промежуточной опорой;  $n_{rb}$  – число несущих канатов в конструкции канатной дороги;  $q_{rb}$  – погонный вес 1 м длины несущего каната;  $L_t$  – расстояние между соседними промежуточными опорами в горизонтальной плоскости;  $\beta_{rb,l}$ ,  $\beta_{rb,r}$  – углы между продольными осями несущего каната и промежуточной опоры слева и справа от опоры;  $\beta_{ar,l}$ ,  $\beta_{ar,r}$  – углы между продольными осями анкерных канатов и промежуточной опоры слева и справа от опоры.

Несущие канаты канатных дорог и анкерные канаты, несмотря на их натяжение силами  $S_r$  и  $S_{ar}$ , испытывают естественное провисание. В зависимости от угла наклона опорной поверхности  $\alpha_s$  провисание несущих канатов может происходить по одной из трех форм [2, 25]. В [19] был предложен безразмерный критерий, сформированный из полной погонной нагрузки на несущий канат от собственного веса и распределенной нагрузки от транспортируемого груза, величины

пролета между промежуточными опорами, горизонтального усилия натяжения несущего каната и перепада высот в пролете, позволяющий оценить, какая форма провисания каната будет реализовываться. В [13] предложена зависимость для определения порогового угла наклона опорной поверхности  $(\alpha_{sl})_t$ , при достижении которого форма I провисания каната меняется на форму II. Как показывают расчеты, обеими подходами можно пользоваться для определения формы естественного провисания несущих канатов канатных дорог, так как они дают одинаковый результат.

Учитывая предложенные в [26] формулы для расчета усилий натяжения и углов провисания несущих канатных дорог в зависимости от формы их провисания, то входящие в уравнение (1) параметры нагружения опоры несущим канатом определяются с помощью следующих уравнений:

при форме I провисания несущего каната (когда  $\alpha_s < (\alpha_{sl})_t$ )

$$\beta_{rb,l} = \arctg[0.5\psi_d S_r^{-1}(L_t q_R + \psi_d S_r \tg \alpha_s)],$$

$$\beta_{rb,r} = \arctg[0.5\psi_d S_r^{-1}(L_t q_R - \psi_d S_r \tg \alpha_s)],$$

$$T_{rb,l} = S_r \cos^{-1}\{\arctg[0.5\psi_d S_r^{-1}(L_t q_R + \psi_d S_r \tg \alpha_s)]\},$$

$$T_{rb,r} = S_r \cos^{-1}\{\arctg[0.5\psi_d S_r^{-1}(L_t q_R - \psi_d S_r \tg \alpha_s)]\},$$

при форме II провисания несущего каната (когда  $\alpha_s \geq (\alpha_{sl})_t$ )

$$\beta_{rb,l} = \arctg(\tg \alpha_s + 0.5\psi_d q_R L_t S_r^{-1}),$$

$$\beta_{rb,r} = \arctg(\tg \alpha_s - 0.5\psi_d q_R L_t S_r^{-1}),$$

$$T_{rb,l} = S_r \cos^{-1}[\arctg(\tg \alpha_s + 0.5\psi_d q_R L_t S_r^{-1})],$$

$$T_{rb,r} = S_r \cos^{-1}[\arctg(\tg \alpha_s - 0.5\psi_d q_R L_t S_r^{-1})],$$

где  $\psi_d$  – коэффициент динамичности для усилий в несущем канате при работе канатной дороги [10];  $L_t$  – величина пролета между промежуточными опорами в горизонтальной плоскости;  $q_R$  – расчетная распределенная суммарная погонная нагрузка на несущий канат от его собственного веса, веса транспортируемого груза вместе с грузовой платформой и узлом подвески, которая может быть выражена зависимостью:

$$q_R = q_{rb} + \xi_n \frac{G_{pl}}{n_{rb} L_{pl} \cos \alpha_s},$$

где  $L_{pl}$  – расстояние вдоль несущего каната между подвесками двух соседних грузовых платформ;  $\xi_n$  – коэффициент, учитывающий возможную неравномерность распределения нагрузки между соседними несущими канатами (при  $n_{rb} = 1$  коэффициент  $\xi_n = 1$ , при  $n_{rb} > 1$  коэффициент  $\xi_n > 1$ ).

Естественное провисание анкерных канатов всегда будет реализовываться по форме II вследствие значительного перепада высот, на которых расположены концы анкерных канатов. Учитывая различный наклон к горизонту геометрических линий, которые проходят через точки крепления концов анкерных канатов, расположенных слева и справа от промежуточной опоры, вследствие наклона опорной поверхности, то входящие в уравнение (1) параметры нагружения опоры анкерными канатами определяются с помощью следующих уравнений:

$$\beta_{ar,l} = \arctg(tg\alpha_{ar,l} + 0.5q_{ar}x_{ar,l}S_{ar}^{-1}),$$

$$\beta_{ar,r} = \arctg(tg\alpha_{ar,r} - 0.5q_{ar}x_{ar,r}S_{ar}^{-1}),$$

$$T_{ar,l} = S_{ar} \cos^{-1}[\arctg(tg\alpha_{ar,l} + 0.5q_{ar}x_{ar,l}S_{ar}^{-1})],$$

$$T_{ar,r} = S_{ar} \cos^{-1}[\arctg(tg\alpha_{ar,r} - 0.5q_{ar}x_{ar,r}S_{ar}^{-1})],$$

где  $\alpha_{ar,l}$ ,  $\alpha_{ar,r}$  – углы наклона к горизонту геометрических линий, проходящих через точки крепления концов расположенных слева и справа от промежуточной опоры анкерных канатов, которые определяются следующими зависимостями:

$$\alpha_{ar,l} = \arctg[(y_{ar,l} + x_{ar,l} \sin \alpha_s)x_{ar,l}^{-1}],$$

$$\alpha_{ar,r} = \arctg[(y_{ar,r} - x_{ar,r} \sin \alpha_s)x_{ar,r}^{-1}].$$

$$\beta_{ar,l,T \max} = \arctg(tg\alpha_{ar,l} + 0.5q_{ar}x_{ar,l}S_{ar,T \max}^{-1}),$$

$$\beta_{ar,r,T \max} = \arctg(tg\alpha_{ar,r} - 0.5q_{ar}x_{ar,r}S_{ar,T \max}^{-1}),$$

$$T_{ar,l,T \max} = S_{ar,T \max} \cos^{-1}[\arctg(tg\alpha_{ar,l} + 0.5q_{ar}x_{ar,l}S_{ar,T \max}^{-1})],$$

$$T_{ar,r,T \max} = S_{ar,T \max} \cos^{-1}[\arctg(tg\alpha_{ar,r} - 0.5q_{ar}x_{ar,r}S_{ar,T \max}^{-1})],$$

а начальные (максимальные) длины анкерных канатов с учетом их естественного провисания – с помощью следующих уравнений:

$$l_{ar,l,T \max} = \left(1 + \frac{q_{ar}^2 x_{ar,l}^2}{24S_{ar,T \max}^2}\right) \frac{x_{ar,l}}{\cos \alpha_{ar,l}},$$

Прямые линии, характеризующие идеальное положение анкерных канатов относительно опорной поверхности, выражаются углами:

$$\delta_{ar,l} = \arctg[(y_{ar,l} + x_{ar,l} \sin \alpha_s)x_{ar,l}^{-1}] - \alpha_s,$$

$$\delta_{ar,r} = \arctg[(y_{ar,r} - x_{ar,r} \sin \alpha_s)x_{ar,r}^{-1}] + \alpha_s.$$

При эксплуатации специальных канатных транспортных систем следует быть готовым к тому, что температура окружающей среды может иметь значительные колебания в пределах суток, сезонов или каких-либо других интервалов времени, характерных для условий эксплуатации мобильной канатной дороги. Характерный пример – канатная дорога на поверхности Луны. Вблизи лунного полюса в течении одних лунных суток (примерно 28 земных суток) температура изменяется от максимума (приблизительно 117 °C) до минимума (приблизительно -173 °C), т.е. на 290 °C [15]. В земных условиях такой перепад температур невозможен, тем не менее, в тяжелых климатических условиях перепады температур окружающего воздуха в несколько десятков градусов Цельсия вполне возможны.

Очевидно, для того, чтобы обеспечить нормальную работу анкерной системы промежуточных опор, необходимо выполнить натяжение анкерных канатов в период действия максимальной температуры с минимальным горизонтальным усилием натяжения  $S_{ar} = S_{ar,T \max}$ . В этих температурных условиях параметры нагружения опоры анкерными канатами определяются с помощью следующих уравнений:

$$l_{ar,r,T \max} = \left(1 + \frac{q_{ar}^2 x_{ar,r}^2}{24S_{ar,T \max}^2}\right) \frac{x_{ar,r}}{\cos \alpha_{ar,r}}.$$

С понижением температуры окружающей среды происходит уменьшение длины анкерного каната в зависимости от его началь-

ной длины, коэффициента температурного удлинения каната и величины снижения температуры окружающей среды. При этом происходит возрастание осевого усилия натяжения каната с минимальной величины  $T_{ar,l,T \max}$  или  $T_{ar,r,T \max}$  до максимальной:

$$T_{ar,l,T \min} = T_{ar,l,T \max} + \alpha_{temp} E_{ar} F_{ar} (T_{\max} - T_{\min}),$$

$$T_{ar,r,T \min} = T_{ar,r,T \max} + \alpha_{temp} E_{ar} F_{ar} (T_{\max} - T_{\min}),$$

где  $\alpha_{temp}$  – коэффициент температурного удлинения анкерного каната;  $E_{ar}$ ,  $F_{ar}$  – модуль упругости и площадь поперечного сечения анкерного каната;  $T_{\max}$ ,  $T_{\min}$  – максимальная и минимальная температура окружающей среды.

Указанные усилия  $T_{ar,l,T \min}$  и  $T_{ar,r,T \min}$  следует использовать в уравнении (1) в качестве расчетных усилий  $T_{ar,l}$  и  $T_{ar,r}$ .

Для определения углов между продольными осями анкерных канатов и промежуточной опоры слева и справа от опоры сначала необходимо определить их горизонтальные усилия натяжения путем решения нелинейных алгебраических уравнений вида:

$$\frac{S_{ar,l,T \min}}{\cos \left[ \arctg \left( tg \alpha_{ar,l} + \frac{q_{ar} x_{ar,l}}{2 S_{ar,l,T \min}} \right) \right]} - T_{ar,l,T \min} = 0,$$

$$\frac{S_{ar,r,T \min}}{\cos \left[ \arctg \left( tg \alpha_{ar,r} + \frac{q_{ar} x_{ar,r}}{2 S_{ar,r,T \min}} \right) \right]} - T_{ar,r,T \min} = 0,$$

$$\{z\}_1 = \{z_1 z_2 z_3 z_4 z_5 z_6\} = \{d_t s_t x_{ar,l} y_{ar,l} x_{ar,r} y_{ar,r}\}_1,$$

$$\{z\}_2 = \{z_1 z_2 z_3 z_4 z_5 z_6\} = \{b_t s_t x_{ar,l} y_{ar,l} x_{ar,r} y_{ar,r}\}_2,$$

$$\{z\}_3 = \{z_1 z_2 z_3 z_4 z_5 z_6 z_7\} = \{d_t s_t x_{ar,l} y_{ar,l} x_{ar,r} y_{ar,r} A_t\}_3,$$

$$\{z\}_4 = \{z_1 z_2 z_3 z_4 z_5 z_6 z_7\} = \{b_t s_t x_{ar,l} y_{ar,l} x_{ar,r} y_{ar,r} A_t\}_4,$$

$$\{z\}_5 = \{z_1 z_2 z_3 z_4 z_5 z_6 z_7\} = \{d_t s_t x_{ar,l} y_{ar,l} x_{ar,r} y_{ar,r} A_t\}_5.$$

Окончательно задача оптимизации массы промежуточных опор формулируется следующим образом: для нахождения вектора оптимальных значений управляемых параметров  $\{z\}_{opt,i}$  применительно к  $i$ -му конструктивному варианту необходимо минимизировать целевую функцию

а затем найти искомые углы по следующим зависимостям:

$$\beta_{ar,l,T \min} = \arctg(tg \alpha_{ar,l} + 0.5 q_{ar} x_{ar,l} S_{ar,l,T \min}^{-1}),$$

$$\beta_{ar,r,T \min} = \arctg(tg \alpha_{ar,r} - 0.5 q_{ar} x_{ar,r} S_{ar,r,T \min}^{-1}).$$

Указанные углы  $\beta_{ar,l,T \min}$  и  $\beta_{ar,r,T \min}$  следует использовать в уравнении (1) в качестве расчетных углов  $\beta_{ar,l}$  и  $\beta_{ar,r}$ .

При использовании в качестве критерия оптимальности конструкции промежуточной опоры достижение минимума общей массы, его математическое выражение для  $i$ -го варианта поперечного сечения опоры будет иметь следующий вид:

$$K_{opt,i} = M_{ti} + 2m_{ar,0} d_{ar}^2 (l_{ar,l,T \max} + l_{ar,r,T \max}), \quad (2)$$

где  $m_{ar,0}$  – коэффициент уравнения регрессии  $m_{ar} = m_{ar,0} d_{ar}^2$ , аппроксимирующего зависимость массы анкерного каната длиной 1 м  $m_{ar}$  от его диаметра  $d_{ar}$  [2].

Варьируемыми в ходе оптимизации параметрами являются характерные размеры поперечного сечения несущих стоек, а также геометрические размеры, характеризующие присоединение анкерных канатов к промежуточной опоре. Таким образом, векторы управляемых параметров оптимизации для исследуемых конструктивных вариантов будут иметь вид:

$$O_i(\{z\}_i) = M_{ti} + 2m_{ar,0} d_{ar}^2 (l_{ar,l,T \max} + l_{ar,r,T \max}) \rightarrow \min \quad (3)$$

при ограничениях неравенствами:

- ограничения на размеры поперечного сечения

$$0.5z_1 - z_2 \geq 0;$$

$$z_2 - \gamma_s z_1 \geq 0;$$

для вариантов 1 и 2

$$z_j \geq 0, \quad j = 1 \dots 6;$$

для вариантов 3, 4 и 5

$$z_j \geq 0, \quad j = 1 \dots 7;$$

$$A_{t \max} - z_7 \geq 0;$$

$$z_7 - 2z_1 \geq 0;$$

- ограничения на расположение крепления анкерных канатов к металлоконструкции промежуточной опоры

$$H_t - z_4 \geq 0;$$

$$H_t - z_6 \geq 0;$$

$$z_4 - \gamma_h H_t \geq 0;$$

$$z_6 - \gamma_h H_t \geq 0;$$

- ограничение на прочность стойки на сжатие под действием эксплуатационной нагрузки

для варианта 1

для варианта 1

$$(z_1^3 - 3z_1^2 z_2 + 4z_1 z_2^2 - 2z_2^3) z_2 - \frac{32 F_t H_t^2}{\pi^3 E_t [n_{dur}]} \geq 0;$$

для варианта 2

$$(z_1^3 - 3z_1^2 z_2 + 4z_1 z_2^2 - 2z_2^3) z_2 - \frac{6 F_t H_t^2}{\pi^2 E_t [n_{dur}]} \geq 0,$$

для варианта 3

$$z_2 \left[ z_1^3 - 3z_1^2 z_2 + 4z_1 z_2^2 - 2z_2^3 + 2(z_1 - z_2) z_7^2 \right] - \frac{4 F_t H_t^2}{\pi^3 E_t [n_{dur}]} \geq 0,$$

для варианта 4

$$z_2 \left[ \frac{z_1^3 - 3z_1^2 z_2 + 4z_1 z_2^2 - 2z_2^3}{2} + (z_1 - z_2) z_7^2 \right] - \frac{16 F_t H_t^2}{\pi^2 E_t [n_{dur}]} \geq 0,$$

для варианта 5

$$z_2 \left[ \frac{z_1 z_2^2}{3} + (z_7 - z_2)^2 (z_1 - z_2) + (z_7 - z_1)^2 z_1 \right] - \frac{4 F_t H_t^2}{\pi^2 E_t [n_{dur}]} \geq 0,$$

- ограничение диаметра анкерного каната  $d_{ar}$  его максимальным  $d_{ar, \max}$  и минимальным  $d_{ar, \min}$  значениями:

$$d_{ar, \max} - \frac{\sqrt{r_{ar,1}^2 - 4r_{ar,2}(r_{ar,0} - [n]_{ar} T_{ar,l,T \min})} - r_{ar,1}}{2r_{ar,2}} \geq 0,$$

$$d_{ar, \max} - \frac{\sqrt{r_{ar,1}^2 - 4r_{ar,2}(r_{ar,0} - [n]_{ar} T_{ar,r,T \min})} - r_{ar,1}}{2r_{ar,2}} \geq 0,$$

$$\frac{\sqrt{r_{ar,1}^2 - 4r_{ar,2}(r_{ar,0} - [n]_{ar} T_{ar,l,T \min})} - r_{ar,1}}{2r_{ar,2}} - d_{ar,\min} \geq 0,$$

$$\frac{\sqrt{r_{ar,1}^2 - 4r_{ar,2}(r_{ar,0} - [n]_{ar} T_{ar,r,T \min})} - r_{ar,1}}{2r_{ar,2}} - d_{ar,\min} \geq 0,$$

- ограничение осевого усилия натяжения анкерного каната, исходя из его наибольшего возможного разрывного усилия  $R_{ar}(d_{ar,\max})$ , т.е. разрывного усилия каната максимального диаметра  $d_{ar,\max}$ :

$$R_{ar}(d_{ar,\max}) - [n]_{ar} T_{ar,l,T \min} \geq 0,$$

$$R_{ar}(d_{ar,\max}) - [n]_{ar} T_{ar,r,T \min} \geq 0,$$

- ограничение угла наклона прямой линии, характеризующей положение анкерного каната относительно опорной поверхности, минимальным  $[\delta_{ar}]_{\min}$  и максимальным  $[\delta_{ar}]_{\max}$  допустимыми значениями:

$$\arctg[(z_4 + z_3 \sin \alpha_s) z_3^{-1}] - \alpha_s - [\delta_{ar}]_{\min} \geq 0,$$

$$\arctg[(z_6 - z_5 \sin \alpha_s) z_5^{-1}] + \alpha_s - [\delta_{ar}]_{\min} \geq 0,$$

$$[\delta_{ar}]_{\max} - \arctg[(z_4 + z_3 \sin \alpha_s) z_3^{-1}] + \alpha_s \geq 0,$$

$$[\delta_{ar}]_{\max} - \arctg[(z_6 - z_5 \sin \alpha_s) z_5^{-1}] - \alpha_s \geq 0,$$

- ограничение угла наклона прямой линии, характеризующей положение левого анкерного каната относительно продольной оси промежуточной опоры, минимальным  $[\varphi_{ar}]_{\min}$  допустимым значением:

$$\arctg[z_3(z_4 + z_3 \sin \alpha_s)^{-1}] - [\varphi_{ar}]_{\min},$$

где  $\gamma_s$  - минимальный коэффициент относительной толщины стенки (рекомендуется значение  $\gamma_s$  в интервале от 0,05 до 0,15);  $\gamma_h$  - относительный коэффициент, определяющий минимальную допустимую высоту крепления анкерного каната к промежуточной опоре;  $A_{t\max}$  - максимально допустимое значение размера  $A_i$ ;  $[n_{comp}]$ ,  $[n_{dur}]$  - коэффициенты запаса работоспособности стойки при сжатии и потери устойчивости (рекомендуются значения этих коэффициентов в интервале от 1,2 до 2);  $\sigma_y$ ,  $E_t$  - предел текучести и модуль упругости Юнга материала стойки;  $[n]_{ar}$  - коэффициент запаса прочно-

сти анкерного каната;  $r_{ar,0}$ ,  $r_{ar,1}$ ,  $r_{ar,2}$  - коэффициенты уравнения регрессии

$$R_{ar} = r_{ar,0} + r_{ar,1} d_{ar} + r_{ar,2} d_{ar}^2,$$

аппроксимирующего зависимость разрывного усилия анкерного каната  $R_{ar}$  от его диаметра  $d_{ar}$  [2].

Представленные выше ограничения целевой функции  $O(\{z\}_i)$  формируют шестимерную (для вариантов 1 и 2) или семимерную (для вариантов 3 – 5) область допустимых значений управляемых параметров, в пределах которой требуется найти такое оптимальное сочетание параметров в векторе  $\{z\}_{opt,i}$ , которое бы минимизировало значение целевой функции (3). Для этого необходимо использовать один из прямых методов условной оптимизации [27], основанный на непосредственном вычислении величины целевой функции  $O(\{z\}_i)$ .

Для проведения оптимизации в соответствии с критерием оптимальности (2) необходимо предварительный расчет величины сжимающей продольной нагрузки, действующей на промежуточную опору в ее нижнем, наиболее нагруженном сечении  $Q_i$  (1). Однако при этом необходимо знать осевые усилия и углы наклона анкерных канатов, которые определяются только по завершении процедуры минимизации целевой функции (3). Таким образом, процедура решения задачи оптимизации массы промежуточной опоры должна носить итерационный характер и включать выполнение ряда этапов:

1. Задание начального приближения диаметра анкерного каната  $d_{ar}^{(0)}$ , причем  $d_{ar,\min} < d_{ar}^{(0)} < d_{ar,\max}$ .

2. Выполнение расчетов необходимых параметров, входящих в выражение для критерия оптимальности, и решение задачи оптимизации целевой функции  $O(\{z\}_i)$  с уче-

том накладываемых на нее ограничений (первая итерация оптимизации).

3. Определение диаметра анкерного каната для первой итерации  $d_{ar}^{(1)}$ , как наибольшего значения из двух величин:

$$d_{ar}^{(1)} = \sqrt{\frac{T_{ar,l,T \min} - T_{ar,l,T \max}}{\alpha_{temp} E_{ar} (T_{\max} - T_{\min}) f_{ar,0}}},$$

$$d_{ar}^{(1)} = \sqrt{\frac{T_{ar,r,T \min} - T_{ar,r,T \max}}{\alpha_{temp} E_{ar} (T_{\max} - T_{\min}) f_{ar,0}}},$$

где  $f_{ar,0}$  – коэффициент уравнения регрессии  $F_{ar} = f_{ar,0} d_{ar}^2$ , аппроксимирующего зависимость площади поперечного сечения анкерного каната  $F_{ar}$  от его диаметра  $d_{ar}$  [2].

При вычислении усилий  $T_{ar,l,T \min}$ ,  $T_{ar,l,T \max}$ ,  $T_{ar,r,T \min}$  и  $T_{ar,r,T \max}$  необходимо использовать полученные оптимальные размеры  $Z_{3,opt}$ ,  $Z_{4,opt}$ ,  $Z_{5,opt}$  и  $Z_{6,opt}$ .

4. Если разница в величине диаметров  $|d_{ar}^{(0)} - d_{ar}^{(1)}| > \varepsilon_d$  (где  $\varepsilon_d$  – требуемая абсолютная погрешность определения диаметра анкерного каната), необходимо проведение

следующей, второй итерации. При этом используется значение диаметра анкерного каната  $d_{ar}^{(1)}$ .

5. Итерационная процедура повторяется до тех пор, пока после  $k$ -й итерации не будет соблюдаться условие  $|d_{ar}^{(k)} - d_{ar}^{(k-1)}| \leq \varepsilon_d$ .

### 3. Результаты и обсуждение

Оптимизационная математическая модель минимизации массы промежуточных опор мобильных канатных дорог, включая их анкеровку, была реализована в компьютерной программе «Mass\_Tower\_Optimization\_RW».

Чтобы выполнить анализ направленности и степени влияния основных режимных и конструктивных характеристик мобильной канатной дороги и промежуточных опор на их оптимальную массу и оптимальные значения их ключевых технических параметров был рассмотрен базовый модельный вариант. Основные исходные данные для базового варианта приведены в табл. 1.

Таблица 1

Основные исходные данные для базового варианта мобильной канатной дороги

| Технические характеристики                                                                     | Обозначение        | Величина             |
|------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------|----------------------|
| Максимальная температура окружающей среды, °C                                                  | $T_{\max}$         | 50                   |
| Минимальная температура окружающей среды, °C                                                   | $T_{\min}$         | -25                  |
| Угол наклона опорной поверхности, град                                                         | $\alpha_s$         | 30                   |
| Шаг установки промежуточных опор, м                                                            | $L_t$              | 50                   |
| Высота промежуточной опоры, м                                                                  | $H_t$              | 5                    |
| Шаг расположения транспортных платформ, м                                                      | $L_{pl}$           | 20                   |
| Число несущих канатов                                                                          | $n_{rb}$           | 1                    |
| Число ветвей канатной системы, расположенных на опоре                                          | $\varepsilon_{rb}$ | 2                    |
| Горизонтальное усилие натяжения несущего каната, кН                                            | $S_r$              | 10                   |
| Горизонтальное усилие натяжения анкерного каната при максимальной температуре эксплуатации, кН | $S_{ar,T \max}$    | 1                    |
| Диаметр несущего каната, мм                                                                    | $d_{rb}$           | 20                   |
| Материал промежуточной опоры                                                                   | -                  | Сталь 09Г2С          |
| Тип анкерного каната                                                                           | -                  | ГОСТ 3079-80         |
| Коэффициент температурного расширения анкерного каната, 1/°C                                   | $\alpha_{temp}$    | $15,9 \cdot 10^{-6}$ |

В табл. 2 приведены оптимальные значения основных технических параметров для базового варианта мобильной канатной дороги, расположенной на земной поверхности, при всех вариантах конструктивного ис-

полнения поперечного сечения промежуточной опоры.

Таблица 2

Оптимальные значения основных технических параметров для базового варианта  
(условия Земли)

| Технический параметр                                 | Вариант конструктивного исполнения |       |       |       |      |
|------------------------------------------------------|------------------------------------|-------|-------|-------|------|
|                                                      | 1                                  | 2     | 3     | 4     | 5    |
| Наружный размер несущей стойки $d_t (b_t, c_t)$ , мм | 56,3                               | 49,6  | 9,9   | 7,5   | 11,6 |
| Толщина стенки несущей стойки $s_t$ , мм             | 15,6                               | 18,8  | 1,5   | 2,2   | 5,6  |
| Х-координата крепления левого анкерного каната, м    | 1,24                               |       |       |       |      |
| У-координата крепления левого анкерного каната, м    | 4,0                                |       |       |       |      |
| Х-координата крепления правого анкерного каната, м   | 1,79                               |       |       |       |      |
| У-координата крепления правого анкерного каната, м   | 4,0                                |       |       |       |      |
| Расстояние $A_t$ между несущими стойками, мм         | -                                  | -     | 159,3 | 143,9 | 25,6 |
| Сжимающая продольная нагрузка на опору $Q_t$ , кН    | 29,6                               | 29,6  | 31,1  | 29,9  | 30,1 |
| Полная масса промежуточной опоры, кг                 | 165,6                              | 153,9 | 7,8   | 9,6   | 19,4 |
| Масса металлоконструкции опоры $M_t$ , кг            | 164,1                              | 152,4 | 6,3   | 8,1   | 17,9 |
| Масса анкерных канатов, кг                           | 1,5                                |       |       |       |      |
| Диаметр анкерного каната $d_{ar}$ , мм               | 5,0                                |       |       |       |      |
| Длина левого анкерного каната $l_{ar,l,Tmax}$ , м    | 4,78                               |       |       |       |      |
| Длина правого анкерного каната $l_{ar,r,Tmax}$ , м   | 3,59                               |       |       |       |      |

Варианты 3, 4 и 5 конструктивного исполнения поперечного сечения промежуточной опоры выгодно отличаются от вариантов 1 и 2. Это объясняется меньшей гибкостью таких опор как решетчатых стержневых конструкций за счет создания поперечной протяженности их несущей металлоконструкции, так как, как показывает анализ ограничений задачи оптимизации, прочность опор лимитируется условием потери устойчивости. Наблюдается весьма заметное отличие вариантов 3, 4 и 5 от вариантов 1 и 2 по наружному размеру и стенок несущих стоек. В частности, между вариантами 1 и 3 или вариантами 2 и 4, несущие стойки которых имеют геометрически одинаковые поперечные сечения, разница составляет 26 и 19 раз соответственно.

Для всех вариантов оказываются одинаковыми по величине такие параметры промежуточной опоры оптимальной конструкции, как горизонтальные координаты крепления к опорной поверхности левого и правого анкерных канатов  $x_{ar,l}$  и  $x_{ar,r}$ , вертикальные координаты крепления к металлоконструкции промежуточной опоры левого и правого анкерных канатов  $y_{ar,l}$  и  $y_{ar,r}$ , диаметр  $d_{ar}$  и масса анкерных канатов, длины левого и правого анкерных канатов  $l_{ar,l}$  и  $l_{ar,r}$ .

Оптимальные значения вертикальных координат крепления к металлоконструкции промежуточной опоры левого и правого анкерных канатов  $y_{ar,l}$  и  $y_{ar,r}$  соответствуют минимально допустимой высоте их установки  $y_h H_t$ , что объясняется необходимостью минимизации длины канатов, чтобы обеспечить минимум их массы. Поэтому включение в векторы управляемых параметров  $\{z\}_i$  переменных  $y_{ar,l}$  и  $y_{ar,r}$  можно в дальнейшем рассматривать как чрезмерное. Продольная сжимающая нагрузка  $Q_t$ , действующая на оптимальную по массе промежуточную опору, различна для разных конструктивных вариантов, однако разница незначительна (в пределах  $\pm 2,5\%$ ). Это объясняется тем, что основной вклад в ее формирование вносят, в первую очередь, усилия натяжения несущих канатов, во вторую – усилия натяжения анкерных канатов, которые одинаковы для всех конструктивных вариантов промежуточной опоры. Разница в величине нагрузки  $Q_t$  связана лишь с разницей веса металлоконструкции промежуточной опоры.

Следует отметить, что для варианта 5 оптимальная длина горизонтальной планки  $A_t$  в точности равна удвоенному размеру стороны уголкового профиля несущей стойки. Таким образом, эту планку можно исключить из

конструкции опоры, заменив пары боковых уголков соседних несущих стоек объединенными стойками, имеющими поперечный профиль в виде швеллера. Это позволит немного уменьшить оптимальную массу промежуточной опоры, указанную в табл. 2.

На оптимальную величину массы промежуточной опоры заметное влияние наряду с некоторыми другими параметрами оказывает угол наклона опорной поверхности. Количественно такое влияние применительно к рассмотренным конструктивным вариантам можно видеть на рис. 3. Как и следует ожидать, максимально массивные промежуточные опоры требуются для весьма малых уг-

лов  $\alpha_s$  в пределах нескольких градусов наклона поверхности. При отклонении опорной поверхности от строго горизонтального положения оптимальные значения массы резко снижаются и достигают некоторого минимума. Для результатов, представленных на рис. 3, минимум лежит в интервале от 2 до 8°. Затем наблюдается рост оптимальных значений массы промежуточной опоры, причем его интенсивность несравнима с интенсивностью снижения при  $\alpha_s \rightarrow 0$ . Такое поведение связано с изменением формы естественного провисания несущих канатов [25] в области минимальных значений оптимальной массы промежуточной опоры.

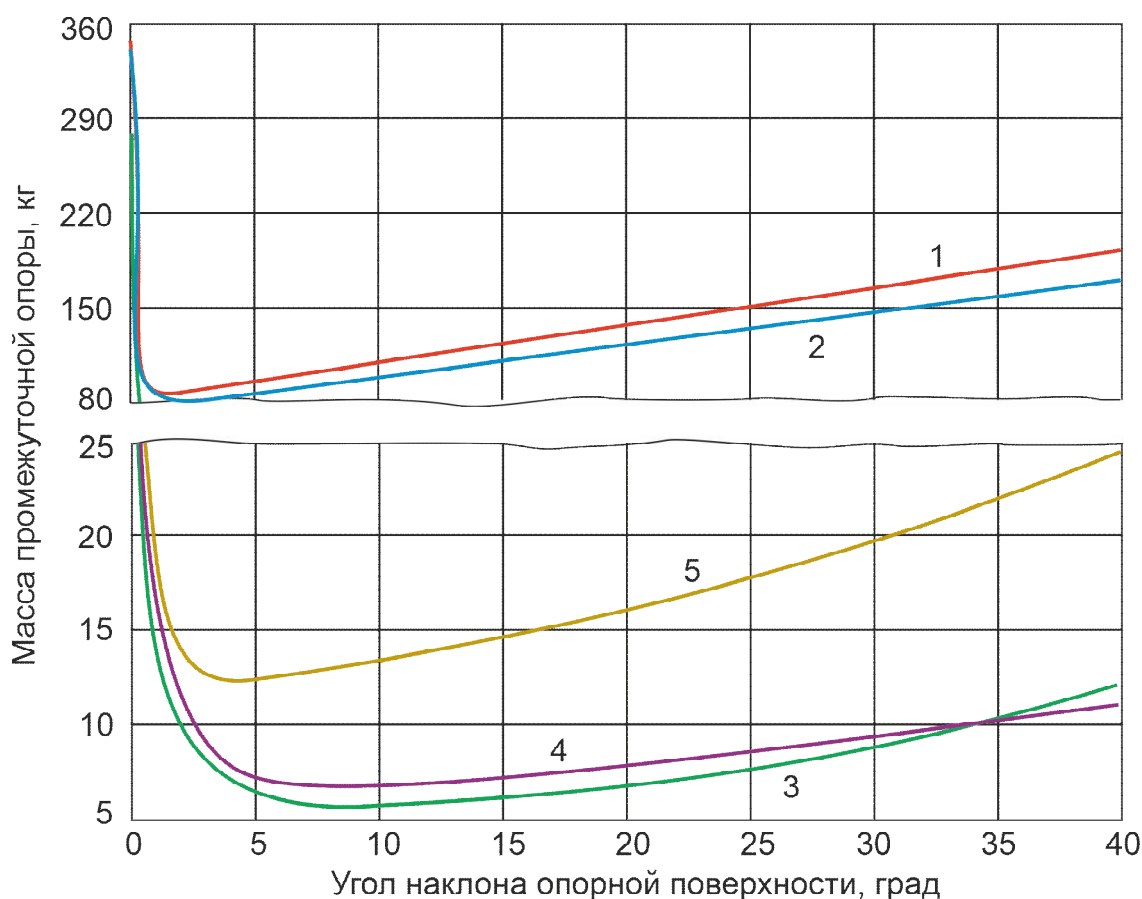


Рис. 3. Влияние угла наклона опорной поверхности на изменение оптимальной массы промежуточной опоры (номера кривых соответствуют вариантам конструктивного исполнения поперечного сечения опоры)

Для сравнения в табл. 3 приведены те же параметры, которые представлены в табл. 2, но применительно к мобильной канатной дорожке на лунной поверхности.

Отмеченные выше замечания относительно результатов оптимизации промежу-

точных опор для мобильных канатных дорог, эксплуатирующихся в земных условиях, принципиально сходны и для случая лунных мобильных канатных дорог. Более высокие значения оптимальных масс промежуточной опоры для всех конструктивных вариантов

Таблица 3

Оптимальные значения основных технических параметров для базового варианта  
(условия Луны)

| Технический параметр                                 | Вариант конструктивного исполнения |       |       |       |      |
|------------------------------------------------------|------------------------------------|-------|-------|-------|------|
|                                                      | 1                                  | 2     | 3     | 4     | 5    |
| Наружный размер несущей стойки $d_l (b_l, c_l)$ , мм | 60,2                               | 52,9  | 10,6  | 8,0   | 13,2 |
| Толщина стенки несущей стойки $s_l$ , мм             | 16,6                               | 13,7  | 3,1   | 2,3   | 6,0  |
| Х-координата крепления левого анкерного каната, м    | 1,24                               |       |       |       |      |
| У-координата крепления левого анкерного каната, м    | 4,0                                |       |       |       |      |
| Х-координата крепления правого анкерного каната, м   | 1,79                               |       |       |       |      |
| У-координата крепления правого анкерного каната, м   | 4,0                                |       |       |       |      |
| Расстояние $A_l$ между несущими стойками, мм         | -                                  | -     | 132,7 | 153,5 | 25,6 |
| Сжимающая продольная нагрузка на опору $Q_l$ , кН    | 38,5                               | 38,4  | 40,2  | 38,8  | 39,1 |
| Полная масса промежуточной опоры, кг                 | 189,5                              | 176,2 | 14,9  | 11,7  | 24,4 |
| Масса металлоконструкции опоры $M_l$ , кг            | 187,0                              | 173,7 | 12,4  | 9,2   | 20,7 |
| Масса анкерных канатов, кг                           | 2,5                                |       |       |       |      |
| Диаметр анкерного каната $d_{ar}$ , мм               | 6,5                                |       |       |       |      |
| Длина левого анкерного каната $l_{ar,l,Tmax}$ , м    | 4,78                               |       |       |       |      |
| Длина правого анкерного каната $l_{ar,l,Tmax}$ , м   | 3,59                               |       |       |       |      |

объясняются тем, что для лунных условий эксплуатации характерен весьма значительный перепад температур окружающей среды в течение одних лунных суток – до 320 °. Это вызывает большее изменение длины анкерных канатов для условий работы при максимальной и минимальной температурах и, как следствие, большие значения осевых усилий натяжения в левых и правых анкерных канатах.

#### 4. Заключение

В данной статье рассмотрена одна из сторон важной технической проблемы совершенствования методов проектирования основных структурных компонентов канатных дорог. Применительно к задаче проектирования их поддерживающих конструкций была разработана оптимизационная математическая модель стержневой решетчатой промежуточной опоры с пятью различными вариантами конструктивного исполнения поперечного сечения с учетом канатной анкерной опоры. Оптимизация металлоконструкции промежуточной опоры по критерию достижения минимума массы системы «металлоконструкция опоры – анкерные канаты» позволяет как выявить наиболее благоприятные для практического использова-

ния формы поперечных сечений несущей металлоконструкции, так и определить оптимальные значения их характерных размеров.

В условиях действия значительных продольных сжимающих нагрузок, обусловленных усилиями натяжения несущих и анкерных канатов, использование конструктивных вариантов, для которых характерно снижение гибкости металлоконструкции промежуточной опоры весьма положительно сказывается на ее оптимальной массе. Разница может достигать нескольких десятков раз.

Как показали расчеты, проведенные для базового варианта мобильной канатной дороги, оптимальная масса промежуточной опоры с учетом ее анкерной заделки зависит от угла наклона опорной поверхности. Поэтому при оптимальном проектировании металлоконструкций промежуточных опор мобильных канатных дорог необходимо ориентироваться на максимально необходимый угол наклона опорной поверхности, который и следует принимать за расчетный. Однако при этом надо учитывать, что такие поддерживающие конструкции могут в дальнейшем применяться при том рельефе местности, при котором будут реализовываться условия естественного провисания несущих или не-

сущест-тяговых канатов по форме II [25]. При близком к горизонтальным условиям рельефа, т.е. при условиях естественного провисания указанных канатов по форме I, необхо-

димо использовать поддерживающие конструкции с другими значениями оптимальной массы и оптимальными значениями характерных размеров поперечного сечения.

### Список литературы

1. Vuchic V.R. Urban Transit Systems and Technology. New York: John Wiley & Sons, Inc., 2007. 602 p.
2. Короткий А.А., Лагереv А.В., Месхи Б.Ч., Лагереv 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
3. 15. Короткий А.А. Канатный транспорт (канатные дороги и лифты). Ростов-на-Дону: ДГТУ, 2018. 114 с.
4. Беркман М.Б., Бовский Г.Н., Куйбида Г.Г. Подвесные канатные дороги. М.: Машиностроение, 1984. 264 с.
5. Walker S.C. Mine Winding and Transport. Amsterdam: Elsevier Science Publishers B.V., 1988. 546 p.
6. Gromov E.V., Bilin A.L., Belogorodtsev O.V., Nagovitsyn G.O. Substantiation of Mining-and-Transportation System Type and Parameters for Mining of Ore Deposits in the Conditions of the on the Kola Peninsula // Journal of Mining Science. 2018. T. 54. № 4. C. 591–598. DOI: 10.1134/S1062739118044051
7. Diwakar K.C., Maraseni T., Jamir C., Magar R.T., Tuladhar F. Effectiveness of gravity goods ropeways in market participation of smallholder farmers in uplands // Transportation. 2020. № 47. P. 1393–1414. DOI: 10.1007/s11116-018-9970-8
8. Jenefar S., Suresh A., Nandhini T., Abinayaa B., Rasika M., Sanjay M. Design and Fabrication of Portable Cableway System for Efficient Transportation of Agricultural Commodities // International Journal for Research in Applied Science & Engineering Technology. 2025. Vol. 13. No. 4. P. 2100-2005DOI: 10.22214/ijraset.2025.68676
9. Lates D., Moica S., Veres C., Pozdirca A., Harpa E. Design of Smart Forestry Cableway // Procedia Manufacturing. 2019. No. 32. P. 79–86. DOI: 10.1016/j.promfg.2019.02.186

### References

1. Vuchic V.R. Urban Transit Systems and Technology. New York, John Wiley & Sons, Inc., 2007. 602 p.
2. 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)
3. Korotkiy A.A. *Kanatnyy transport (kanatnye dorogi i lifty)* [Cable transport (cable cars and elevators)]. Rostov-na-Donu, DGTU, 2018. 114 p. (In Russian)
4. Berkman M.B., Bovskiy G.N., Kuybida G.G. *Podvesnye kanatnye dorogi* [Aerial ropeways]. Moscow, Mashinostroenie, 1984. 264 p.
5. Walker S.C. Mine Winding and Transport. Amsterdam, Elsevier Science Publishers B.V., 1988. 546 p.
6. Gromov E.V., Bilin A.L., Belogorodtsev O.V., Nagovitsyn G.O. Substantiation of Mining-and-Transportation System Type and Parameters for Mining of Ore Deposits in the Conditions of the on the Kola Peninsula. *Journal of Mining Science*, 2018, Vol. 54, No. 4, pp. 591–598. DOI: 10.1134/S1062739118044051
7. Diwakar K.C., Maraseni T., Jamir C., Magar R.T., Tuladhar F. Effectiveness of gravity goods ropeways in market participation of smallholder farmers in uplands. *Transportation*, 2020, No. 47, pp. 1393–1414. DOI: 10.1007/s11116-018-9970-8
8. Jenefar S., Suresh A., Nandhini T., Abinayaa B., Rasika M., Sanjay M. Design and Fabrication of Portable Cableway System for Efficient Transportation of Agricultural Commodities. *International Journal for Research in Applied Science & Engineering Technology*, 2025, Vol. 13, No. 4, pp. 2100-2005DOI: 10.22214/ijraset.2025.68676

10. Короткий А.А., Лагереv А.В., Месхи Б.Ч., Лагереv 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
11. Olszyna G., Rokita T., Tytko A., Wójcik M. Role of cable transport in the management and development of the mountain areas // *Geomatics, Landmanagement and Landscape*. 2013. No. 4. P. 63–74. DOI: 10.15576/GLL/2013.4.63
12. Varch T., Erber G., Visser R., Spinelli R., Harrill H., Stampfer K. Advances in Cable Yarding: A Review of Recent Developments in Skyline Carriage Technology // *Current Forestry Reports*. 2021. No. 7. P.181–194. DOI: 10.1007/s40725-021-00150-x
13. Лагереv А.В., Лагереv И.А., Таричко В.И. Надежность и безопасность эксплуатации мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов. Брянск: РИСО БГУ, 2022. 207 с.
14. Rolenec O., Palasiewicz T., Zalesky Ja., Kyjovsky Ja. Possible Ways of Evaluation of Industrially Manufactured Means for Low-Bearing Terrain Strengthening Usable in Military Operations // *International Journal Advanced Science Engineering. Information Technology*. 2021. Vol.11. No.5. P. 1772-1779.
15. NASA'S Management of the Artemis Missions (Report IG-22-003 (A 20 008 01)). (2021). NASA, Office of Inspector General. <https://oig.nasa.gov/wp-content/uploads/2024/02/IG-22-003.pdf>
16. Sauti G., Gardner J.M. Kim J.-W., Jensen B.D., Siochi E.J. LuZip: Lunar Zip-line, Gondola and Cable-based Transportation for Artemis Moon Missions Mobility and Dust Avoidance (Report NASA/TM–20240005839; NASA STI Program Report Series). Langley Research Center. 2024.
17. Pestal E. Seilbahnen und Seilkrane in Holz und Materialtransport. Wien: Fromme, 1961.
18. Дукельский А.И. Подвесные канатные дороги и кабельные краны. М.-Л.: Машиностроение, 1966. 484 с.
19. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Design of 10.22214/ijraset.2025.68676
9. Lates D., Moica S., Veres C., Pozdirca A., Harpa E. Design of Smart Forestry Cableway. *Procedia Manufacturing*, 2019, No. 32, pp. 79–86. DOI: 10.1016/j.promfg.2019.02.186
10. 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]. Ros-tov-on-Don, Don State Technical University, 2019. 268 p. DOI: 10.5281/zenodo.3551132 (In Russian)
11. Olszyna G., Rokita T., Tytko A., Wójcik M. Role of cable transport in the management and development of the mountain areas. *Geomatics, Landmanagement and Landscape*, 2013, No. 4, pp. 63–74. DOI: 10.15576/GLL/2013.4.63
12. Varch T., Erber G., Visser R., Spinelli R., Harrill H., Stampfer K. Advances in Cable Yarding: A Review of Recent Developments in Skyline Carriage Technology. *Current Forestry Reports*, 2021, No. 7, pp.181–194. DOI: 10.1007/s40725-021-00150-x
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. Rolenec O., Palasiewicz T., Zalesky Ja., Kyjovsky Ja. Possible Ways of Evaluation of Industrially Manufactured Means for Low-Bearing Terrain Strengthening Usable in Military Operations. *International Journal Advanced Science Engineering. Information Technology*, 2021, Vol.11, No.5, pp. 1772-1779.
15. NASA'S Management of the Artemis Missions (Report IG-22-003 (A 20 008 01)). (2021). NASA, Office of Inspector General. <https://oig.nasa.gov/wp-content/uploads/2024/02/IG-22-003.pdf>
16. Sauti G., Gardner J.M. Kim J.-W., Jensen B.D., Siochi E.J. LuZip: Lunar Zip-line, Gondola and Cable-based Transportation for Artemis Moon Missions Mobility and Dust

Passenger Aerial Ropeway for Urban Environment // *Urban Rail Transit*. 2019. Vol.5. No.1. P. 17-28. DOI: 10.1007/s40864-018-0099-z.

20. Лагереv А.В., Лагереv И.А., Таричко В.И. Конструкции и основы проектирования мобильных транспортно-прегрузочных канатных комплексов. Брянск: РИСО БГУ, 2020. 207 с. DOI: 10.5281/zenodo.10581288

21. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Mobile aerial ropeways based on autonomous self-propelled chassis: designs and operation. /Sharma S.K., Upadhyay R.K., Kumar V., Valera H. (eds). *Transportation Energy and Dynamics. Energy, Environment, and Sustainability*. Springer, Singapore, 2023, pp. 355-380. DOI: 10.1007/978-981-99-2150-8\_15

22. Лагереv А.В., Лагереv И.А. Мобильные канатные дороги на базе аэромобильных канатных установок. Брянск: РИСО БГУ, 2023. 201 с.

23. Пат. 2818434 Рос. Федерация: МПК B61B 7/00. Модульная мобильная канатная дорога / Лагереv А.В.; заявитель и патенто-обладатель Лагереv А.В. – №2023131421; заявл. 28.11.2023; опубл. 02.05.2024, Бюл. № 13.

24. Королько А.С., Королько Н.С., Свойкин Ф.В., Игнатова Е.И., Россихин К.В., Денисова Е.В., Божбов В.Е. Исторические аспекты и современное состояние канатных установок для разных отраслей промышленности // *Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии*. 2026. Вып. 259. С. 215-236.

25. Лагереv А.В., Лагереv И.А. Влияние параметров рельефа на выбор оптимального шага промежуточных опор вдоль линии канатного метро // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. 2017. №3. С. 253-272. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-03-253-272

26. Лагереv А.В., Лагереv 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

Avoidance (Report NASA/TM–20240005839; NASA STI Program Report Series). Langley Research Center. 2024.

17. Pestal E. *Seilbahnen und Seilkrane in Holz und Materialtransport*. Wien: Fromme, 1961.

18. Dukelskiy A.I. *Podvesnye kanatnye dorogi i kabelnye krany* [Overhead cableways and cable cranes]. Moscow-Leningrad, Mashinostroenie, 1966. 484 p. (In Russian)

19. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Design of Passenger Aerial Ropeway for Urban Environment. *Urban Rail Transit*, 2019, Vol.5, No.1, pp. 17-28. DOI: 10.1007/s40864-018-0099-z

20. 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: 10.5281/zenodo.10581288 (In Russian)

21. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Mobile aerial ropeways based on autonomous self-propelled chassis: designs and operation. In: Sharma S.K., Upadhyay R.K., Kumar V., Valera H. (eds). *Transportation Energy and Dynamics. Energy, Environment, and Sustainability*. Springer, Singapore, 2023, pp. 355-380. DOI: 10.1007/978-981-99-2150-8\_15

22. Lagerev A.V., Lagerev I.A. *Mobilnye kanatnye dorogi na base aeromobilnykh kanatnykh ustanovok* [Mobile ropeways based on airmobile rope units]. Bryansk, RISO BGU, 2023. 201 p. (In Russian)

23. 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)

24. Korolko A.S., Korolko N.S., Svoikin F.V., Ignatova E.I., Rossikhin K.V., Denisova E.V., Bozhbov V.E. *Istoricheskie aspekty i sovremennoe sostoyanie kanatnykh ustanovok dlya raznykh otrasley promyshlennosti*. *Izvestiya Sankt-Peterburgskoy lesotekhnicheskoy akademii*, 2026, No. 259, pp. 215-236. (In Russian)

25. Lagerev A.V., Lagerev I.A. The effect

27. Лагереv А.В., Лагереv И.А. Оптимальное проектирование подъемно-транспортных машин. М.: Издательство Юрайт, 2021. 293 с.
- † of topography on the choice of optimal step  
† intermediate supports along the line of the ca-  
† ble metro. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bry-*  
† *anskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2017,  
† No.3, pp. 253-272. DOI: 10.22281/2413-9920-  
† 2017-03-03-253-272 (In Russian)  
† 26. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Tarichko  
† V.I. Determination of tension forces of ropes  
† during the operation of mobile transport and  
† reloading rope complexes. *Nauchno-*  
† *tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudar-*  
† *stvennogo universiteta*, 2022, No.3, pp. 194-  
† 210. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-03-  
† 194-210 (In Russian)  
† 27. Lagerev A.V., Lagerev I.A. *Optimalnoe*  
† *proektirovanie podemno-transportnykh mashin*  
† [Optimal design of lifting and transport ma-  
† chines]. Moscow, Urayt, 2021. 293 p. (In Rus-  
† sian)

МЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГЛИНИСТО-КЕРАМИЧЕСКИХ  
КОМПОЗИТОВ, АРМИРОВАННЫХ РАКОВИНАМИ УЛИТОКMECHANICAL PERFORMANCE OF CLAY CERAMIC COMPOSITES REINFORCED  
WITH SNAIL SHELLSАруди И.С.<sup>1</sup>, Фергюсон Т.<sup>2</sup>, Нурудин А.Х.<sup>1</sup>  
Arudi I.S.<sup>1</sup>, Ferguson H.T.<sup>2</sup>, Nurudeen A.H.<sup>1</sup><sup>1</sup> – Университет Абуджи (Абуджа, Нигерия)<sup>2</sup> – Тринити-Колледж Дублина (Дублин, Ирландия)<sup>1</sup> – University of Abuja (Abuja, Nigeria)<sup>2</sup> – Trinity College Dublin (Dublin, Ireland)

**Аннотация.** Раковины гигантских африканских наземных улиток (GALSS), являющиеся обычными биологическими отходами ресторанов и поставщиков улиток, создают проблемы для окружающей среды из-за неразборчивой утилизации. В предыдущих исследованиях изучалось их применение в медицине, химии, строительстве и автомобилестроении. В данном исследовании изучается введение измельченных галлитов в состав керамических матриц на основе глины для оценки их влияния на механические свойства и пригодности для производства высоковольтных изоляторов. Характерные частицы раковины улитки (63 мкм и 75 мкм) смешивали с глиной в различных пропорциях, формовали в виде брусков и цилиндров, сушили и обжигали при температуре 1200°C. Механические характеристики оценивались с помощью трехточечных испытаний на изгиб и сжатие. Образец 632080 продемонстрировал прочность на изгиб 25,6 МПа, модуль упругости 3,40 ГПа и рассеиваемую энергию  $45,04 \times 10^{-3}$  Дж, в то время как образец 752080 продемонстрировал прочность на изгиб 23,3 МПа, 4,05 ГПа и  $34,76 \times 10^{-3}$  Дж. Плотность чистой глины (C100) составила 24,20 МПа, 3,33 ГПа и  $38,32 \times 10^{-3}$  Дж. Наибольшая прочность на сжатие (70,5 МПа) была достигнута в образце 752080. Исходя из механических характеристик, оптимальные коэффициенты армирования были определены как 632080 и 752080. Эти результаты свидетельствуют о том, что дробленый галс является экологичным армирующим материалом, обладающим улучшенными свойствами керамического композита и эффективным решением для управления отходами окружающей среды.

**Ключевые слова:** керамика, механические свойства, раковина улитки, композиты.

**Abstract.** Giant African Land Snail shells (GALSSs), a common bio-waste from restaurants and snail vendors, pose environmental challenges due to indiscriminate disposal. Previous studies have explored their applications in medicine, chemistry, construction, and automotive industries. This study investigates the incorporation of crushed GALSSs into clay-based ceramic matrix composites to evaluate their influence on mechanical properties and assess suitability for high-voltage insulator production. Characterized snail shell particles (63  $\mu$ m and 75  $\mu$ m) were blended with clay in varying proportions, molded into bars and cylinders, dried, and fired at 1200 °C. Mechanical performance was assessed through three-point flexural and compression tests. Sample 632080 exhibited a flexural strength of 25.6 MPa, modulus of 3.40 GPa, and energy dissipation of  $45.04 \times 10^{-3}$  J, while sample 752080 recorded 23.3 MPa, 4.05 GPa, and  $34.76 \times 10^{-3}$  J. Pure clay (C100) yielded 24.20 MPa, 3.33 GPa, and  $38.32 \times 10^{-3}$  J. The highest compressive strength (70.5 MPa) was achieved by sample 752080. Based on mechanical performance, optimum reinforcement ratios were identified as 632080 and 752080. These findings highlight crushed GALSSs as a sustainable reinforcement material, offering both enhanced ceramic composite properties and a viable solution to environmental waste management.

**Keywords:** ceramics, mechanical properties, snail shells, composites.

Дата получения статьи: 15.07.2026  
Дата принятия к публикации: 24.08.2026  
Дата публикации: 25.09.2026

Date of manuscript reception: 15.07.2026  
Date of acceptance for publication: 24.08.2026  
Date of publication: 25.09.2026

**Сведения об авторах:**

Аруди Ишиака – PhD, старший преподаватель Департамента механической инженерии Университета Абуджи, Нигерия,  
e-mail: shuaibu.ishiaka@uniabuja.edu.ng.

**Authors' information:**

Ishiaka Arudi – PhD, Senior Lecturer, Department of Mechanical Engineering, University of Abuja, Nigeria, e-mail: shuaibu.ishiaka@uniabuja.edu.ng.



**Фергюсон Тобинс** – PhD, доцент Департамента механической, производственной и биомедицинской инженерии, Тринити-Колледж Дублина,  
e-mail: [ftobins@tcd.ie](mailto:ftobins@tcd.ie).

**Нурудин Абдулхаким** – PhD (промышленная/производственная инженерия), преподаватель Департамента механической инженерии Университета Абуджи, Нигерия,  
e-mail: [Hassan.abdulahakeem@uniabuja.edu.ng](mailto:Hassan.abdulahakeem@uniabuja.edu.ng).

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9624-8224>

**Tobins Ferguson** – PhD, Associate Professor, Department of Mechanical, Manufacturing and Biomedical Engineering, Trinity College Dublin,  
e-mail: [ftobins@tcd.ie](mailto:ftobins@tcd.ie).

**Abdulahakeem Nurudeen** – PhD in Industrial/Production Engineering, Lecturer, Department of Mechanical Engineering, University of Abuja, Nigeria. e-mail: [Hassan.abdulahakeem@uniabuja.edu.ng](mailto:Hassan.abdulahakeem@uniabuja.edu.ng).

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9624-8224>

## 1. Introduction

All technological devices are conceived, engineered, and manufactured through the expertise of engineers; a process fundamentally dependent on the availability of suitable engineering materials. The development of new materials has consistently represented one of the most significant achievements across civilizations, underpinning human progress, prosperity, security, and quality of life throughout history. Indeed, the emergence of novel materials has invariably enabled the advancement of new technologies, spanning disciplines such as civil, chemical, construction, nuclear, aeronautical, agricultural, mechanical, biomedical, and electrical engineering (Buranyi, 2015). The growing demand for advanced materials arises from the need to achieve an optimal balance of strength, toughness, wear resistance, high-temperature performance, and corrosion resistance. In response, researchers are increasingly focused on these properties, often combining two or more constituents to develop novel composites. The present study explores the potential of Giant African Land Snail shells (GALSs) in combination with clay. As technological progress accelerates, the search for new materials becomes imperative, given that conventional options such as common metals and alloys exhibit limitations in attaining desirable mechanical properties. The pursuit of materials with synergistic properties distinct from their individual components has therefore become essential. GALSs have already served as a foundation for research in biology, chemistry, engineering, and medicine (Tobins et al., 2018). Extending their application into engineering contexts aligns with the broader quest to discover and develop innovative materials as shown in Figure 1.



Figure 1. Giant African Snail Shell

## 2. Literature Review

Research on snail shells has experienced nearly exponential growth over the past decade (Jatto et al., 2010; Ani et al., 2011; Yigezu et al., 2013; Odusanya et al., 2014). However, to the best of the researcher's knowledge, the application of Giant African Land Snail shells (GALSs) as reinforcement in clay-based ceramic matrix composites, and the subsequent effects on their mechanical properties, has not yet been explored. For ceramic insulators used in electric power distribution and transmission systems, the most desirable properties include high dielectric strength, robust mechanical performance, and excellent thermal radiation and insulation capacity, even under humid and corrosive conditions (Adams, 2008). Testing ceramics—whether fiber-reinforced or unreinforced—under pure tension, compression, or shear remains challenging due to their brittle nature, which complicates specimen gripping and uniform loading. Ceramic insulators are essentially ceramic matrix composites, and in this study, the mechanical properties of interest are flexural strength and compressive strength. Other properties such as thermal shock resistance, electrical resistance, dielectric strength (breakdown

voltage), and physical characteristics are addressed in separate works.

### Flexural strength

Flexural strength, also known as modulus of rupture, bend strength, or fracture strength, a mechanical parameter for brittle materials, is defined as a material's ability to resist deformation under transverse loads. The transverse bending test is most frequently employed, in which a specimen having either a circular or rectangular cross-section is bent until fracture or yielding using a three-point or a four-point flexural test technique. The flexural strength represents the highest stress experienced within the material at its moment of rupture. It is measured in terms of stress, here given the symbol,  $\sigma$  (Adams, 2008).

In the *bending/flexural test*, a specimen is loaded at one point or two points along its length, under uniaxial bending stress (tension and compression) to obtain information on the bending behaviour of materials, making the test very easy to perform. This explains why it is used for ceramic matrix composites and other brittle materials such as hard metals, tool steels and grey cast iron (Barrata, 1998; Adams, 2008). Generally, a flexure test is designed to measure the bend strength of a brittle material, whereas a bend test is designed to measure the crack resistance of a ductile material (Barrata, 1998; Adams, 2008).

A flexural specimen simply rests on two supports and is loaded at one point, known as the 3-point flexural test or at two points, the 4-point flexural test (Figures 2 and 3). The sample is loaded until it is completely ruptured allowing for the determination of the sample's maximum bend strength.

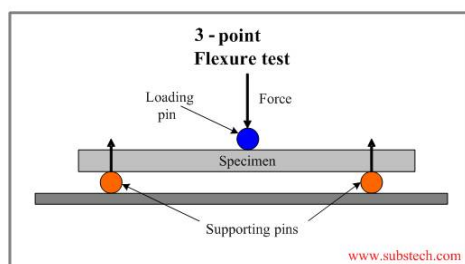


Figure 2. The Three-point Flexural Test (Kopeliovich, www.substech.com)

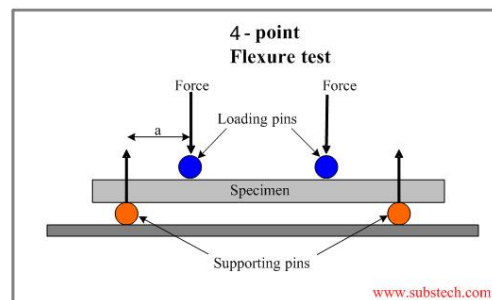


Figure 3. The Four-point Flexural Test (Kopeliovich, www.substech.com)

The flexural strength of brittle materials is very sensitive to the surface finish since the maximum tensile stress occurs on the beam surface. Adams (2008), therefore recommended rounding or bevelling of the corner to avoid stress concentration and to reduce premature failure. ASTM C 1161 C is the primary governing standard for flexural testing of ceramics (Adams, 2008). He also stated the ASTM C 1341 allows a range of specimen sizes and support span-to-specimen thickness ratios. ISO 14125 is the leading non-ASTM standard, and, like ASTM D 7264, it is focused specifically on composite materials and presents relatively concise guidelines and test conditions ((Quinn and Morrel 1991; Adams, 2013). The specimen dimensions according to ASTM D 7264 could be 128mm x 13mm x 4mm for 3-point and 4-point flexural tests. The standard ASTM D790-93, 1998 was suggested by Barrata (1998) for flexural testing for ceramic materials.

## 3. Methodology

### 3.1. Materials

Snail shells and fireclay served as the precursor materials for this study. The shells were obtained from the Giant African Land Snail (*Achatina fulica*; class Gastropoda, family Achatinidae), collected from refuse sites and restaurants in the Kugbo Clan and Port Harcourt areas of Rivers State, Nigeria. Commercially processed fireclay, consisting of a proprietary shale-fireclay blend, was sourced from Goodwins Build & DIY Products (Dublin) under the trade name "DINEEN CLAY MIX." The baseline analytical profile of this clay is presented in Table 1.

Table 1  
The analysis of the Dublin clay as supplied by  
BUILD & DIY PRODUCTS'

| S/N   | Clay mix constituents          | Percentage (%) |
|-------|--------------------------------|----------------|
| 1     | Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> | 25             |
| 2     | SiO <sub>2</sub>               | 63             |
| 3     | Fe <sub>2</sub> O <sub>3</sub> | 7.5            |
| 4     | K <sub>2</sub> O               | 2.5            |
| 5     | Na <sub>2</sub> O              | 1.4            |
| 6     | MgO                            | 0.4            |
| 7     | CaO                            | 0.2            |
| Total |                                | 100            |

Pre-incorporated with 12 wt.% fired grog of matching composition. Composed of hydrous aluminum silicates, this refractory clay exhibits high thermal stability, featuring a minimum service temperature of 1515 °C and a fusion point superior to 1600 °C.

### 3.2. Experimental Methods

#### 3.2.1. Processing and Sieve Analysis

Post-collection, the GALSSs were processed at the University of Abuja's Faculty of Engineering workshop. The shells were soaked in water overnight, washed thoroughly with a surfactant solution to remove impurities, and subsequently sun-dried for three days to achieve complete dehydration shown in Figure 4.



Figure 4. The snail shells being dried under the sun

The dried ground African land snail shells (GALSSs) were mechanically comminuted using a hammer mill to obtain particles of varying siz-

es. The resulting fragments were subjected to particle size classification through a sieve analysis in accordance with the BS 410 standard. A series of sieves with apertures of 2000 µm, 1180 µm, 600 µm, 425 µm, 300 µm, 212 µm, 150 µm, 75 µm, and 63 µm were arranged sequentially on a sieve shaker. The assembly was operated under continuous vibration for 20 minutes to ensure effective separation. Following the analysis, the fractionated particles were collected, bagged according to their respective size ranges, and subsequently transported to Trinity College Dublin for further experimental investigation.

### 3.3. Material Characterization

The crushed ground African land snail shells (GALSSs) and clay fractions with particle sizes below 150 µm were subjected to microstructural and compositional characterization. Scanning Electron Microscopy (SEM) was performed at the Irish Centre for Research in Applied Geosciences (iCRAG), Trinity College Dublin, to examine surface morphology and microstructural features. In addition, both materials were analyzed to determine their chemical compositions, providing insight into their elemental and mineralogical constituents.

### 3.4. Samples for Flexural and Compressive Tests

Rectangular specimens for flexural and compressive strength testing were prepared using a mould with internal dimensions of 90 mm × 14 mm × 7 mm (Figure 5). The preparation procedure followed the guidelines specified in ASTM C1161-18 (Quinn and Morrel, 1991) for flexural testing of advanced ceramics and ASTM D790-93 (Barrata, 1998) for flexural properties of plastics.

Specimens were prepared for mechanical and physical property evaluation, including flexural strength, fracture toughness, impact strength, thermal shock resistance, and dielectric breakdown voltage. Additional determinations included shrinkage, water absorption, porosity, and bulk density.



Figure 5. The mould for five samples, each 90mm x 14mm x 7mm.

Crushed ground African land snail shells (GALSSs) were blended with clay in varying proportions, as outlined in Table 2. For example, to obtain a 10:90 mixture (10% GALSSs: 90% clay), 10 g of GALSSs particles (<63  $\mu\text{m}$ ) were combined with 90 g of clay particles (<120  $\mu\text{m}$ ). Approximately 20–25 mL of water was added to the dry mixture to achieve a homogeneous plastic consistency. The mixture was compacted into a mould (90 mm  $\times$  14 mm  $\times$  7 mm) by ramming and allowed to set for 12 hours. The resulting greenware bars were removed from the mould and oven-dried at 250  $^{\circ}\text{C}$  for one hour to eliminate residual moisture.

Baseline specimens composed of 100% clay were also prepared. All samples were subsequently fired at temperatures between 1100  $^{\circ}\text{C}$  and 1200  $^{\circ}\text{C}$  to ensure densification and phase development.

Table 2

Samples prepared according to GALSSs/clay ratios and particle size

| S/N   | Particle Size ( $\mu\text{m}$ ) | GALSSs and CLAY Ratios |       |       | Total |
|-------|---------------------------------|------------------------|-------|-------|-------|
|       |                                 | 10/90                  | 20/80 | 30/70 |       |
| 1     | <63 $\mu\text{m}$               | 10                     | 10    | 10    | 30    |
| 2     | 63 $\mu\text{m}$                | 10                     | 10    | 10    | 30    |
| 3     | 75 $\mu\text{m}$                | 10                     | 10    | 10    | 30    |
| 4     | 150 $\mu\text{m}$               | 10                     | 10    | 10    | 30    |
| 5     | C100<br>(100% clay)             |                        |       |       | 30    |
| Total |                                 | 40                     | 40    | 40    | 150   |

Cylindrical ceramic matrix composite specimens for compression testing were prepared in

accordance with ASTM C1424–15 (2019), employing test methods specified in ASTM C773. The samples were fabricated with dimensions of 30 mm in length and 15 mm in diameter (Figure 6). The preparation procedure was analogous to that used for flexural test specimens, except those cylindrical moulds were employed in place of rectangular ones.



Figure 6. The mould for cylindrical samples for compression tests

Following moulding, the greenware specimens were oven-dried at 250  $^{\circ}\text{C}$  for one hour to remove residual moisture. Subsequently, the dried samples were fired at temperatures ranging from 1100  $^{\circ}\text{C}$  to 1200  $^{\circ}\text{C}$  to achieve densification. Figure 7 illustrates both rectangular and cylindrical specimens after drying, prior to firing.



Figure 7. Rectangular and cylindrical samples arranged and ready for firing

Selected rectangular specimens (Figure 7) were subjected to three-point flexural testing using an Instron 3366 universal testing machine. The tests were conducted to determine the flexural strength, flexural modulus, and energy dissipation during deformation of the ceramic matrix composites. The procedure followed standard protocols to ensure reproducibility and accuracy of mechanical property evaluation.

The flexural strength, flexural modulus, and energy dissipation (quantified as the area under

the load–deflection curve) were determined from the raw data generated by the Instron 3366 testing machine. For the three-point bending tests conducted on rectangular specimens, the flexural strength ( $\sigma_f$ , MPa) was calculated using the following expression:

$$\sigma_f = \frac{3LF}{2bd^2} \quad (1)$$

where P is the maximum applied load (N), L is the span length (mm), b is the specimen width (mm), and d is the specimen thickness (mm).

The flexural modulus was obtained from the slope of the initial linear portion of the load–deflection curve, while the energy dissipated during deformation was determined by integrating the area under the curve up to fracture.

The compressive strength (CS) of the ceramic matrix composites was determined by dividing the maximum applied load at failure (F) by the original cross-sectional area (A) of the specimen:

$$CS = \frac{F}{A} \quad (2)$$

where CS is compressive strength (MPa), F is maximum load at failure (kN), A is initial cross-sectional area of the specimen (mm<sup>2</sup>).

For cylindrical specimens, the cross-sectional area was calculated as:

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \quad (3)$$

with d representing the diameter of the sample after firing. In this study, the fired diameter was 14 mm, yielding an area of 153.94 mm<sup>2</sup>. Accordingly, the compressive strength for all cylindrical samples was expressed as:

$$CS = \frac{F}{153.94} \quad (4)$$

This formulation ensured consistency across all tested specimens.

## 4. Results and Discussions

### 4.1. Flexural and Compressive Tests Results

The results of the flexural tests are presented in the order in which they were conducted. The initial series of experiments involved specimens fired at a temperature of 1100 °C, with the objective of evaluating the influence of firing conditions on flexural strength, flexural modulus, and energy dissipation. A subsequent series was

performed on samples subjected to firing temperatures ranging from 1130 °C to 1200 °C, aimed at identifying the optimum operational temperature. Finally, tests were conducted on specimens fired at 1200 °C to determine which sample exhibited the most favorable mechanical properties under that condition.

The results obtained from individual specimens are presented in Figures 8 and 9, organized according to the particle size of the GALSSs, the GALSSs-to-clay ratio, and the firing temperature. For example, the designation “–63 1090” refers to a specimen prepared with GALSSs of –63 µm particle size, a GALSSs/clay ratio of 10:90, and subjected to firing at 1100 °C. The curve reaches a maximum load of approximately 65–70 N at an extension of around 0.4mm. This peak represents the ultimate load-bearing capacity of the specimen. Beyond this point, the material can no longer sustain additional stress, marking the onset of failure. Following the peak, the curve drops sharply, indicating a sudden loss of load-bearing ability. This steep decline is characteristic of brittle fracture, where crack propagation occurs rapidly once the critical stress threshold is exceeded. Representative load–extension curves exhibiting similar profiles were also illustrated in Figures 10 and 11.

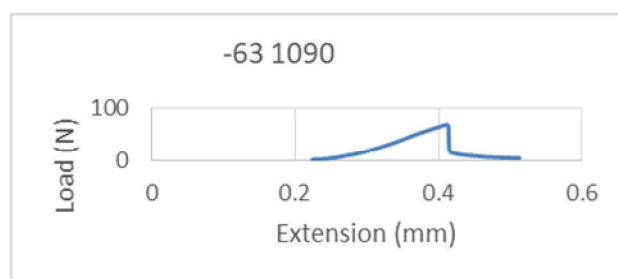


Figure 8. The load-extension curves of sample - 631090

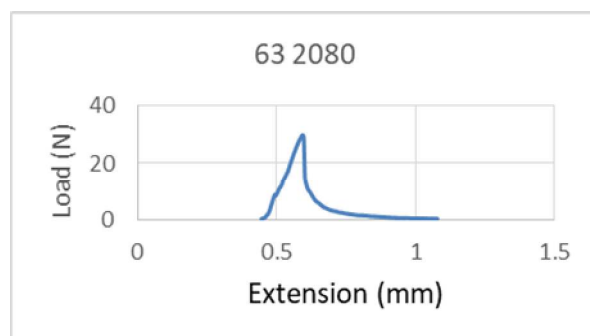


Figure 9. The load-extension curves of sample 632080



Figure 10. The load-extension curves of sample 751090

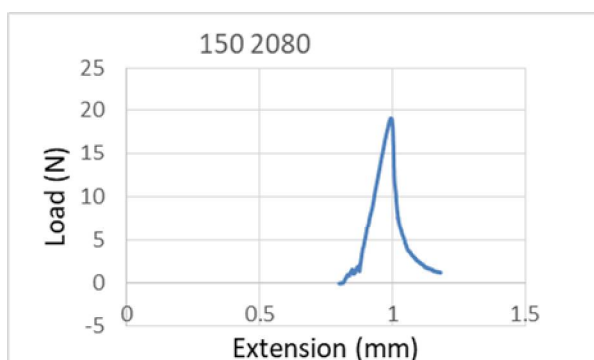


Figure 11. The load-extension curves of sample 1502080

Figure 10 presents the load-extension curve of the specimen composed of 100% clay and fired at 1100 °C. The profile of this curve differs markedly from the others, indicating brittle failure following the appearance of a plateau-like feature. This suggests that, during deformation, the material required additional energy input to progress toward fracture. In contrast, the incorporation of GALSSs altered the fracture behavior of the ceramics, as evidenced by the absence of brittle failure in the curves shown in Figures 10 and 11 at the same firing temperature. The calculated values of flexural strength (MPa), flexural modulus (GPa), derived from Equations 1 and 2, together with the energy dissipated during deformation (J), represented by the area under the curves, are summarized in Table 3 and illustrated in Figure 12.

Table 3

GALSSs Particle size 63  $\mu\text{m}$  fired at 1100°C

| S/N        | Sample<br>GALS: Clay | Max load<br>(N) | Flexural<br>strength (MPa) | Flexural mod-<br>ulus (MPa) | Area under<br>curve<br>(N-m) $\times 10^{-3}$ |
|------------|----------------------|-----------------|----------------------------|-----------------------------|-----------------------------------------------|
| 1          | 10:90                | 43.81           | 4.12                       | 139.11                      | 3.30                                          |
| 2          | 20:80                | 29.87           | 2.81                       | 180.43                      | 3.15                                          |
| 3          | 30:70                | 13.21           | 1.24                       | 52.84                       | 2.13                                          |
| 4          | 40:60                | 7.58            | 0.74                       | 70.10                       | 1.17                                          |
| REF: 0:100 |                      | 135.51          | 12.77                      | 700.60                      | 24.75                                         |

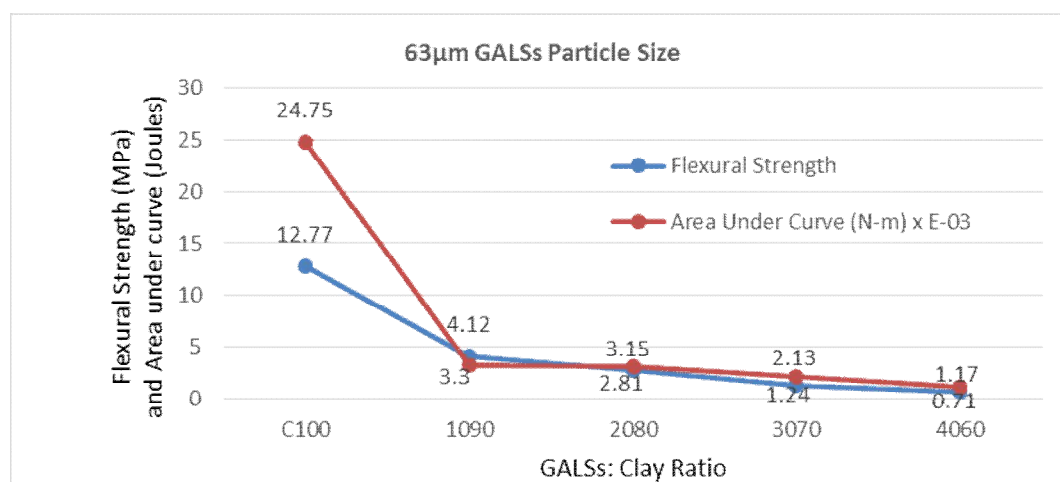


Figure 12. Graph of flexural strength and area under curve (energy) against ratio for 63  $\mu\text{m}$  GALSSs particle size with 100% clay

The load–displacement curves for specimen 63 1090 subjected to varying firing temperatures are presented in Figures 14–18. The corresponding values of maximum load at fracture, flexural strength (MPa), flexural modulus (GPa), and energy dissipated (J) are summarized in Table 4. Figure 16 illustrates the influence of firing temperature on the ceramic matrix composite for specimen 63 1090. Representative load–displacement curves for the clay-only specimens

(C100) are shown in Figures 14 and 15, with the associated mechanical properties reported in Table 4. The effect of firing temperature on the 100% clay ceramics is depicted in Figure 13. Overall, the results demonstrate a consistent increase in maximum load at fracture, flexural strength, flexural modulus, and energy dissipated during deformation as firing temperature increases.

Table 4

The effect of firing temperature on Sample 63 1090

| S/N | Firing temperature (°C) | Max load (N) | Flexural strength (MPa) | Flexural modulus (MPa) | Area under curve (N-m) $\times 10^{-3}$ |
|-----|-------------------------|--------------|-------------------------|------------------------|-----------------------------------------|
| 1   | 1130                    | 54.28        | 5.11                    | 1528.93                | 5.22                                    |
| 2   | 1160                    | 110.83       | 10.44                   | 2263.87                | 26.20                                   |
| 3   | 1180                    | 156.69       | 14.76                   | 3479.92                | 31.75                                   |
| 4   | 1190                    | 165.15       | 15.56                   | 3023.42                | 29.93                                   |
| 5   | 1200                    | 176.58       | 16.63                   | 3632.10                | 29.20                                   |

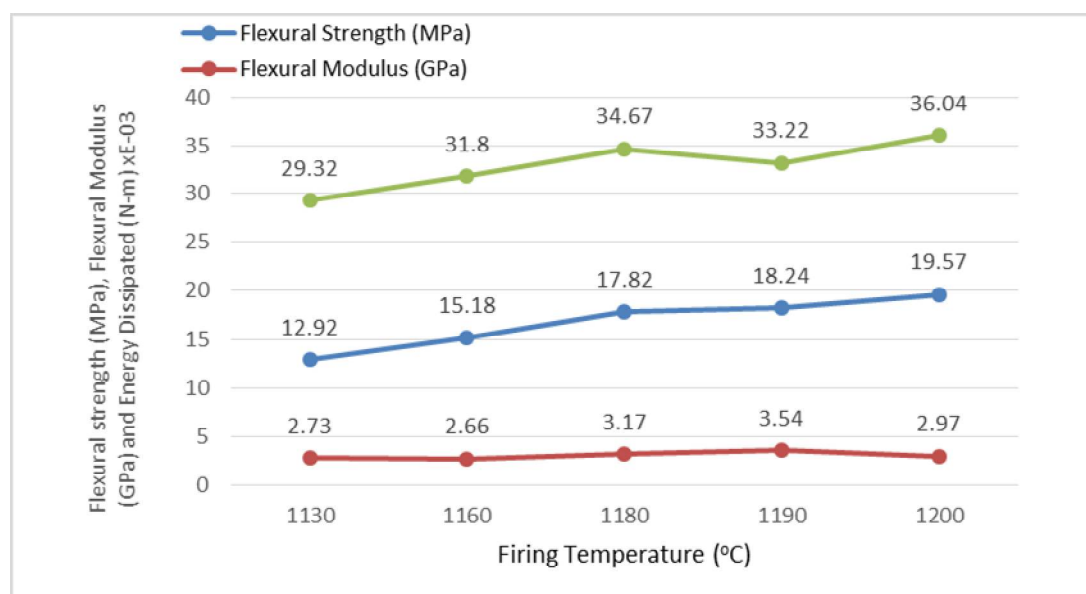


Figure 13. The effect of firing temperature on the ceramic sample C100 (100% clay)

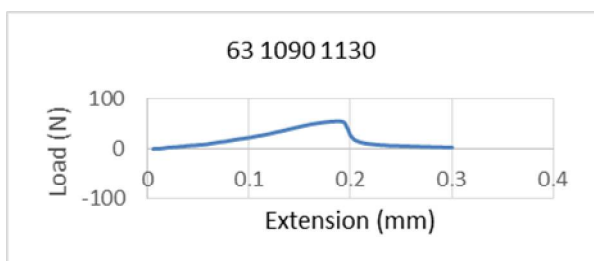


Figure 14. Load-extension graphs of flexural test for samples 6310901130 at 1130°C

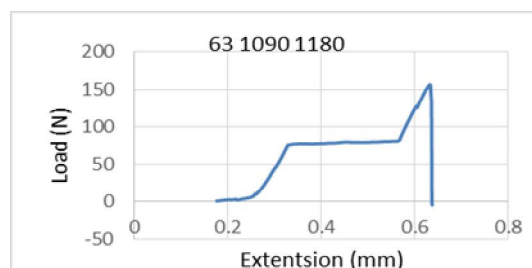


Figure 15. Load-extension graphs of flexural test for sample 6310901180 at 1160°C

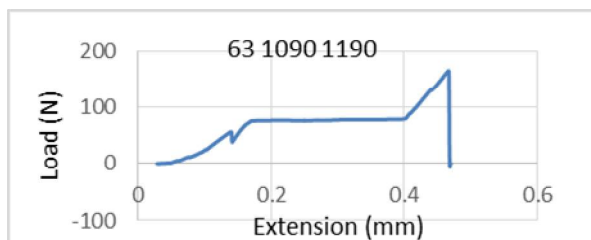


Figure 16. Load-extension graphs of flexural test for sample 6310901180 at 1180°C

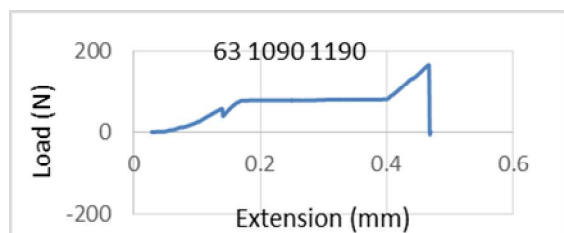


Figure 17. Load-extension graphs of flexural test for sample 6310901180 at 1190°C

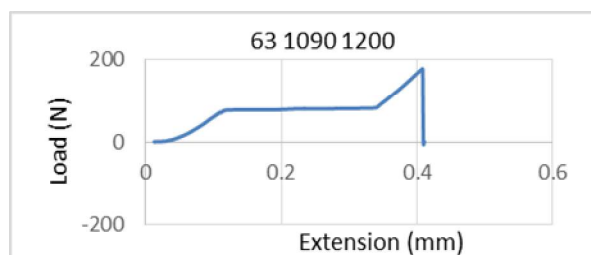


Figure 18. Load-extension graphs of flexural test for samples 63 μm with firing temperature 1200°C

#### 4.2. Compressive Tests Results

The load–displacement diagrams obtained from the compression tests of selected specimens are presented in Figure 19, categorized according to the GALSS-to-clay ratio and the particle size of the GALSSs.

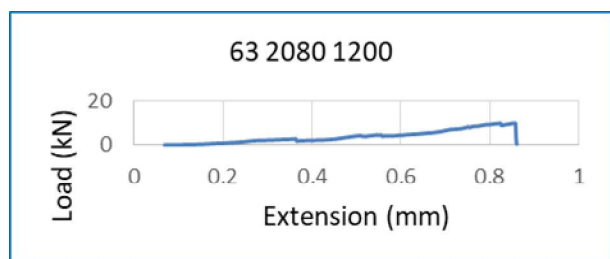


Figure 19. Load-extension graphs of compression tests for sample 63 20801200

The mechanical properties of the ceramic matrix composites namely flexural strength, flexural modulus, and energy dissipation exhib-

ited progressive improvement with increasing firing temperature. A characteristic plateau region was observed in all load–deformation curves (Figures 19-21) for specimen 63 1090 fired between 1160 °C and 1200 °C, resembling the behaviour of the clay-only specimens (Figure 11). During deformation at approximately 80 N loading, additional energy was required for the process to continue, suggesting residual load resistance at this stage. For specimen 63 1090 fired at 1200 °C, the maximum load attained was 176 N, with a flexural strength of 16.63 MPa, a flexural modulus of 3.63 GPa, and energy dissipation of  $29.20 \times 10^{-3}$  J. In contrast, the flexural modulus of the clay-only specimens remained consistently around 3 GPa across all firing temperatures.

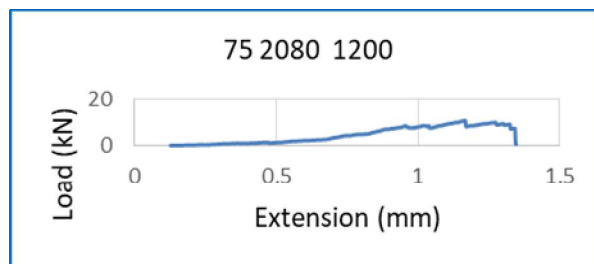


Figure 20. Load-extension graphs of compression tests for sample 75 2080 1200

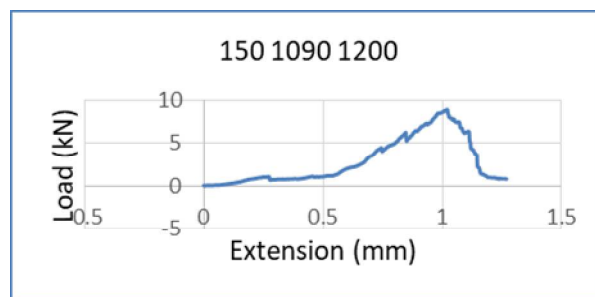


Figure 21. Load-extension graphs of compression tests for sample 150 1090 1200

Firing transformed the ceramic material from a weak, unfused state into a strong, permanent structure. As furnace temperature increased, significant microstructural changes occurred within the ceramics. According to the kiln firing chart (Hall, 2014), clay begins vitrification between 1100 °C and 1200 °C, corresponding to cone numbers 03–01 and 2–5. Within this range, particles begin to melt and crystallize, leading to shrinkage, densification,

and hardening, which collectively enhance the maximum load capacity with rising firing temperature. Furthermore, extended soaking time at peak firing temperature facilitated greater particle fusion, thereby improving the mechanical integrity of the ceramics.

Table 5 presents the maximum load, compressive strength and the energy dissipated during the compression tests while Figure 21 shows how the samples of different particle size and GALSS/clay ratios relate with the compressive strength and the energy dissipated.

Table 5

## Results of compression tests of selected samples

| S/N | Sample            | Max load (N) | Compression strength (GPa) | Area under curve (N-m)<br>Joules |
|-----|-------------------|--------------|----------------------------|----------------------------------|
|     | C100              | 7688         | 49.94                      | 3.75                             |
| 1   | - 63 $\mu$ m 1090 | 8509         | 55.27                      | 2.13                             |
| 2   | 63 $\mu$ m 2080   | 10029        | 65.15                      | 2.85                             |
| 3   | 75 $\mu$ m 2080   | 10830        | 70.48                      | 5.15                             |
| 4   | 150 $\mu$ m 1090  | 8790         | 58.27                      | 3.11                             |

## 5. Conclusions

The load–deflection curves obtained from compression testing (Figure 13) exhibit distinct characteristics compared to those recorded during flexural testing. Whereas flexural curves generally display smooth profiles, the compression curves reveal irregularities, likely attributable to the presence of multiple yield points during crushing. As illustrated in Figure 14, both compressive strength and energy dissipation increased with higher GALS content and larger particle size, attaining values of 70.48 MPa and 5.15 J, respectively, for specimen 75  $\mu$ m 2080. On average, the energy dissipated during compression was approximately 3.40 J. In comparison, the clay-only specimen (C100) exhibited a compressive strength of 49.94 MPa and energy dissipation of 3.75 J. Elevated firing temperatures (1200 °C) promoted phase development, densification, and reduced porosity. However, higher GALS content (20%) introduced additional porosity, underscoring the need for careful control of firing conditions to optimize mechanical performance. The most favorable balance of mechanical strength and thermal stability was observed in specimen 632080. Accordingly, mixtures corresponding to specimens 631090 and 632080 are recommended for achieving optimum results.

## References

1. Tassew, S. T. (2014). Structural Behaviour of Textile and Steel Reinforced Ceramic Composite Slabs.
2. Ani, J. U., Menkiti, M. C., & Onukwuli, O. D. (2011). Coagulation-flocculation performance of snail shell biomass for waste water purification. *NY Sci J*, 4(2), 81-90.
3. Aravind, K. A., Poomalai, R. et al (2019). Flashover Performance of Composite and Porcelain Insulators. *February 2019 International Conference on High Voltage Engineering and Technology (ICHVET)*.
4. Kolawole, M. Y., Aweda, J. O., Abdul-Kareem, S., Bello, S. A., Ali, A., & Iqbal, F. (2020). Influence of calcined snail shell particulates on mechanical properties of recycled aluminium alloy for automotive application. *Acta Periodica Technologica*, (51), 163-180.
5. ASM D149 – 09 Calcara, L., Pompili, M., Sangiovanni, S., Baur, M. and Knaue, J., 2018, October. Standard evolution for the determination of the power frequency breakdown voltages in insulating liquids. In *2018 IEEE Conference on Electrical Insulation and Dielectric Phenomena (CEIDP)* (pp. 263-266). IEEE.
6. ASTM C1161 – 18 Jenkins, M. G., Salem, J. A., Helfinstine, J., Quinn, G. D., & Gonczy, S. T. (2017). International Standards for Properties and Performance of Advanced Ceramics–30 Years of Excellence. *Mechanical*

*Properties and Performance of Engineering Ceramics and Composites XI: Ceramic Engineering and Science Proceedings Volume 37, Issue 2, 37, 1-12.*

7. ASMT C1327 – 15 Shamsudin, Z., & Mesri, M. (2022). Investigation on performance of eco-waste composite materials via Vickers and acoustic measurement. *Proceedings of Mechanical Engineering Research Day 2022, 2022*, 97-98.

8. ASTM C1421 – 18 Swab, J. J., Tice, J., Wereszczak, A. A., & Kraft, R. H. (2015). Fracture toughness of advanced structural ceramics: applying ASTM C1421. *Journal of the American Ceramic Society*, 98(2), 607-615.

9. ASMT C1424 – 15 Sirivivatnanon, V., Thomas, P., Tapas, M. J., & Nguyen, T. N. (2023). Reliability of AMBT and CPT in testing the effectiveness of SCM to mitigate alkali-silica reaction of field concrete. *Construction and Building Materials*, 369, 130510.

10. Kini, A. U., Shettar, M., Gowrishankar, M. C., & Sharma, S. (2023). A technical review on epoxy-nanoclay nanocomposites: Mechanical, hygrothermal and wear properties. *Cogent Engineering*, 10(2), 2257949.

11. Badachi, C and Dixit, P(2016). Predictions of pollution flashover voltages of ceramic string insulators under uniform and non-uniform pollution conditions. *Journal of Electrical systems and information Technology*. 3, pp 270-281

12. Ban, S. (2021). Classification and properties of dental zirconia as implant fixtures and superstructures. *Materials*, 14(17), 4879.

13. Freiman, S. W., & Mecholsky Jr, J. J. (2019). *The fracture of brittle materials: testing and analysis*. John Wiley & Sons.

14. Barbach, M., Imad, A., Jeffali, F., Bou-djellal, K., and Bouabaz, M. (2017). Physical Characterization of Seashell for a Concrete Formulation. *Journal of Materials and Environment Sciences*. 8(1), pp. 332-337.

15. Ansari, A. I., Sheikh, N. A., & Kumar, N. (2024). Visco-mechanical characterization of Molluscs (sea shell) biomimetics designs structures. *Journal of the Brazilian Society of Me-*

*chanical Sciences and Engineering*, 46(5), 326.

16. Bonou, S. S., Sagbo, E., Aubry, C., Charvillat, C., Ben-Nissan, B., & Cazalbou, S. (2019). Conversion of snail shells (*Achatina achatina*) acclimatized in Benin to calcium phosphate for medical and engineering use. *Journal of the Australian Ceramic Society*, 55(4), 1177-1186.

17. Buranyi, S. (2015) Snail Shells are Inspiring Tomorrow's Toughest Materials. *MOTHERBOARD, McGill University Press. London*.

18. Odusanya, A. A., Bolasodun, B., Maduke, C. I. (2014). Property Evaluation of Hybrid Seashell/Snail shell Filler Reinforced Unsaturated Polyester Composite in Comparison with Seashell and Snail Shell Filler Reinforced Unsaturated Polyester Composite. *The International Journal of Engineering and Science*. 3(12), pp 80 – 90

19. Tiwari, F. (2024). Ecofriendly Management of Giant African Snail (*GAS*) *Achatina fulica* (Bowdich). *Journal Nutrition and Food Processing*, 7(4).

20. Tobins, F. H., Abubakre, O. K., Muri-ana, R. A., & Abdulrahman, A. S. (2018). Snail shell as an inspiring engineering material in science and technology development: a review. 20408-20416. 10.15520/ijcrr/2018/9/03/473.

21. Thiengo, S. C., Maldonado, A., Mota, E. M., Torres, E. J. L., Caldeira, R., Carvalho, O. S., ... & Lanfredi, R. M. (2010). The giant African snail *Achatina fulica* as natural intermediate host of *Angiostrongylus cantonensis* in Pernambuco, northeast Brazil. *Acta tropica*, 115(3), 194-199.

22. Yigezu, B. S., Mahapatra, M. M., Jha, P. K. (2013) Influence of Reinforcement Type on Microstructure, Hardness and Tensile properties of an Aluminium Alloy Metal Matrix Composites. *Journal of Minerals and Materials Characterization and Engineering*. 1, 124 - 130.

**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.**

**Зам. Главного редактора 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> 25.09.2026 г.