



# Научно-технический вестник

БРЯНСКОГО  
ГОСУДАРСТВЕННОГО  
УНИВЕРСИТЕТА

*Nauchno-Tekhnicheskiy Vestnik  
Bryanskogo Gosudarstvennogo  
Universiteta*

Б Р Я Н С К

2023(4)

ISSN 2413-9920

**Научно-технический  
ВЕСТНИК  
Брянского  
государственного  
университета**

**№ 4  
2023**

**Nauchno-tekhnicheskij**  
**VESTNIK**  
**Bryanskogo**  
**gosudarstvennogo**  
**universiteta**

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

**№ 4**  
**2023**

ББК 74.580.4

Н-34

Научно-технический вестник Брянского государственного университета. № 4 (2023). Брянск: РИСО БГУ, 2023. – Точка доступа: <http://ntv-brgu.ru>  
Размещено на официальном сайте журнала: 25.12.2023

Решением Высшей Аттестационной комиссии при Минобрнауки России с 07 марта 2023 г. сетевое издание «Научно-технический вестник Брянского государственного университета» включено в Перечень рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук по следующим специальностям научных работников:

2.5.2 – Машиноведение (технические науки);

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

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

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

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

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

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

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

#### **Ответственный секретарь сетевого издания:**

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

#### **Редакционная коллегия сетевого издания:**

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

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

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

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

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

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

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

*И.А. Лагерев* – доктор технических наук, и.о. ректора Кубанского государственного технологического университета (г. Краснодар, Россия);

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

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

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

*Н.Г. Ярушкина* – доктор технических наук, первый проректор-проректор по научной работе Ульяновского государственного технического университета (г. Ульяновск, Россия).

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

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

**Chief editor:**

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

**Executive secretary:**

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

**Editorial Board:**

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

*N.G. Yarushkina* - Doctor of Technical Sciences, first Vice rector at Ulyanovsk State Technical University (Ulyanovsk, Russia).

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

16+

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

© Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2023  
© 2023 Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta



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

## СОДЕРЖАНИЕ

## ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

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

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

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

*Борина А.П. (Санкт-Петербург, Россия)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-04-294-303

Управление статически неустойчивым шагающим аппаратом при ограниченном трении в опоре ..... 294

*Гончаров К.А. (Брянск, Россия)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-04-304-315

Моделирование положения гусеничных шасси в движении при отклонении механических характеристик электродвигателей раздельного привода гусеничных контуров ..... 304

*Григорьев П.А., Сладкова Л.А. (Москва, Россия)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-04-316-324

Экспериментальное моделирование взаимосвязи адгезии и сил трения при оценке липкости материалов ..... 316

*Гришин А.В. (Брянск, Россия)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-04-324-332

Совершенствование тягового расчета отвальных ленточных конвейеров мобильных строительных и дорожных машин ..... 324

*Корытов М.С., Безродина А.Е. (Омск, Россия)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-04-333-343

Математическая модель стеллажного крана-штабелера с поворотной стрелой ..... 333

*Лагереv А.В. (Брянск, Россия)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-04-344-356

Аппроксимация статической упругой линии несущего каната при тяговом расчете однопролетных мобильных канатных дорог ..... 344

*Шатунова Е.А., Лагереv И.А. (Брянск, Россия)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-04-357-368

Анализ технико-организационных возможностей специальных колесных шасси для развертывания мобильных канатных дорог на базе аэромобильных канатных установок ..... 357

Энергетика

Пундик М.А., Пичахчи А.В., Сидоров В.А. (Донецк, ДНР, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-04-3369-377

Акустическая картина запуска винтовых компрессоров как диагностический параметр технического состояния ..... 369

## 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)

*Borina A.P. (St. Petersburg, Russian Federation)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-04-294-303

Control of dynamic biped walking machine with limited friction in foot ..... 294

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-04-304-315

Modeling the position of tracked chassis in motion in the event of mechanical characteristics of separate drive electric motors of track contours ..... 304

*Grigorev P.A., Sladkova L.A. (Moscow, Russian Federation)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-04-316-324

Experimental modeling of the relationship between adhesion and friction forces in assessing the stickiness of materials ..... 316

*Grishin A.V. (Bryansk, Russian Federation)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-04-324-332

Improving the traction calculation of dump conveyor belts for mobile construction and road vehicles ..... 324

*Korytov M.S., Bezrodina A.E. (Omsk, Russian Federation)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-04-333-343

Mathematical model of a stacker crane with a slewing boom ..... 333

*Lagerev A.V. (Bryansk, Russian Federation)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-04-344-356

Approximation of the static elastic line of the carrying rope in the traction calculation of single-span mobile ropeways ..... 344

*Shatunova E.A., Lagerev I.A. (Bryansk, Russian Federation)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-04-357-368

Analysis of technical and organizational capabilities of special wheeled chassis for the deployment of mobile ropeways based on airmobile rope units ..... 357

**Power Engineering**

*Pundik M.A., Pichakhchi A.V., Sidorov V.A. (Donetsk, DPR, Russian Federation)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-04-369-377

Acoustic picture of starting screw compressors as a diagnostic parameter of technical condition ..... 369



УДК (UDC) 621.865.8

УПРАВЛЕНИЕ СТАТИЧЕСКИ НЕУСТОЙЧИВЫМ ШАГАЮЩИМ АППАРАТОМ  
ПРИ ОГРАНИЧЕННОМ ТРЕНИИ В ОПОРЕCONTROL OF DYNAMIC BIPED WALKING MACHINE WITH LIMITED FRICTION  
IN FOOTБорина А.П.  
Vorina A.P.Санкт-Петербургский государственный морской технический университет (Санкт-Петербург, Россия)  
St. Petersburg State Marine Technical University (St. Petersburg, Russian Federation)

**Аннотация.** Нетривиальная проблема в двуногой ходьбе шагающего робота - это сохранение устойчивости при внешних воздействиях без потери скорости движения. В работе предложен динамический алгоритм управления двуногим роботом с иерархической структурой. Нижний уровень управления организован по принципу следящих приводов и обеспечивает желаемое положение корпуса по всем возможным координатам. Решение задачи стабилизации движения осуществляется на верхнем уровне. В цепи обратной связи рассматривается идеальный механизм, описываемый уравнениями плоского перевернутого математического маятника, синхронизированными между собой по моменту времени окончания шага. Особое внимание уделено исследованию взаимодействия стопы статически неустойчивого шагающего аппарата с опорной поверхностью для определения условий отсутствия проскальзывания. Предложенный подход управления позволяет контролировать значения углов поворота ног относительно корпуса, углов ориентации корпуса в пространстве, длин ног, движущих моментов, сил и мгновенных мощностей в приводах, их максимальные значения при различных режимах ходьбы без потери в скорости. Критически оценивая результаты и перспективы проведенных исследований, можно сделать вывод об их полезности в развитии сотрудничества искусственного интеллекта с человеком, о возможных применениях в повседневной жизни, сложной среде и промышленности.

**Ключевые слова:** шагающие аппараты, уравнения движения, перевернутый маятник, динамическая устойчивость, контактное взаимодействие, отсутствие проскальзывания.

**Дата получения статьи:** 23.09.2023  
**Дата принятия к публикации:** 23.10.2023  
**Дата публикации:** 25.12.2023

**Сведения об авторе:**

**Борина Анастасия Петровна** – инженер центра «Стратегии и инвестиции» ФГБОУ ВО «Санкт-Петербургский государственный морской технический университет», e-mail: apborina@gmail.com  
ORCID: 0009-0002-2453-8115

**Abstract.** A non-trivial problem in the biped walking is the preservation of stability under external influences without slowing down velocity. A dynamic walking control algorithm with a hierarchical structure is proposed in the article. The lower control level is organized according to the principle of tracking drives and ensures the position of the robot's body using all given possible coordinates. The problem of traffic stabilization is solved at the upper level. An ideal mechanism - a flat inverted mathematical pendulum is considered in the feedback circuit. Its equations are synchronized by the moment of the step ending. Particular attention is paid to the interaction of the robot foot with the support surface to determine the conditions for the absence of slippage. Proposed control approach makes it possible to control the current position of the robot's structure in the space in different walking modes without slowing down velocity. Critically assessing the results and prospects of the research, we can conclude about their usefulness in the development of artificial intelligence cooperation with humans, about possible applications in everyday life, a specific environment and industry. The proposed approach may be applicable to the control of the walking mechanisms of similar mobile robots.

**Keywords:** walking machine, equations of motion, inverted pendulum, dynamic stability, contact, slippage.

**Date of manuscript reception:** 23.09.2023  
**Date of acceptance for publication:** 23.10.2023  
**Date of publication:** 25.12.2023

**Author's information:**

**Anastasiya P. Borina** – Engineer of the «Center of Strategy and Investments» at St. Petersburg State Marine Technical University, e-mail: apborina@gmail.com  
ORCID: 0009-0002-2453-8115

## 1. Введение

Шагающие роботы предназначены для функционирования в сложной среде [1], что требует от них наличия определенных способностей, таких как подъем по лестнице, обход препятствий, передвижение по неровной местности. Эти способности обуславливают применение таких машин: для транспортировки грузов в условиях бездорожья, в поисково-спасательных операциях, для ликвидации последствий техногенных и природных катастроф, под водой, в военных целях, для охраны и уборки помещений, для различного рода исследований или наблюдений [2]. Экзоскелеты, как шагающие аппараты, успешно применяются для возвращения людям двигательной активности [3].

Важной проблемой управления шагающими роботами является сохранение устойчивости [4, 5]. Оправиться от падения самостоятельно машине нелегко, поэтому необходимо принять меры, чтобы его избежать. Устойчивость можно разделить на два вида: динамическую и статическую. Статическая устойчивость означает, что робот может остановиться в любой момент цикла ходьбы и остаться в равновесии, не внося постоянной корректировки в свое управление. При этом проекция центра тяжести лежит в опорном многоугольнике, определяемом его ногами.

Для поддержания динамической устойчивости робот должен активно балансировать свое тело. Это требует гораздо более сложных алгоритмов управления, шагающий аппарат имеет большее количество степеней свободы [6]. Силы и моменты в приводах ног робота являются важным фактором при исследовании динамической устойчивости.

Большинство современных разработок в области создания шагающих машин представляют собой статически устойчивые тяжеловесные системы с недостаточной маневренностью и низкой скоростью.

Для повышения маневренности и быстродействия при сохранении плавности хода шагающих аппаратов необходимо снижать степень их статической устойчивости, отказавшись от развитых ступней и ограничившись парой ног.

Точечная опора приводит к отсутствию устойчивого положения, для обеспечения динамической устойчивости аппарат должен постоянно переступать с ноги на ногу.

Планирование походки двуного шагающего аппарата – еще одна важная задача при проектировании системы [7]. Алгоритм ходьбы должен соответствовать рельефу или местности. Верное задание параметров времени и места постановки стопы на основе получаемой оператором информации может обеспечить устойчивое движение аппарата около требуемой траектории при любом режиме движения.

## 2. Математическая модель

Для расчета вышеупомянутых параметров постановки ноги в начале каждого шага используется модель перевернутого математического маятника. Его линеаризованные уравнения движения (1) позволяют определить координаты точки постановки ноги  $x_L$  и  $z_L$  по известным условиям для центра тяжести аппарата в начале шага  $x_s, \dot{x}_s, z_s, \dot{z}_s$  и требуемым условиям  $x_{tf}, \dot{x}_{tf}, z_{tf}, \dot{z}_{tf}$  в его конце

$$\begin{cases} x_{tf} - x_L = \frac{\psi}{2} \left( x_s - x_L + \frac{\dot{x}_s}{k} \right) + \frac{1}{2\psi} \left( x_s - x_L - \frac{\dot{x}_s}{k} \right) \\ z_{tf} - z_L = \frac{\psi}{2} \left( z_s - z_L + \frac{\dot{z}_s}{k} \right) + \frac{1}{2\psi} \left( z_s - z_L - \frac{\dot{z}_s}{k} \right) \\ \dot{x}_{tf} = k (x_{tf} - x_L) \\ \dot{z}_{tf} = k (z_{tf} - z_L) \end{cases} \quad (1)$$

где  $\psi = e^{k \cdot t_f}$ ;  $k = \sqrt{g/l}$  - частота свободных колебаний математического маятника;  $l$  - постоянная высота массы маятника;  $g$  - ускорение свободного падения;  $t_f$  - момент окончания шага; индекс «L» указывает на левую ногу (для правой ноги уравнения будут иметь аналогичный вид, переменные, обозначающие параметры левой ноги, будут иметь индекс R).

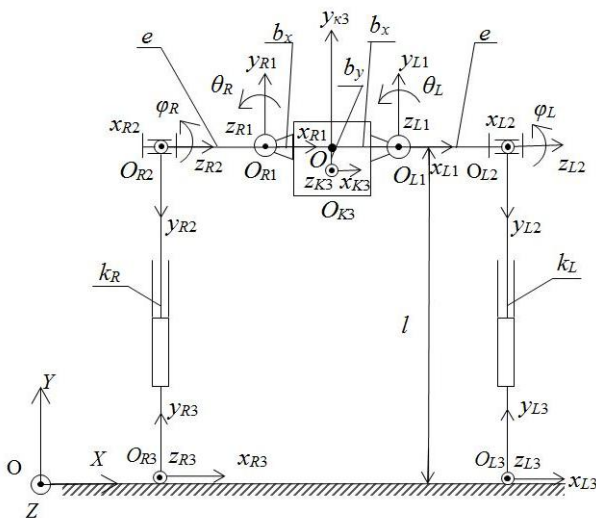


Рис. 1. Схема двуногого шагающего аппарата

Представленный на рис. 1 шагающий аппарат представляет собой корпус, соединенный с ногами с помощью сдвоенных шарниров  $O_{R1}, O_{L1}$  и  $O_{R2}, O_{L2}$ , которые обеспечивают отведение ног в сторону и их перемещение вперед или назад. Конструкция ног не описывается, длинами правой и левой ног ( $k_R$  и  $k_L$ ) можно управлять. Опорные точки, расположенные в стопах, обозначены на рисунке  $O_{R3}$  и  $O_{L3}$  и имеют координаты  $(x_R, y_R, z_R)$  и  $(x_L, y_L, z_L)$  соответственно в неподвижной глобальной системе координат  $OXYZ$ . Длины звеньев  $O_{L1}O_{L2}$  и  $O_{R1}O_{R2}$  равны  $e$ . Точки  $O_{L1}$  и  $O_{R1}$  в системе  $O_{K3}x_{K3}y_{K3}z_{K3}$ , связанной с корпусом, имеют координаты  $(\pm b_x, b_y, b_z)$ . Координаты центра тяжести корпуса  $O_{K3}$  в непод-

вижной системе  $(x, y, z)$ . На рис. 1 системы координат показаны в положении, когда углы поворота левого и правого тазобедренных шарниров  $\theta_L, \theta_R, \phi_L, \phi_R$  равны нулю, длины ног  $k_L, k_R$  равны.

Для описания положения корпуса аппарата в пространстве вообразим наличие в корпусе шарнирного механизма с промежуточными системами координат  $O_{K2}x_{K2}y_{K2}z_{K2}$  и  $O_{K1}x_{K1}y_{K1}z_{K1}$ , что позволит проиллюстрировать, как показано на рис. 2, углы конечных поворотов Кардана.

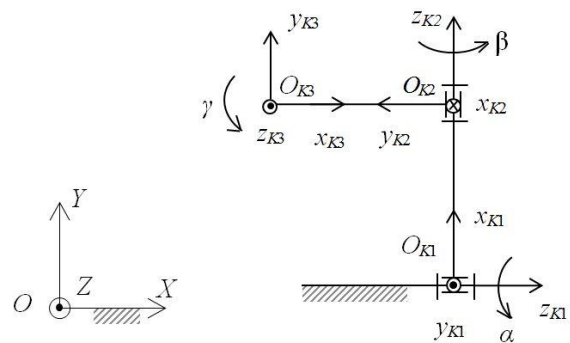


Рис. 2. Три линейные координаты и три угла Кардана для описания положения корпуса в пространстве

На рис. 2 системы координат показаны в положении, когда все углы конечных поворотов  $\alpha, \beta, \gamma$  равны нулю. Расстояния между их центрами  $O_{K1}, O_{K2}$  и  $O_{K3}$  при описании ориентации несущественны.

Движение такого аппарата можно описать системой шести дифференциальных уравнений второго порядка, записанных с точностью до величин второго порядка малости. В качестве независимых обобщенных координат выбраны  $\alpha, \beta, \gamma, x, y, z, x_L, y_L, z_L$ , для краткости совокупность обобщенных координат обозначим  $q$ . Система уравнений движения (2) описывает движение управляемого шагающего аппарата с шестью степенями свободы в фазе опоры на одну ногу:

$$\left\{ \begin{array}{l} -m\ddot{x} + M_{\theta L} \frac{\partial \theta_L(q)}{\partial x} + M_{\phi L} \frac{\partial \phi_L(q)}{\partial x} + R_L \frac{\partial k_L(q)}{\partial x} = 0 \\ -m(\ddot{y} + g) + M_{\theta L} \frac{\partial \theta_L(q)}{\partial y} + M_{\phi L} \frac{\partial \phi_L(q)}{\partial y} + R_L \frac{\partial k_L(q)}{\partial y} = 0 \\ -m\ddot{z} + M_{\theta L} \frac{\partial \theta_L(q)}{\partial z} + M_{\phi L} \frac{\partial \phi_L(q)}{\partial z} + R_L \frac{\partial k_L(q)}{\partial z} = 0 \\ M_{zK1}^{\Phi}(\alpha, \beta, \gamma, \dot{\alpha}, \dot{\beta}, \dot{\gamma}, \ddot{\alpha}, \ddot{\beta}, \ddot{\gamma}) + M_{\theta L} \frac{\partial \theta_L(q)}{\partial \alpha} + M_{\phi L} \frac{\partial \phi_L(q)}{\partial \alpha} + R_L \frac{\partial k_L(q)}{\partial \alpha} = 0 \\ M_{zK2}^{\Phi}(\alpha, \beta, \gamma, \dot{\alpha}, \dot{\beta}, \dot{\gamma}, \ddot{\alpha}, \ddot{\beta}, \ddot{\gamma}) + M_{\theta L} \frac{\partial \theta_L(q)}{\partial \beta} + M_{\phi L} \frac{\partial \phi_L(q)}{\partial \beta} + R_L \frac{\partial k_L(q)}{\partial \beta} = 0 \\ M_{zK3}^{\Phi}(\alpha, \beta, \gamma, \dot{\alpha}, \dot{\beta}, \dot{\gamma}, \ddot{\alpha}, \ddot{\beta}, \ddot{\gamma}) + M_{\theta L} \frac{\partial \theta_L(q)}{\partial \gamma} + M_{\phi L} \frac{\partial \phi_L(q)}{\partial \gamma} + R_L \frac{\partial k_L(q)}{\partial \gamma} = 0 \end{array} \right. \quad (2)$$

где  $M_{zK1}^{\Phi}$ ,  $M_{zK2}^{\Phi}$ ,  $M_{zK3}^{\Phi}$  - проекции вектора главного момента сил инерции на оси промежуточных систем координат корпуса (рис. 2);  $R_L$  и  $M_{\theta L}$ ,  $M_{\phi L}$ , - движущая сила, действующая вдоль ноги, и движущие моменты в приводах.

Эта система (2) шести нелинейных дифференциальных уравнений позволяет найти изменения шести обобщенных координат и трех движущих сил как функций времени. Уравнения (2) должны быть дополнены начальными условиями  $\alpha(0) = \alpha_s$ ,  $\beta(0) = \beta_s$ ,  $\gamma(0) = \gamma_s$ ,  $x(0) = x_s$ ,  $y(0) = y_s$ ,  $z(0) = z_s$ ,  $\dot{\alpha}(0) = \dot{\alpha}_s$ ,  $\dot{\beta}(0) = \dot{\beta}_s$ ,  $\dot{\gamma}(0) = \dot{\gamma}_s$ ,  $\dot{x}(0) = \dot{x}_s$ ,  $\dot{y}(0) = \dot{y}_s$ ,  $\dot{z}(0) = \dot{z}_s$ , определяемыми значениями обобщенных координат и их скоростей в конце предыдущего шага, и  $x_L = const$ ,  $y_L = const$ ,  $z_L = const$ , полученными при решении системы (1).

Устойчивость системы будет обеспечиваться не превышением допустимой длины и ширины шага и критической скорости центра тяжести аппарата в момент окончания шага. Длительность шага и скорость в конце текущего шага будем определять из требования снижения резкости движений корпуса аппарата. Длина и ширина шага определяются конструктивными особенностями аппарата.

На рис. 3 показана структурная схема системы управления. Блок задающего устройства на основе информации о требуемом движении должен обеспечивать блок идеального механизма (перевернутого маятни-

ка) [8] алгоритмом управления и кинематическими условиями в конце шага  $i+1$ . В заданное время  $t_f$  окончания  $i$ -го шага по изменениям  $x_0^{i+1}$ ,  $z_0^{i+1}$ ,  $\dot{x}_0^{i+1}$ ,  $\dot{z}_0^{i+1}$  объекта управления и требуемым конечным условиям для шага  $i+1$  в блоке идеального механизма [9] практически мгновенно определяются координаты точки постановки ноги  $x_L^{i+1}$ ,  $z_L^{i+1}$  на шаге  $i+1$  в фазе опоры на левую ногу. Движение на правой ноге описывается аналогично.

Промоделируем движение аппарата по произвольным траекториям. Длительность шага назначим равной половине периода свободных колебаний ноги. Результаты математического моделирования некоторых режимов ходьбы [10] представлены на рис. 4. Точками отмечены места постановки ног.

### 3. Определение условий отсутствия проскальзывания

Опишем взаимодействие ноги аппарата с опорной поверхностью для определения условий отсутствия проскальзывания [11]. Общее представление о положении ноги аппарата дает угол  $\phi_K$  между нормалью и радиус-вектором  $OK$ , показанный на рис. 5.

Графики изменения угла  $\phi_K$

$$\phi_K = \arctg \left( \frac{\sqrt{(x - x_L)^2 + (z - z_L)^2}}{y - y_L} \right) \quad (3)$$

при различных режимах движения представлены на рис. 6.

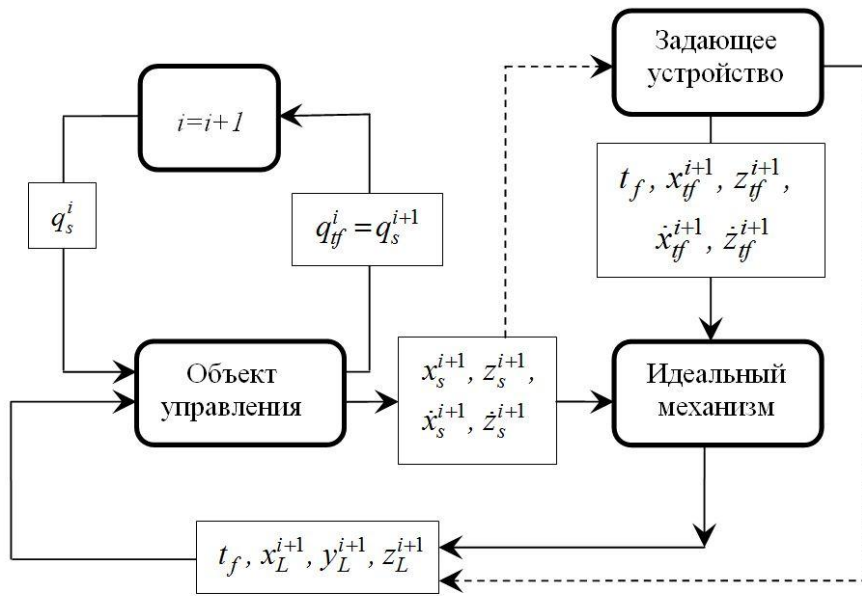


Рис.3. Структурная схема системы управления

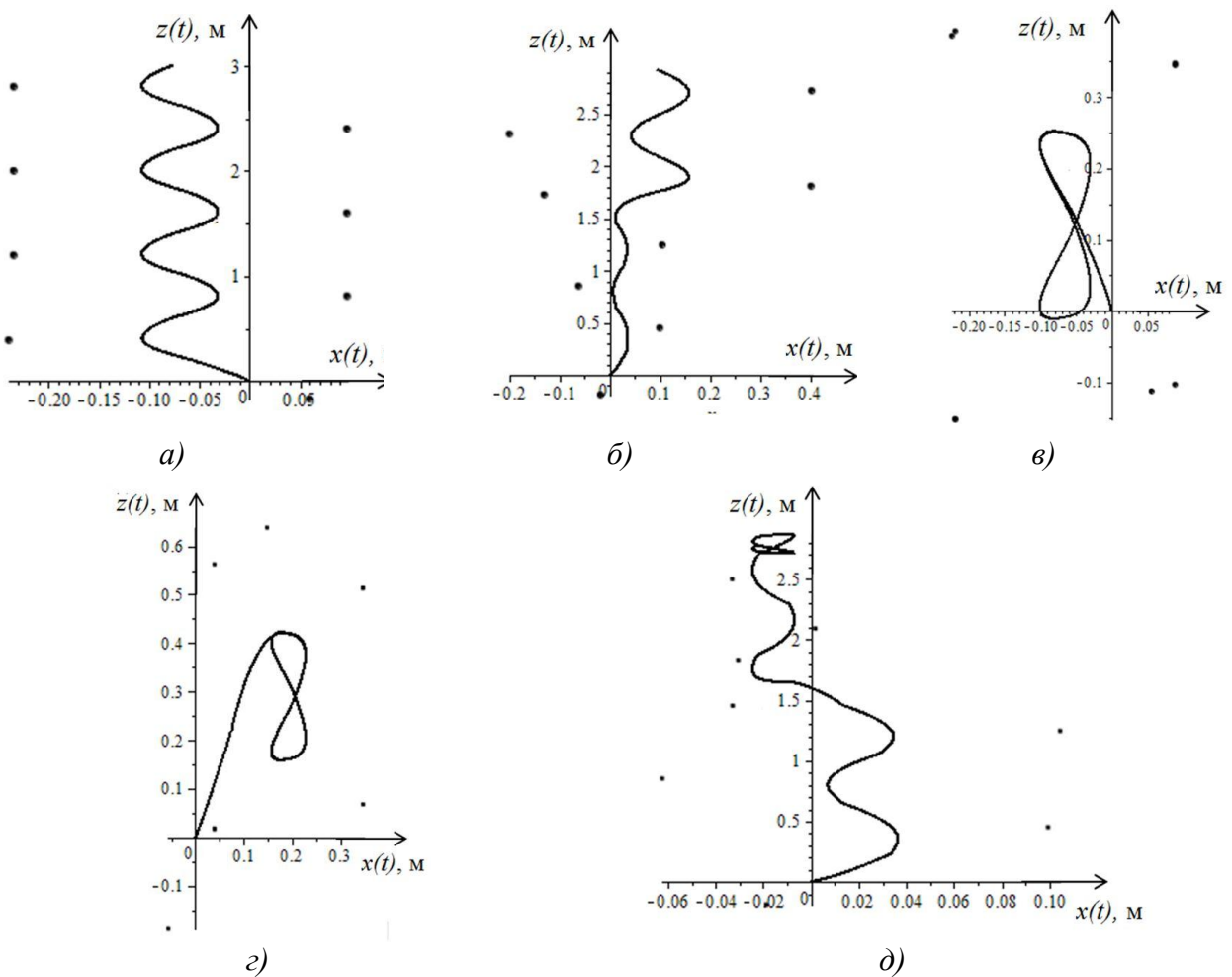


Рис. 4. Траектория центра тяжести корпуса аппарата: а - при прямолинейной горизонтальной ходьбе с постоянной скоростью; б - при ходьбе с поворотом на угол  $45^\circ$  на третьем шаге; в - при динамическом стоянии; г - при резкой остановке и стоянии на месте; д - при прямолинейном движении с промежуточным поворотом на угол  $30^\circ$  на пятом шаге и остановкой

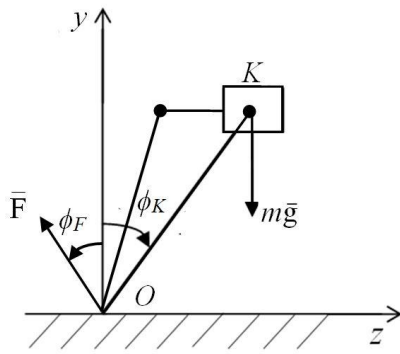


Рис. 5. Модель взаимодействия шагающего аппарата с опорной поверхностью

Для определения реакции опоры  $\bar{F}$  следует воспользоваться теоремой о движении центра масс системы

$$m\bar{w}_K = \bar{F} + m\bar{g}, \quad (4)$$

где  $\bar{w}_K$  – вектор абсолютного ускорения центра масс аппарата.

Следовательно

$$\bar{F} = m(\bar{w}_K - \bar{g}) \quad (5)$$

В проекциях на оси координат (5) примет вид

$$F_x = m\ddot{x}, \quad F_y = m(\ddot{y} - g), \quad F_z = m\ddot{z} \quad (6)$$

Тогда угол  $\phi_F$  (рис. 5) между вектором реакции опоры  $\bar{F}$  и нормалью к опорной поверхности может быть определен из выражения

$$\phi_F = \arctg \frac{\sqrt{F_x^2 + F_z^2}}{F_y} \quad (7)$$

Подставим результаты расчета (2) в (7). Графики изменения угла  $\phi_F$  при различных режимах движения представлены на рис. 7.

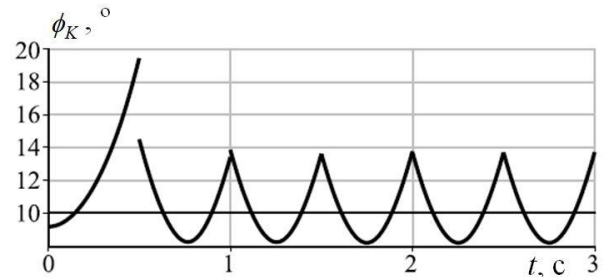
Знание этого угла необходимо для предотвращения скольжения по опорной поверхности, характеризуемого неравенством

$$\phi_F < [\phi_F] \quad (8)$$

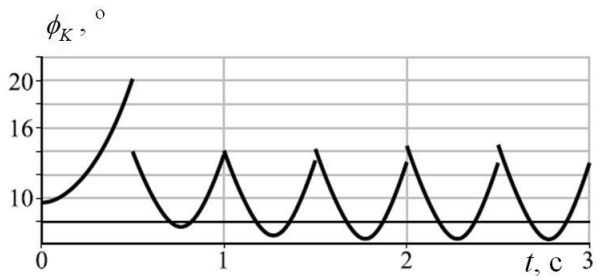
где  $[\phi_F]$  – угол трения.

Условие отсутствия проскальзывания (8) накладывает дополнительное ограничение на выбор координат места постановки ноги. Расчеты показывают, что при равномерной прямолинейной ходьбе ускорения  $\ddot{x}$  и  $\ddot{y}$  существенно меньше, чем  $\ddot{z}$  [12]. Кроме того  $\ddot{z} \ll g$ , следовательно угол отклонения реакции  $\phi_F$  с достаточной точностью можно оценить как отношение ускорения  $\ddot{z}$  к ускоре-

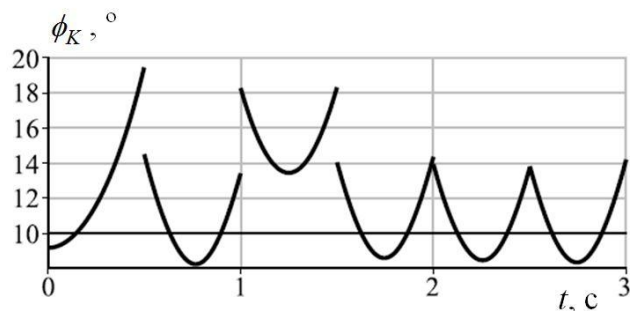
нию свободного падения (рис. 5). Продифференцируем по времени второе уравнение системы (1) и запишем выражения для определения угла  $\phi_F$  в начале шага в момент времени  $t_s$ :



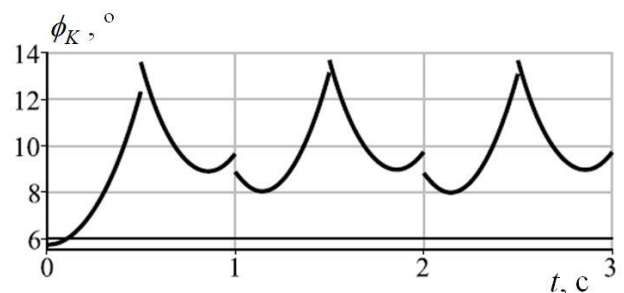
a)



б)



в)



г)

Рис. 6. Изменение угла  $\phi_K$ : а- при прямолинейной горизонтальной ходьбе с постоянной скоростью; б - при ходьбе вниз по наклонной плоскости; в - при ходьбе с поворотом на третьем шаге на  $30^\circ$  направо; г - при динамическом стоянии

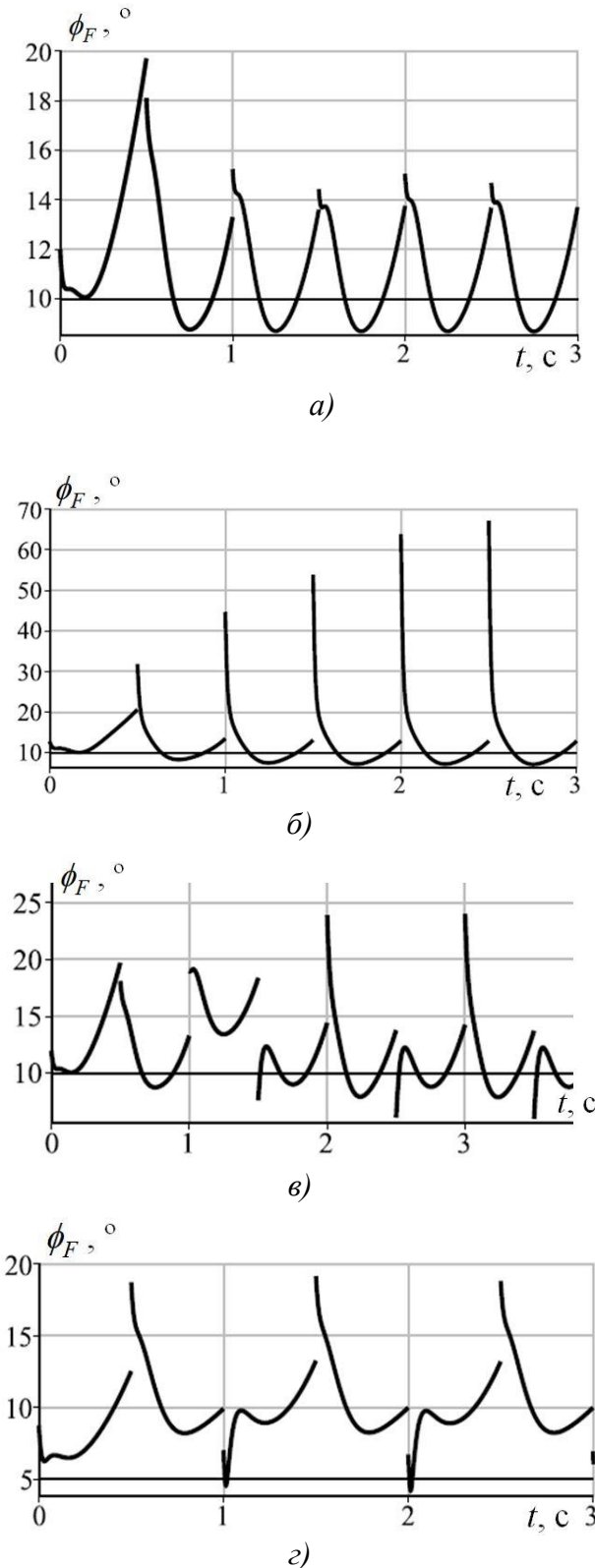


Рис. 7. Угол  $\phi_F$  между вектором  $\bar{F}$  и нормалью к опорной поверхности: а - при прямолинейной горизонтальной ходьбе с постоянной скоростью; б - при ходьбе вниз по наклонной плоскости; в - при ходьбе с поворотом на  $30^\circ$  направо; г - при динамическом стоянии (г)

$$|\ddot{z}_s| = \left| \frac{k^2}{2} \left( -z_L + \frac{\dot{z}_s}{k} \right) + \frac{k^2}{2} \left( -z_L - \frac{\dot{z}_s}{k} \right) \right|,$$

$$|\ddot{z}_s| = k^2 |z_L|,$$

$$\phi_{Fs} = \frac{|\ddot{z}_s|}{g} = \frac{k^2}{g} |z_L| = \frac{|z_L|}{L}. \quad (9)$$

В конце шага в момент времени  $t_f$

$$|\ddot{z}_{tf}| = \left| \frac{k^2}{2} \left( -z_L + \frac{\dot{z}_s}{k} \right) \psi + \frac{k^2}{2} \left( -z_L - \frac{\dot{z}_s}{k} \right) \psi^{-1} \right|,$$

$$\phi_{Ffs} = \frac{|\ddot{z}_{tf}|}{g},$$

$$\phi_{Fs} = \left| \frac{\left( -z_L + \frac{\dot{z}_s}{k} \right) \psi + \left( -z_L - \frac{\dot{z}_s}{k} \right) \psi^{-1}}{2L} \right|. \quad (10)$$

Из условия отсутствия проскальзывания (8) следуют два неравенства:

$$\begin{cases} \frac{|z_L|}{L} < [\phi_F] \\ \left| \frac{\left( -z_L + \frac{\dot{z}_s}{k} \right) \psi + \left( -z_L - \frac{\dot{z}_s}{k} \right) \psi^{-1}}{2L} \right| < [\phi_F] \end{cases}.$$

В начале шага

$$|z_L| < [\phi_F] \cdot L \quad (9)$$

В конце шага

$$\left| -z_L (\psi + \psi^{-1}) + \frac{\dot{z}_s}{k} (\psi - \psi^{-1}) \right| < [\phi_F] \cdot 2L. \quad (10)$$

В качестве примера рассмотрим взаимодействие резиновой стопы с асфальтовым покрытием [13]. Угол трения резины по асфальту составляет:

$$[\phi_F] = \begin{cases} 20^\circ - \text{мокрый асфальт} \\ 40^\circ - \text{сухой асфальт} \end{cases},$$

что составляет  $[\phi_F] = 0,34 \dots 0,7$  рад. Дополним (9) и (10) неравенством, определяющим условие продолжения ходьбы [14]:

$$z_L < \frac{\dot{z}_s}{k}. \quad (11)$$

На рис. 8 показана область допустимых значений координаты  $z_L$  при различных начальных скоростях, угол трения примем равным  $0,4$  рад.



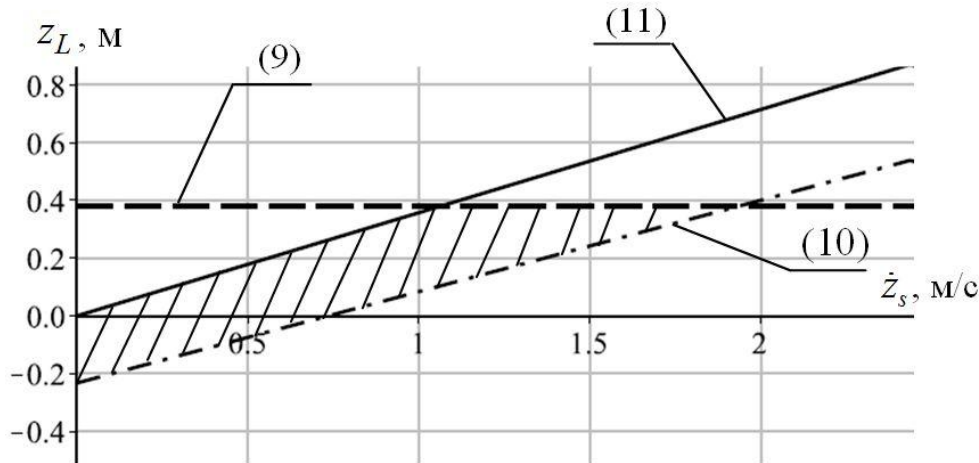


Рис. 8. Область допустимых значений ширины шага

Заштрихованная область на рис. 8 определяет выполнение всех трех условий отсутствия проскальзывания.

#### 4. Заключение

Разработанная методика управления ходьбой двуногого шагающего аппарата позволяет встраивать вместо принятой в работе простейшей модели аппарата математическую модель пространственной многомассовой системы практически любой сложности

и формировать законы управления, анализируя ее динамические свойства.

Такой подход управления позволяет контролировать ударные нагрузки и изменения мгновенных мощностей в приводах, максимизируя скорость движения аппарата.

Условие отсутствия проскальзывания стопы одно из основных условий продолжения динамической ходьбы, которое формирует ограничение на задание координат мест постановки ноги в конце следующего шага при выбранном алгоритме походки, определяя ширину шага.

#### Список литературы

1. Russo M. An Experimental Characterization of a Parallel Mechanism for Robotic Legs // Arakelian V., Wenger P. (eds) ROMANSY 22 – Robot Design, Dynamics and Control. CISM International Centre for Mechanical Sciences (Courses and Lectures), (2019), vol 584. Springer, Cham. [https://doi.org/10.1007/978-3-319-78963-7\\_4](https://doi.org/10.1007/978-3-319-78963-7_4)
2. Li J., Nguyen Q. Force-and-moment-based model predictive control for achieving highly dynamic locomotion on bipedal robots // arXiv preprint arXiv:2104.00065, 2021.
3. Shigemi S., Goswami A., Vadakkepat P. ASIMO and humanoid robot research at honda // Humanoid Robotics: A Reference. New York: Springer, 2019. P. 55–90.
4. Gurevich A., Bamani E. & Sintov A. Learning a data-efficient model for a single agent in homogeneous multi-agent systems

#### References

1. Russo M. An Experimental Characterization of a Parallel Mechanism for Robotic Legs. In: Arakelian V., Wenger P. (eds) ROMANSY 22 – Robot Design, Dynamics and Control. CISM International Centre for Mechanical Sciences (Courses and Lectures), 2019, Vol. 584. Springer, Cham. DOI: 10.1007/978-3-319-78963-7\_4
2. Li J., Nguyen Q. Force-and-moment-based model predictive control for achieving highly dynamic locomotion on bipedal robots. arXiv, 2021, preprint arXiv:2104.00065.
3. Shigemi S., Goswami A., Vadakkepat P. ASIMO and humanoid robot research at honda». In: Humanoid Robotics: A Reference, New York, Springer, 2019, pp. 55–90.
4. Gurevich A., Bamani E., Sintov A. Learning a data-efficient model for a single agent in homogeneous multi-agent systems



// *Neural Comput. & Applic.* 2023. T. 35. С. 20069–20085. DOI: 10.1007/s00521-023-08838-w

5. Sintov A, Macenski S., Borum A., Bretl T. Motion planning for dual-arm manipulation of elastic rods // *IEEE Robotics and Automation Letters*. 2020. Т. 5. №4. С. 6065–6072.

6. Полянина А.С. Полный цикл походки в динамической модели плоского двуногого робота // *Научно-технический вестник Поволжья*. 2023. № 2. С. 60-63.

7. Чернышев В.В., Гончаров А.А., Арыканцев В.В. Моделирование механики контактного взаимодействия опорных элементов шагающих роботов при больших тяговых усилиях // *Робототехника и техническая кибернетика*. 2019. № 1 (22). С. 53–57.

8. Borina A., Tereshin V. Stabilization of Biped Dynamic Robot by Method of Ideal Mechanism // *Mathematics of XXI Century & Natural Science. Book of Abstracts: International Symposium (September 29 – October 3, 2015)*. St. Petersburg. Publishing House of SPbPU, 2015. P.8.

9. Borina A., Tereshin V. Stability of Walking Algorithms // *Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2017. P. 19-25. DOI 10.1007/978-3-319-53363-6\_3.

10. Борина А.П., Терешин В.А. Решение задачи о пространственном движении статически неустойчивого шагающего аппарата // *Современное машиностроение. Наука и образование: Мат. 3-й Междунар. научно-практ. конф., 20-21 июня 2013 г., Санкт-Петербург*. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. С. 631-641.

11. Охочимский Д.Е., Платонов А.К., Кугушев Е.И. Управление макетом шагающего аппарата при преодолении препятствий // *Исследование робототехнических систем*. М., 1982. С. 66-72.

12. Чернышев В.В. Полевые исследования тягово-сцепных свойств и проходимости шагающих машин на слабых и экологически ранимых грунтах // *Актуальные проблемы лесного комплекса: Сб. науч. тр. междунар. науч.-техн. конф. «Лес-2001»*. Брянск, 2001. Вып. 4. С. 116–118.

13. Гориневский Д.М., Шнейдер А.Ю. О

tems. *Neural Comput & Applic*, 2023, Vol. 35, pp. 20069–20085. DOI: 10.1007/s00521-023-08838-w

5. Sintov A, Macenski S., Borum A, Bretl T. Motion planning for dual-arm manipulation of elastic rods. *IEEE Robotics and Automation Letters*, 2020, Vol. 5, No. 4, pp. 6065–6072.

6. Polyamina A.S. Polnyy tsikl pokhodki v dinamicheskoy modeli ploskogo dvunogogo robota. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Povolzhya*, 2023, No. 2, pp. 60-63 (In Russian)

7. Chernyshev V.V., Goncharov A.A., Arykantsev V.V. Modelirovanie mekhaniki kontaktного vzaimodeystviya opornykh elementov shagayushchikh robotov pri bolshikh tyagovykh usiliyakh. *Robototekhnika i tekhnicheskaya kibernetika*, 2019, No. 1, pp. 53-57 (In Russian)

8. Borina A., Tereshin V. Stabilization of Biped Dynamic Robot by Method of Ideal Mechanism. *Mathematics of XXI Century & Natural Science. Book of Abstracts: International Symposium (September 29 – October 3, 2015)*. St. Petersburg. Publishing House of SPbPU, 2015, p. 8.

9. Borina A., Tereshin V. Stability of Walking Algorithms. *Advances in Mechanical Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering*, 2017, pp. 19-25. DOI 10.1007/978-3-319-53363-6\_3

10. Borina A.P. Solving the problem of spatial movement of a dynamic walking robot. *Sovremennoe mashinostroenie. Nauks i obrazovanie: materialy nauchno-prakticheskoi konferentsii s mezhnarodnym uchastiem. 20 – 21 iunya 2013 goda, Sankt-Peterburg*. Sankt-Peterburg: Izdatelstvo Politekhnicheskogo Universiteta, 2013, pp. 631-641. (In Russian)

11. Ohocimskij D.E., Platonov A.K., Kugushev E.I. Upravlenie maketom shagayushchego apparata pri preodolenii prepyatstviy. *Issledovanie robototekhnicheskikh sistem*. Moscow, 1982, pp. 66-72. (In Russian)

12. Chernyshev V.V. Polevye issledovaniya tyagovo-stsepykh svoystv i prokhdimosti shagayushchikh mashin na slabykh i ekologicheski ranimyykh gruntakh. *Aktualnye problemy lesnogo kompleksa: Sbornik nauchnykh trudov Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii «Les-*

динамике малых движений шагающего аппарата при наличии обратной связи по опорным реакциям // Известия АН СССР. Механика твердого тела. 1987. № 6. С. 397

14. Смирная Л.Д., Вершинина И.П. О точности позиционирования шагающих движителей мобильных роботов // Известия Волгоградского государственного технического университета. 2021. № 9(256). С. 69-73.

† 2001». Bryansk, 2001, No.4, pp. 116–118. (In Russian)

† 13. Gorinevskij D.M. Shnejder A.Yu. O dinamike malykh dvizheniy shagayushchego apparata pri nalichii obratnoy svyazi po opornym reaktsiyam. *Izvestiya Akademii nauk SSSR. Mekhanika tverdogo tela*, 1987, No. 6, pp. 397. (In Russian)

† 14. Smirnaya L.D. Vershinina I.P. O tochnosti pozitsionirovaniya shagayushchikh dvizhiteley mobilnykh robotov. *Izvestiya Volgogradskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2021, No. 9(256), pp. 69-73. (In Russian)

УДК (UDC) 621.86

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОЛОЖЕНИЯ ГУСЕНИЧНЫХ ШАССИ В ДВИЖЕНИИ  
ПРИ ОТКЛОНЕНИИ МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК  
ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ РАЗДЕЛЬНОГО ПРИВОДА  
ГУСЕНИЧНЫХ КОНТУРОВMODELING THE POSITION OF TRACKED CHASSIS IN MOTION  
IN THE EVENT OF MECHANICAL CHARACTERISTICS  
OF SEPARATE DRIVE ELECTRIC MOTORS OF TRACK CONTOURSГончаров К.А.  
Goncharov K.A.Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)  
Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)

**Аннотация.** Отклонение механических характеристик электродвигателей от номинальных значений при их одновременной работе в структуре многодвигательных приводов способно дестабилизировать точность прогнозирования поведения всей механической системы. Применение электродвигателей в структуре раздельного привода контуров гусеничного шасси при случайном сочетании отклонений их скольжения может усилить факторы, способствующие относительному забеганию контуров, так и компенсировать их в зависимости от функции изменения коэффициента сопротивления движению во времени. В данной статье приводится описание процесса и результаты моделирования положения гусеничных шасси в движении при отклонении механических характеристик электродвигателей раздельного привода гусеничных контуров. Предлагаемая математическая модель с одной стороны учитывает возможность изменения коэффициента сопротивления движению во времени, а с другой – оперирует вариативным подходом к определению скоростей движения гусеничных контуров на основе системы отклонений скольжения электродвигателей. С учетом полученных результатов предложены рекомендации по подбору электродвигателей для контуров гусеничных шасси.

**Ключевые слова:** гусеничный движитель, тяговый расчет, сопротивление движению, грунт.

**Дата получения статьи:** 23.08.2023  
**Дата принятия к публикации:** 30.09.2023  
**Дата публикации:** 25.12.2023

**Сведения об авторе:**

**Гончаров Кирилл Александрович** – доктор технических наук, доцент, проректор по инновационному развитию, информатизации и цифровой трансформации ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», e-mail: goncharov\_bgu@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-5895-1162

**Abstract.** Deviation of the mechanical characteristics of electric motors from the nominal values during their simultaneous operation in the structure of multi-motor drives can destabilize the accuracy of predicting the behavior of the entire mechanical system. The use of electric motors in the structure of a separate drive of the tracked chassis circuits with a random combination of deviations of their sliding can both enhance the factors contributing to their relative run-up of the circuits and compensate for them depending on the function of the change in the motion resistance coefficient over time. This article provides a description of the process and results of modeling the position of the tracked chassis in motion when the mechanical characteristics of the electric motors of the separate drive of the tracked circuits deviate. The proposed mathematical model, on the one hand, takes into account the possibility of changing the coefficient of resistance to movement over time, and on the other hand, it operates with a variable approach to determining the speed of movement of tracked circuits based on a system of sliding deviations of electric motors. Taking into account the results obtained, recommendations were proposed for the selection of electric motors for the circuits of tracked chassis.

**Keywords:** tracked chassis, traction calculation, movement resistance, ground.

**Date of manuscript reception:** 23.08.2023  
**Date of acceptance for publication:** 30.09.2023  
**Date of publication:** 25.12.2023

**Author's information:**

**Kirill A. Goncharov** – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Vice-Rector for Innovative Development, Informatization and Digital Transformation at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, e-mail: goncharov\_bgu@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-5895-1162

### Благодарности

*Исследование выполнено при поддержке Российского научного фонда (проект №22-29-00798)*

### Acknowledgements

*This study was supported by grant of Russian science Foundation (project №22-29-00798)*

## 1. Введение

Наземные транспортно-технологические средства и комплексы, установленные на гусеничные шасси с электроприводом, не являются используемым редко видом техники. В качестве основного проблемного аспекта применения электродвигателей в структурах таких машин можно назвать необходимость решения проблемы с подводом электроэнергии. В связи с этим электропривод в гусеничных шасси применяется либо в условиях работы машин на стационарных ограниченных площадках, либо при наличии возможности компоновки машины автономным генератором электроэнергии. Как правило, в обоих случаях машины воспринимают значительные нагрузки и имеют сравнительно небольшие скорости движения.

Помимо проблем с переменным значением коэффициента сопротивления движению тяговых контуров, описанных в работах [1 – 4], дополнительным дестабилизирующим фактором при движении гусеничного шасси с отдельным электроприводом (в плане относительного забегания гусениц) являются возможные отклонения скольжения электродвигателей контуров, приводящие к рассинхронизации скоростей их движения [5].

Если в случае возникновения подобных явлений в структуре многоприводного ленточного конвейера стабилизирующим фактором является сама грузонесущая лента, с которой взаимодействуют все приводы [5], а основные последствия заключаются в неравномерном распределении натяжений ленты в контуре, то в случае гусеничного шасси неравномерность скоростей движения приводов приводит к мгновенным изменениям положения всей машины в пространстве. При проведении точных планировочных работ любого рода возможные случайные отклонения положения машины с одной стороны могут привести к нарушению технологии выполнения работ, а с другой – потребовать определенного мастерства оператора по недопущению

срыва траектории движения машины, что в случае отсутствия соответствующей квалификации и опыта также приводит к нарушению технологии выполнения работ.

В работе [6] предложена система сочетаний отклонений скольжения электродвигателей при вероятностном моделировании распределения тяговых усилий в многодвигательных приводах ленточных конвейеров. Применительно к ситуации с отклонениями скольжения электродвигателей приводов гусеничного шасси данная система сочетаний может быть адаптирована для совместной работы двух электрических приводов при выводе из модели общесистемных отклонений от растяжения ленты, а также общесистемных и внутренних отклонений от воздействия системы управления (при моделировании движения машины на естественных механических характеристиках электродвигателей). С учетом зависимости (2), приведенной в работе [6], для получения общей картины влияния отклонений скольжения электродвигателей приводов гусеничных контуров на положение шасси в целом понадобится проанализировать девять сочетаний.

## 2. Цель исследования

Целью настоящего исследования является построение математической модели изменения положения гусеничного шасси в движении при отклонении механических характеристик электродвигателей отдельного привода гусеничных контуров. Математическая модель должна учитывать возможный случайный характер изменения коэффициента сопротивления движению грунта во времени, возможные случайные отклонения скольжения электродвигателей приводов. В процессе моделирования должна присутствовать возможность анализа натяжений гусеничных контуров, в том числе возможность управления натяжениями для устранения неравномерности скоростей их движения.

### 3. Особенности проведения исследования

Предлагаемая в настоящей статье математическая модель изменения положения гусеничного шасси в движении при отклонении механических характеристик электродвигателей отдельного привода гусеничных контуров представляет собой симбиоз модели, описывающей положение шасси при переменной сопротивляемости движению грунта [1, 3, 4], и элементов вероятностной математической модели распределения тяговых

усилий между приводами в структуре многоприводных ленточных конвейеров [7]. Из вероятностной модели [7], как было показано во введении, исключаются общесистемные отклонения от растяжения ленты, а также общесистемные и внутренние отклонения от воздействия системы управления.

С учетом рекомендаций [6] в структуру модели для двухконтурного гусеничного шасси введем девять сочетаний отклонений скольжения их электродвигателей (табл. 1).

Таблица 1

Система сочетаний отклонений скольжения электродвигателей гусеничных контуров

Электродвигатель	Скольжение электродвигателя в рамках сочетания								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Электродвигатель 1-го контура	$\alpha$	$\alpha$	$\alpha$	$s_{ном}$	$s_{ном}$	$s_{ном}$	$\beta$	$\beta$	$\beta$
Электродвигатель 2-го контура	$\alpha$	$s_{ном}$	$\beta$	$\alpha$	$s_{ном}$	$\beta$	$\alpha$	$s_{ном}$	$\beta$

В табл. 1:  $\alpha$  – уменьшенное на 20% скольжение электродвигателя по отношению к номинальному,  $\beta$  – увеличенное на 20% скольжение электродвигателя по отношению к номинальному,  $s_{ном}$  – номинальное скольжение электродвигателя.

При построении модели значение  $s_{ном}$  заменим на сокращенный в два раза (на 10%) интервал отклонения скольжения. Так как вторая часть модели оперирует различного вида функциями изменения коэффициента сопротивления движению во времени, а в работе [4] описываются расчетные случаи при одинаковых механических характеристиках приводов, то относительный результат для двух контуров при одинаковом номинальном скольжении не будет значительно отличаться от описанного в [4]. В связи с

этим введем в модель 10%-го интервала расширит объем полученного результата для проведения более качественного анализа поведения всей системы.

Дополнительно уберем из системы сочетания, в которых взаимодействует одна отклоненная граница интервала с номинальным скольжением. Подобные сочетания в данном случае анализировать не имеет смысла, так как результат моделирования изначально предполагает получение более смягченных параметров по отношению к случаям взаимодействия двух противоположных граничных значений интервалов.

Обновленная с учетом приведенных аргументов система сочетаний скольжения электродвигателей представлена в табл. 2.

Таблица 2

Система сочетаний отклонений скольжения электродвигателей гусеничных контуров

Электродвигатель	Скольжение электродвигателя в рамках сочетания		
	1	2	3
Электродвигатель 1-го контура	$\alpha$ (20%)	$\alpha$ (10%)	$\beta$ (20%)
Электродвигатель 2-го контура	$\beta$ (20%)	$\beta$ (10%)	$\alpha$ (20%)

Моделирование проведем для случая, описанного в работе [4], соответствующего третьему этапу исследования – коэффициенты сопротивления движению грунта гусеничных контуров находятся в противофазе, при этом для первого контура коэффициент изменяется в верхней половине максималь-

ного диапазона, для второго контура – в нижней половине [4].

Таким образом, одни сочетания отклоненных характеристик усилят эффект изменения положения машины в пространстве, а другие – компенсируют его.

Механические характеристики приводов построим по зависимостям, предложенным в [3], отталкиваясь от двух значений номинального скольжения – 0,02 (соответствует естественной механической характеристике большинства электродвигателей с короткозамкнутым ротором) и 0,03 (небольшое от-

клонение механической характеристики в сторону её смягчения).

#### 4. Результаты моделирования

Результаты моделирования при описанных выше условиях представлены на рис. 1 – 19.

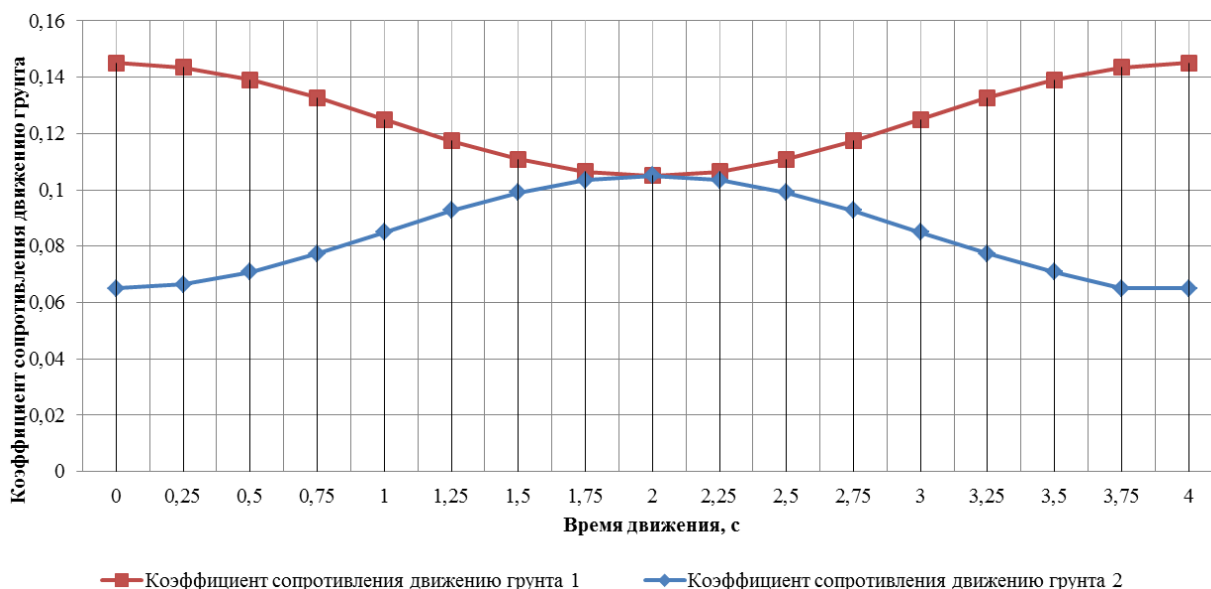


Рис. 1. Графики изменения коэффициента  $\mu_f$  во времени [4]



Рис. 2. Графики изменения скоростей движения контуров во времени ( $s_{ном} = 0,02$ ; сочетание 1 в табл. 2)

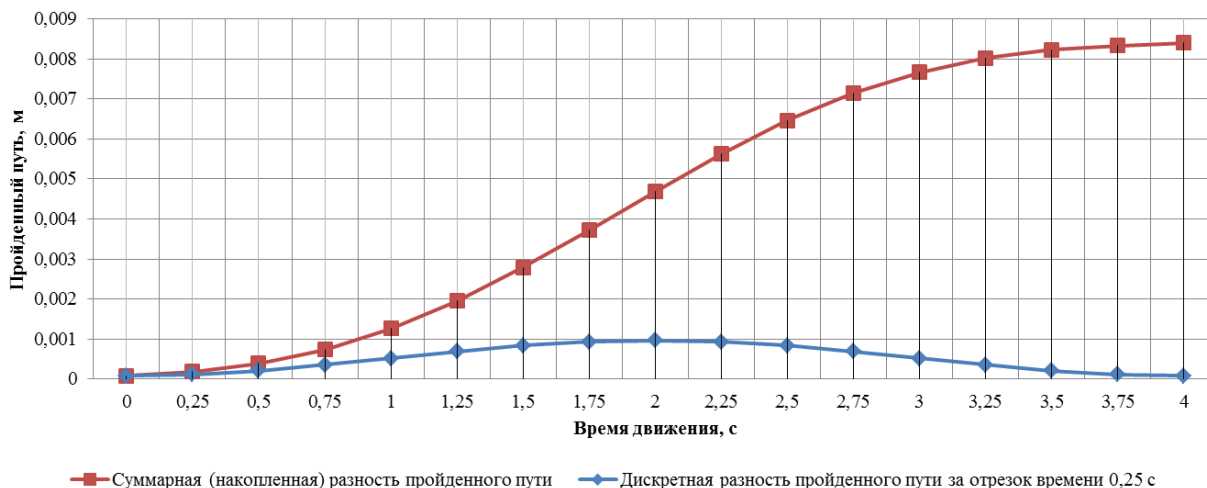


Рис. 3. Графики разностей пройденного пути каждым из контуров гусеничного шасси ( $s_{ном} = 0,02$ ; сочетание 1 в табл. 2)

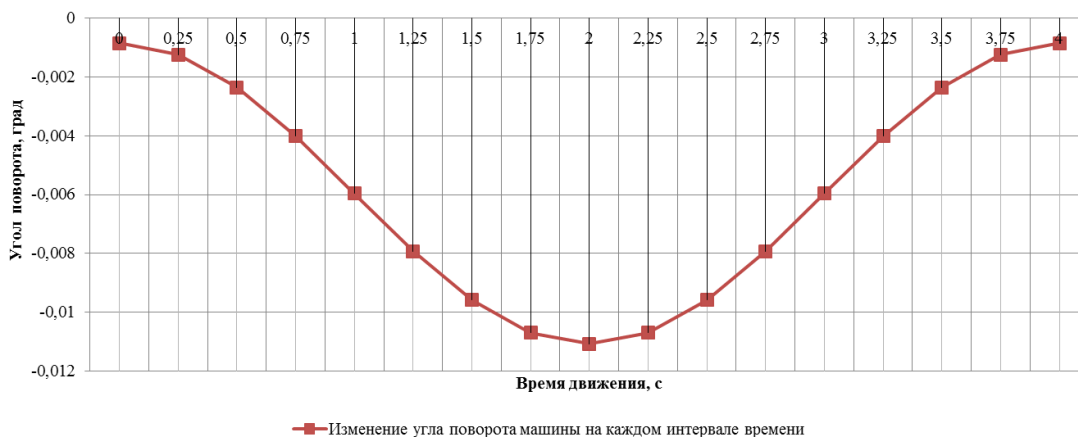


Рис. 4. График изменения угла поворота машины во времени ( $s_{ном} = 0,02$ ; сочетание 1 в табл. 2)



Рис. 5. Графики изменения скоростей движения контуров во времени ( $s_{ном} = 0,02$ ; сочетание 3 в табл. 2)

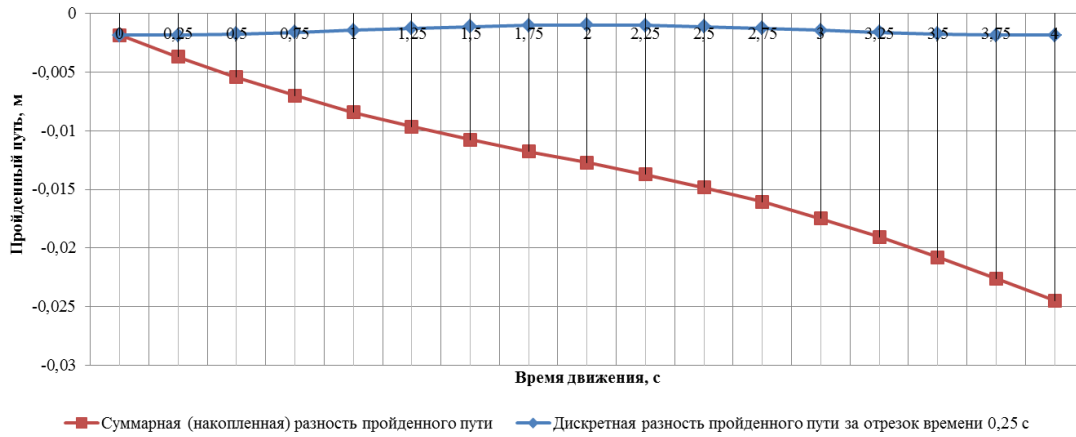


Рис. 6. Графики разностей пройденного пути каждым из контуров гусеничного шасси ( $s_{ном} = 0,02$ ; сочетание 3 в табл. 2)



Рис. 7. График изменения угла поворота машины во времени ( $s_{ном} = 0,02$ ; сочетание 3 в табл. 2)



Рис. 8. Графики изменения скоростей движения контуров во времени ( $s_{ном} = 0,02$ ; сочетание 2 в табл. 2)



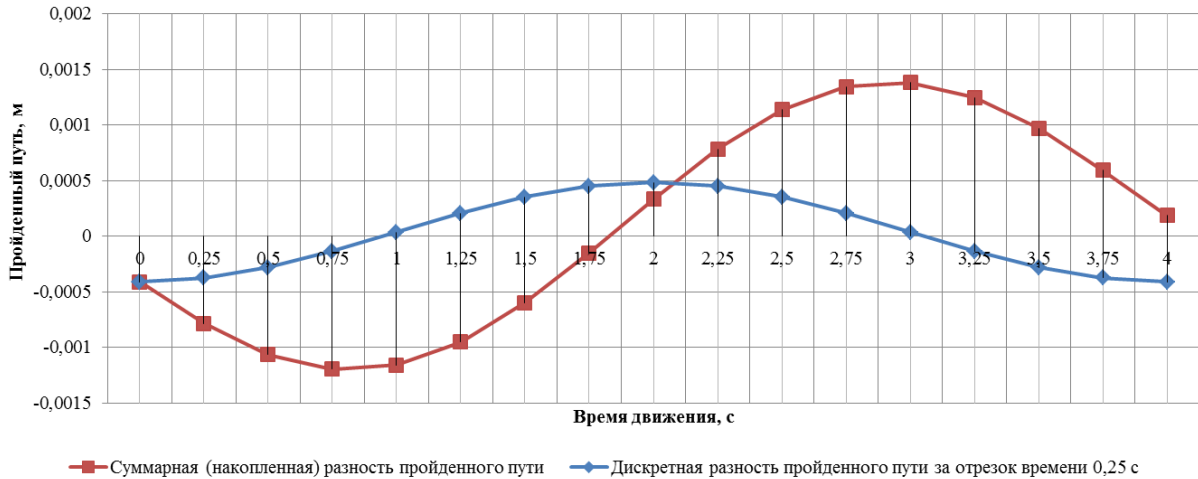


Рис. 9. Графики разностей пройденного пути каждым из контуров гусеничного шасси ( $s_{ном} = 0,02$ ; сочетание 2 в табл. 2)



Рис. 10. График изменения угла поворота машины во времени ( $s_{ном} = 0,02$ ; сочетание 2 в табл. 2)



Рис. 11. Графики изменения скоростей движения контуров во времени ( $s_{ном} = 0,03$ ; сочетание 1 в табл. 2)

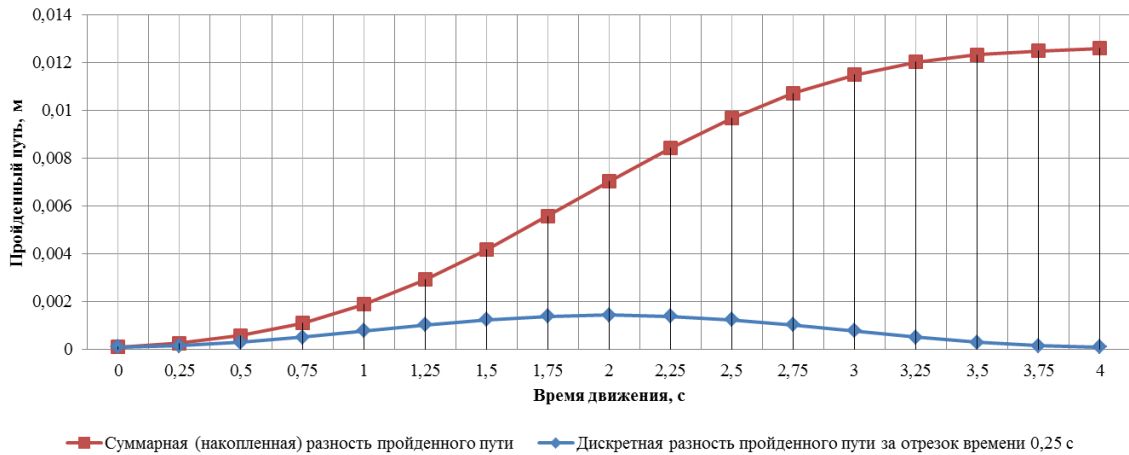


Рис. 12. Графики разностей пройденного пути каждым из контуров гусеничного шасси ( $s_{НОМ} = 0,03$ ; сочетание 1 в табл. 2)



Рис. 13. График изменения угла поворота машины во времени ( $s_{НОМ} = 0,03$ ; сочетание 1 в табл. 2)



Рис. 14. Графики изменения скоростей движения контуров во времени ( $s_{НОМ} = 0,03$ ; сочетание 3 в табл. 2)

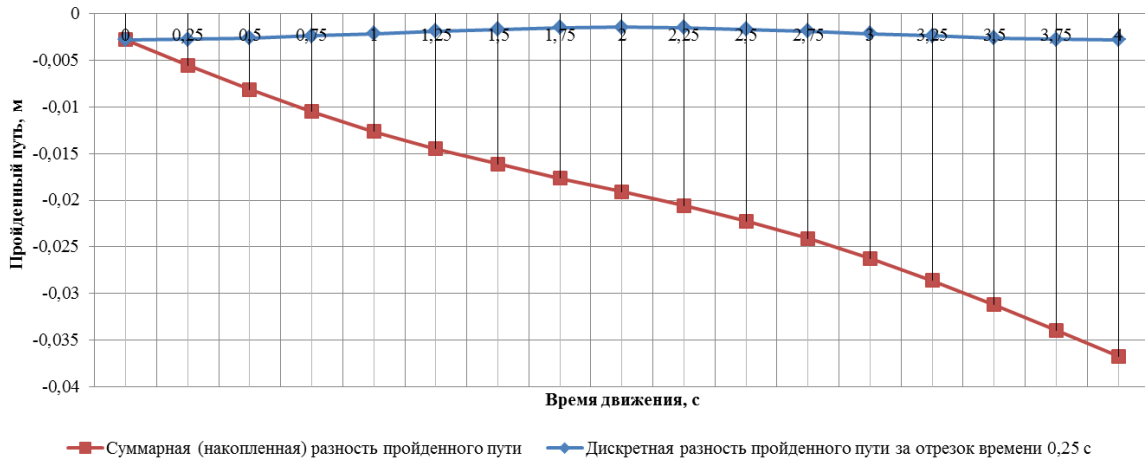


Рис. 15. Графики разностей пройденного пути каждым из контуров гусеничного шасси ( $s_{ном} = 0,03$ ; сочетание 3 в табл. 2)



Рис. 16. График изменения угла поворота машины во времени ( $s_{ном} = 0,03$ ; сочетание 3 в табл. 2)



Рис. 17. Графики изменения скоростей движения контуров во времени ( $s_{ном} = 0,03$ ; сочетание 2 в табл. 2)

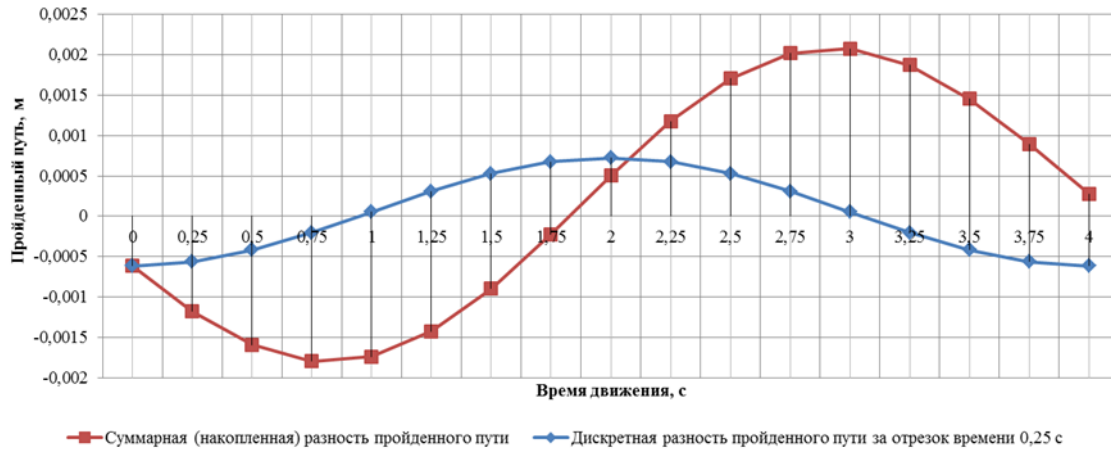


Рис. 18. Графики разностей пройденного пути каждым из контуров гусеничного шасси ( $s_{ном} = 0,03$ ; сочетание 2 в табл. 2)



Рис. 19. График изменения угла поворота машины во времени ( $s_{ном} = 0,03$ ; сочетание 2 в табл. 2)

## 5. Анализ результатов

Анализируя полученные данные можно сделать следующие общие выводы:

1 Эффект отклонения скольжения в рамках допустимого интервала  $\pm 20\%$  может полностью перекрыть негативное воздействие неравномерности сопротивления грунта, что наблюдается при совмещении графиков скоростей гусеничных контуров в каждом сочетании. С этой позиции наилучшими оказываются сочетания 2 в табл. 2 для каждого значения номинального скольжения – в данных сочетаниях скорости контуров взаимно стабилизируются в течение временного цикла исследования. При этом сочетания 2 не являются идеальными, т.к. полностью не

компенсируют отклонения скоростей, однако, с учетом результатов в других сочетаниях можно утверждать, что в любой проектной ситуации существует оптимальная функция управления механическими характеристиками электродвигателей, позволяющая в течение заданного периода времени нивелировать эффект неравномерности сопротивления грунта.

2 Для граничных значений интервалов отклонения скольжения при заданной неравномерности сопротивления грунта полученный результат исследования позволяет утверждать, что при противофазном совпадении эффекта отклонения скольжения и эффекта неравномерности сопротивления грунта происходит частичная стабилизация по-

ложения машины (рис. 3, 6). На рис. 3 показано, что при противофазном совпадении накопленная разность пройденного контурами пути составляет примерно 8,5 мм. При фазном же совпадении (рис. 6) сочетание отклонений скольжения усугубляет эффект от неравномерности сопротивления грунта, что отображается в накопленной разности пройденных путей – 25 мм.

3 При смягчении механических характеристик электродвигателей (переходе значения скольжения от величины 0,02 к величине 0,03) все описанные в первых двух выводах явления пропорционально увеличивают свою значимость примерно на 1/3.

На основе полученных выводов можно предложить следующие рекомендации по выбору электродвигателей и систем управления электроприводом для гусеничных шасси:

1 Если проектная ситуация предполагает, что электродвигатели должны функционировать на естественных механических характеристиках (применение простейших систем управления или их отсутствие), то наилучший результат в контексте влияния отклонений скольжения на изменение положения машины в пространстве оказывает выбор электродвигателей с минимально возможными значениями номинального скольжения.

2 С учетом полученных результатов наилучшим в настоящий момент вариантом компоновки электропривода гусеничных шасси является сочетание электродвигателей с короткозамкнутым ротором и систем управления на основе тиристорных преобразователей частоты. Такие системы с шагом управления видом механических характеристик величиной хотя бы 1 Гц позволят гибко нивелировать изменения положения машины в целом при условии отслеживания сопротивлений движению для каждого контура. Однако возможность установки таких приводов на гусеничные шасси необходимо исследовать в соответствии с другими техническими критериями (эргономическими, экологическими, экономическими и т.д.).

3 Применение в гусеничных шасси электродвигателей с фазным ротором в комплексе с системами управления на основе ступенчатого изменения сопротивления в цепи ротора за счет смягчения механических характеристик может привести к значительному увеличению отклонений положения машины при движении. При этом ступенчатое управление не позволит нивелировать небольшие перекосы, изменяя характеристики в строго определенных диапазонах.

## 5. Заключение

Результаты проведенного исследования, показанного в настоящей статье, позволяют сделать один обобщенный вывод, применимый ко многим многодвигательным системам: в случае наличия в многодвигательной системе элемента, результирующего скорости, создаваемые всеми приводами (грузонесущая лента в ленточных конвейерах, с которой взаимодействуют все приводы, корректирующая своей скоростью нагрузку на каждый привод), целесообразным является применение электродвигателей со смягченными механическими характеристиками, что снижает дисбаланс распределения тяговых усилий между приводами. В случае отсутствия в многодвигательной системе результирующего элемента целесообразно применение электродвигателей с жесткими механическими характеристиками, которые в случае значительных перепадов сопротивлений, воздействующих на каждый привод, будут изменять скорость движения незначительно (гусеничные шасси, мостовые и другие краны с отдельным приводом механизма передвижения и т.п.).

Результаты исследования, приведенные в данной статье, предполагают дальнейшее развитие, в том числе изучение комплексной возможности стабилизации положения машин за счет взаимодействия систем управления механическими характеристиками приводов и устройств, управляющих натяжениями тяговых лент гусеничных контуров в структуре гусеничного шасси.

### Список литературы

1. Гончаров К.А. Моделирование распределения усилий в тяговых контурах гусеничных движителей в условиях переменности сопротивления движению грунтов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2023. №2. С. 127–133. DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-02-127-133.

2 Гончаров К.А. Инверсионный подход к тяговому расчету гусеничных движителей подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2022. №2. С. 94–102. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-94-102.

3 Гончаров К.А. Математическое описание механизмов отклонения положения гусеничных шасси в движении при переменном сопротивлении грунта // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2023. №3. С. 218–225. DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-03-218-225.

4 Гончаров К.А. Теоретическое исследование влияния переменного сопротивления грунта на положение гусеничных шасси в движении // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2023. №3. С. 226–238. DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-03-226-238.

5 Гончаров К.А., Дунаев В.П. Комплексный подход к тяговому расчету ленточных конвейеров // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2018. №2. С. 144–151. DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-144-151.

6 Гончаров К.А. Система сочетаний отклонений скольжения электродвигателей при вероятностном моделировании распределения тяговых усилий в многодвигательных приводах ленточных конвейеров // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2019. №3. С. 288–295. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-03-288-295.

7 Гончаров К.А. Тяговый расчет многоприводных ленточных конвейеров / К.А. Гончаров. Курск: ЗАО "Университетская книга", 2021. 271 с.

### References

1. Goncharov K.A. Simulation of distribution of forces in traction circuit tracked chassis under conditions of variability ground resistance. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2023, No.2, pp. 127-133. DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-02-127-133 (In Russian)

2. Goncharov K.A. Inversion approach to traction calculation of tracked chassis of hoisting, construction, and road machines. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2022, No.2, pp. 94-102. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-94-102 (In Russian)

3. Goncharov K.A. Mathematical description of deviation mechanisms positions of track chassis in motion with variable ground resistance. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2023, No.3, pp. 218-225. DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-03-218-225 (In Russian)

4. Goncharov K.A. Theoretical study of the influence of a variable ground resistance by position tracked chassis in motion. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2023, No.3, pp. 226-238. DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-03-226-238 (In Russian)

5. Goncharov K.A., Dunaev V.P. The integrated approach to traction calculation of belt conveyors. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2018, No.2, pp. 144-151. DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-02-144-151 (In Russian)

6. Goncharov K.A. Combination system of slide variations of electric motors when using a probabilistic modeling approach of tractive effort distribution in multimotor drives of multidrive belt conveyors. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.3, pp. 288-295. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-03-288-295 (In Russian)

7. Goncharov K.A. *Tyagovyi raschet mnogoprivodnyh lentochnyh konveyerov* [Traction calculation of multi-drive belt conveyor]. Kursk, ZAO Universitetskaya kniga, 2021. 271 p. (In Russian)

УДК (УДК) 625.731.08

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЗАИМОСВЯЗИ АДГЕЗИИ И СИЛ ТРЕНИЯ ПРИ ОЦЕНКЕ ЛИПКОСТИ МАТЕРИАЛОВ

## EXPERIMENTAL MODELING OF THE RELATIONSHIP BETWEEN ADHESION AND FRICTION FORCES IN ASSESSING THE STICKINESS OF MATERIALS

Григорьев П.А., Сладкова Л.А.  
Grigorev P.A., Sladkova L.A.Российский университет транспорта (Москва, Россия)  
Russian University of Transport (Moscow, Russian Federation)

**Аннотация.** Налипание различных материалов на контактирующую поверхность является проблемной задачей в различных областях народного хозяйства, так как оно ведет к увеличению усилий копания, снижению производительности и, как следствие, увеличению экономических затрат. Для наземных транспортно-технологических комплексов налипание грунта характерно для поверхностей рабочих органов землеройных и сельскохозяйственных машин, транспортерных лент конвейеров, стенок смесительных установок и т.п. Процесс налипания изучен не в полной мере как с позиции проведения экспериментальных, так и теоретических исследований. Экспериментальное моделирование выявления и оценки липкости позволит раскрыть не только её физическую природу, но и найти определенные соотношения и зависимости при оценке сил трения грунта, что свидетельствует об их изменении в сторону увеличения при снижении скорости перемещения контактирующего тела. Причиной этого является наличие сил липкости между контактирующими поверхностями. Полученные результаты достигнуты на основе математического аппарата и энергетической природы, а также моделирования процесса изменения сил трения в зависимости от адгезионных свойств поверхности.

**Ключевые слова:** моделирование, эксперимент, стенд, липкость, налипание, адгезия, сила трения грунта.

**Дата получения статьи:** 21.11.2023  
**Дата принятия к публикации:** 19.12.2023  
**Дата публикации:** 25.12.2023

**Сведения об авторах:**

**Григорьев Павел Александрович** – кандидат технических наук, доцент кафедры «Наземные транспортно-технологические средства» ФГАОУ ВО «Российский университет транспорта»,  
e-mail: grigorievpavel1996@yandex.ru  
ORCID: 0000-0002-5409-6250

**Сладкова Любовь Александровна** – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Наземные транспортно-технологические средства» ФГАОУ ВО «Российский университет транспорта»,  
e-mail: rich.cat2012@yandex.ru

**Abstract.** Sticking of various materials on contacting surfaces is a problematic task in various areas of the national economy, as it leads to an increase in digging efforts, a decrease in productivity and, as a result, an increase in economic costs. For ground-based transport and technological complexes, soil sticking is characteristic of the surfaces of the working bodies of earthmoving and agricultural machines, conveyor belts, walls of mixing plants, etc. The process of sticking has not been fully studied, both from the standpoint of experimental and theoretical studies. Experimental modeling of the detection and evaluation of stickiness will reveal not only its physical nature, but also find certain relationships and dependencies in the evaluation of the friction forces of the soil, which indicates their change in the direction of increase with a decrease in the speed of movement of the contacting body. The reason for this is the presence of sticky forces between the contacting surfaces. The results obtained were achieved on the basis of mathematical apparatus and energy efficiency, as well as modeling the process of changing friction forces depending on the adhesive properties of the surface.

**Keywords:** modeling, experiment, stand, stickiness, sticking, adhesion, soil friction force.

**Date of manuscript reception:** 21.11.2023  
**Date of acceptance for publication:** 19.12.2023  
**Date of publication:** 25.12.2023

**Authors' information:**

**Pavel A. Grigorev** – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department Ground transportation and technological means at Russian University of Transport,  
e-mail: grigorievpavel1996@yandex.ru  
ORCID: 0000-0002-5409-6250

**Liubov A. Sladkova** – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Department Ground transportation and technological means at Russian University of Transport, e-mail: rich.cat2012@yandex.ru

## 1. Введение

В процессе разработки связных грунтов рабочими органами землеройных и сельскохозяйственных машин происходит значительное налипание, что приводит к снижению производительности машин, а также к увеличению удельной энергоемкости процесса [1 - 3].

Рассмотрим, каким образом определяются показатели липкости для связных сред, так, например, при определении липкости препрегов используются методы:

- катящегося ролика, где значение пройденного роликом пути позволяет оценить сравнительную липкость материала [4];
- определения липкости при помощи установки на базе разрывной машины, где по результатам записи усилий протягивания ленты определяют липкость [5].

При рассмотрении взаимодействия грунта с рабочими органами землеройных машин второй метод использовать невозможно, в связи с тем, что грунтовая стружка не обладает достаточной связностью. Для определения адгезионных свойств грунтовой стружки при перемещении по горизонтальной поверхности рабочего органа землеройной машины [6, 7] целесообразно использовать тела качения, в связи с тем, что, в момент касания с поверхностью в результате воздействия на нее с усилием, определяемым массой тела, мы можем выделить и оценить нормальную и тангенциальную составляющие адгезионных сил. Например, для оценки тангенциальной составляющей необходимо осуществить прямолинейное перемещение тела по поверхности [8].

Для обработки результатов планируемых экспериментальных исследований целесообразно использовать методы аппроксимации.

## 2. Постановка и планирование экспериментальных исследований

Моделирование эксперимента процессов трения и адгезии отличается:

- простотой исполнения;

- возможностью многократного повторения опытов;

- получением реальных результатов;
- оценкой погрешности исследований

Проведенный эксперимент позволит выявить физический смысл процессов трения и адгезии.

Для получения заявленного результата предлагается моделирование процесса осуществлять при скатывании цилиндров различной массы (радиуса  $r$ ) по наклонной плоскости (желобу) с изменяемым углом наклона  $\alpha$ .

Для проведения экспериментальных исследований был разработан стенд (рис. 1), представляющий собой желоб, стоящий из двух частей (наклонной и горизонтальной). Наклонная часть соединена с горизонтальной частью желоба шарнирно для возможности изменения угла наклона.

Станина, на которую опирается наклонная часть желоба, имеет шкалу с метками с помощью которых фиксируется положение верхнего конца наклонного желоба и уровень, с которого будет скатываться цилиндр при любых условиях эксперимента. В желобе, ближе к его верхней части, выполнен фиксатор, который позволяет обеспечить неизменную относительно продольной оси желоба установку цилиндра, продольная ось которого должна быть расположена перпендикулярно оси желоба, таким образом должно осуществляться перемещение цилиндра по желобу без перекосов.

Поверхность горизонтальной части желоба для оценки адгезионных свойств материалов может иметь различное покрытие. Предлагаемая установка позволяет осуществить проведение эксперимента для установления величины выбега  $l$  цилиндра в зависимости от угла наклона желоба  $\alpha$  и радиуса цилиндра  $r$ . В соответствии со схемой цилиндр массой  $m$  и с радиусом  $r$  катится без скольжения по наклонной плоскости длиной  $S$ .

Работа силы тяжести  $A$  при этом перемещении затрачивается на сообщение цилиндру поступательного и вращательного движения и будет равна:



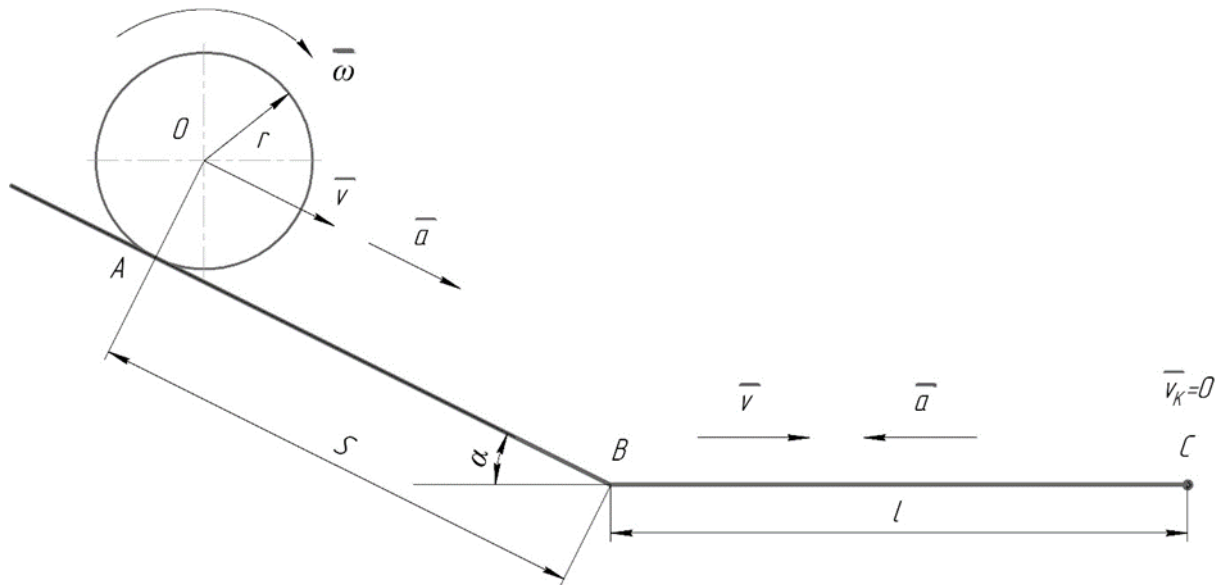


Рис. 1. Схема экспериментальной установки

$$A = mgS \sin \alpha. \quad (1)$$

Учитывая, что в точке  $A$  скорость цилиндра равна нулю, то в точке  $B$  величина его кинетической энергии, полученной в результате поступательного движения будет равна:

$$W_1 = \frac{mv^2}{2}, \quad (2)$$

где  $v$  – линейная скорость перемещения цилиндра в точке  $B$ , м/с.

Энергия вращательного движения цилиндра (вокруг точки  $O$ ) определяется по зависимости:

$$\begin{aligned} W_2 &= \frac{J\omega^2}{2} = \frac{1}{2}mr^2 \cdot \frac{v^2}{2r^2} = \\ &= \frac{1}{4}mv^2, \end{aligned} \quad (3)$$

где  $J = \frac{1}{2}mr^2$  – момент инерции цилиндра;  $\omega = v/r$  – угловая скорость вращения цилиндра,  $c^{-1}$ .

Уравнение сохранения энергии цилиндра на участке  $AB$  представим в виде [9]:

$$A = W_1 + W_2 \quad (4)$$

или

$$mgS \sin \alpha = \frac{3mv^2}{4}.$$

Откуда:

$$v^2 = \frac{4gS \sin \alpha}{3}. \quad (5)$$

Следовательно, кинетическая энергия цилиндра в точке  $B$ , которая расходуется при переходе на горизонтальную часть желоба на

совершение работы  $A_{\text{кач}}$  при перемещении цилиндра на расстояние  $l$ , будет равна:

$$W = \frac{mv^2}{2} = \frac{2mgS \sin \alpha}{3}. \quad (6)$$

В точке  $C$  цилиндр останавливается, поэтому кинетическая энергия его полностью расходуется на совершение работы качения, т.е.:

$$W = A_{\text{кач}}$$

или

$$\frac{2mgS \sin \alpha}{3} = -\frac{k}{r}mgl. \quad (7)$$

Из выражения (7) видно, что длину выбега можно оценить по зависимости:

$$l = \frac{2rS \sin \alpha}{3k}. \quad (8)$$

Анализ зависимости (8) показывает, что с увеличением длины пути скатывания, угла наклона  $\alpha$  и радиуса цилиндра (массы), его выбег увеличивается, а при увеличении коэффициента сопротивления качению – уменьшается. Здесь сопротивление качению свидетельствует о тангенциальной составляющей силы адгезии.

### 3. Обработка и оценка результатов экспериментальных исследований

Для подтверждения результатов теоретических исследований проводились эксперименты по оценке выбега цилиндра при угле

наклона желоба от 10 до 70°, при этом шаг изменения угла составлял 10°.

На первом этапе определялось необходимое число параллельных опытов при доверительной вероятности, равной 0,95 их воспроизводимости.

Для этого в соответствии с рекомендациями [10] было проведено двадцать скатываний цилиндра радиуса 7,15 мм, по желобу, имеющему наклон  $\alpha$ , равный 30°.

Выбег цилиндра при этом был равен 690, 725, 740, 735, 711, 722, 733, 724, 725, 678, 734, 735, 688, 723, 735, 755, 768, 768, 716 мм.

Результаты пробного эксперимента показали, что для получения достоверных результатов достаточное число параллельных опытов может быть равно 3 (табл. 1).

Таблица 1

Результаты эксперимента по выбегу цилиндров на горизонтальном участке

Радиус цилиндра $r$ , м					
0,00275	0,0035	0,00475	0,00635	0,00715	0,0095
$\alpha = 10^\circ$					
0,181	0,194	0,232	0,296	0,290	0,392
0,195	0,210	0,251	,319	0,305	0,398
0,194	0,211	0,252	0,326	0,315	0,401
$\alpha = 20^\circ$					
0,327	0,378	0,435	0,538	0,577	0,741
0,336	0,415	0,453	0,555	0,616	0,768
0,330	0,383	0,468	0,578	0,629	0,777
$\alpha = 30^\circ$					
0,382	0,460	0,551	0,665	0,704	0,901
0,400	0,507	0,569	0,673	0,647	0,857
0,383	0,445	0,578	0,712	0,711	0,872
$\alpha = 40^\circ$					
0,382	0,475	0,517	0,618	0,690	0,903
0,394	0,493	0,555	0,651	0,734	0,915
0,393	0,460	0,519	0,645	0,760	0,885
$\alpha = 50^\circ$					
0,359	0,370	0,532	0,619	0,615	0,800
0,363	0,420	0,464	0,646	0,625	0,845
0,395	0,377	0,470	0,643	0,643	0,813
$\alpha = 60^\circ$					
0,321	0,345	0,304	0,415	0,468	0,550
0,290	0,346	0,315	0,409	0,459	0,530
0,317	0,380	0,308	0,425	0,469	0,607
$\alpha = 70^\circ$					
0,098	0,120	0,188	0,254	0,317	0,335
0,135	0,137	0,203	0,211	0,308	0,347
0,133	0,188	0,162	0,235	0,280	0,332

Анализ результатов в табл. 1 показывает, что увеличение выбега  $l$  цилиндра независимо от его массы увеличивается при увеличении угла  $\alpha$  наклона желоба до значений  $\alpha = 40^\circ$ . В дальнейшем выбег снижается. Причиной этого явления, на наш взгляд, яв-

ляется сделанной допущение об отсутствии проскальзывания между цилиндром и поверхностью. Таким образом, делая допущение об отсутствии проскальзывания, мы исключаем наличие сил адгезии между телами. Очевидно, что скорость перемещения тел

друг по другу является одним из определяющих факторов тангенциальной составляющей адгезионных сил.

Рассмотрим скатывание цилиндра с учетом сил проскальзывания.

Сила трения  $F$  между поверхностью цилиндра и плоскостью можно определить по зависимости:

$$F = \mu N, \quad (9)$$

где  $\mu$  – коэффициент трения скольжения;  $N$  – сила нормального давления со стороны желоба на цилиндр,  $N$ .

Причем условие скатывания цилиндра будет возможно при условии:

$$F \leq \mu N.$$

Фактическое значение силы трения  $F$  может быть определено из условия равенства нулю (равновесия) сил, вызывающих вращательной и поступательное движение цилиндра по желобу. Таким образом:

$$J\varepsilon = Fr; \quad (10)$$

$$ma = P \sin \alpha - F, \quad (11)$$

где  $J$  – момент инерции цилиндра,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$ ;  $\varepsilon$  – угловое ускорение цилиндра,  $\text{с}^{-2}$ ;  $a = \varepsilon r$  – ускорение перемещения центра цилиндра без скольжения,  $\text{м}/\text{с}^2$ .

В результате получим

$$F = \frac{ma}{2}. \quad (12)$$

Подставив (12) в (11), определим ускорение перемещения цилиндра:

$$a = \frac{2g \sin \alpha}{3}. \quad (13)$$

С учетом выражения (13) получим

$$F = \frac{1}{3} mg \sin \alpha. \quad (14)$$

Полученное выражение позволяет получить величину силы, позволяющей перемещаться цилиндру без скольжения. Другими словами, по этой зависимости можно оценить тангенциальную составляющую силы адгезии и установить ее связь с силой трения:

$$\frac{1}{3} mg \sin \alpha \leq \mu P \cos \alpha. \quad (15)$$

Или для определения сил адгезии необходимо, чтобы коэффициент трения удовлетворял условию:

$$\mu \geq \frac{1}{3} \operatorname{tg} \alpha.$$

Если коэффициент трения будет меньше этого значения, то цилиндр будет катиться с проскальзыванием, что приведет к искажению результатов экспериментальных исследований. Другими словами, цилиндр, достигнув точки  $B$  (рис. 1) не будет плавно переходить на горизонтальную поверхность, а нанесет по ней удар, ведущий к его реверсу, то есть часть кинетической энергии цилиндра будет израсходована на удар [11], а работа качения  $A_{\text{кач}}$  уменьшится, что приведет к снижению выбега цилиндра.

Анализ табл. 1 свидетельствует о плавном снижении выбега цилиндра справа и слева от точки перегиба при  $\alpha = 40^\circ$ . Это свидетельствует о возможности влияния других неучтенных факторов, возникающих в момент перехода цилиндра от наклонной плоскости к горизонтальной. Расчетная схема этого взаимодействия показана на рис. 2.

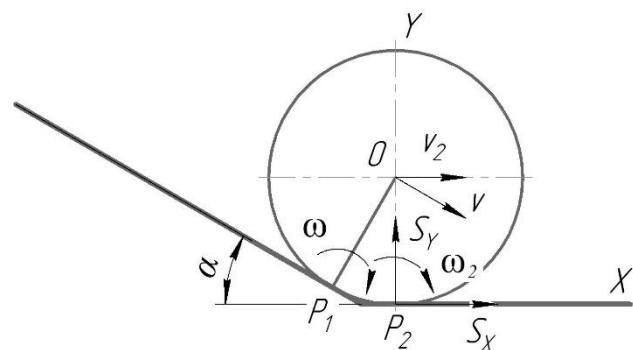


Рис. 2. Расчетная схема качения цилиндра в месте перехода с наклонной на горизонтальную поверхности

При движении цилиндра без скольжения вместе с переходом наклонной плоскости в горизонтальную, при любом угле наклона  $\alpha > 0$ , будет происходить удар, так как мгновенный центр скоростей из точки  $P_1$  практически мгновенно перемещается в точку  $P_2$ . В результате этого движения изменится перемещение центра масс цилиндра.

Определим угловую скорость  $\omega_2$  после удара и импульс ударных сил  $I$ . Для этого составим уравнение импульса сил  $L_{zi}$  на основании теоремы об изменении кинетического момента механической системы (рис. 2) приняв за ось моментов ось  $OZ$ , перпенди-

кулярную плоскости, проходящую через точку  $P_2$  [9]:

$$L_{z_1} - L_{z_2} = \sum M_z(I_i^e). \quad (16)$$

Ударный импульс пересекает ось  $OZ$ , поэтому  $\sum M_z(I_i^e) = 0$ . При ударе кинетический момент системы остается постоянным, т.е. сохраняется закон сохранения импульса  $L_{z_1} = L_{z_2}$ .

Кинетический момент цилиндра относительно оси  $OZ$  в начале удара запишем в виде

$$L_{z_1} = -mvr \cos \alpha - J\omega$$

или

$$L_{z_1} = -mr^2\omega \left( \cos \alpha + \frac{1}{2} \right). \quad (17)$$

Кинетический момент инерции цилиндра относительно оси  $OZ$  в конце удара будет равен

$$\begin{aligned} L_{z_2} &= -mv_2r - J\omega_2 = \\ &= -\frac{3}{2}mr^2\omega_2, \end{aligned} \quad (18)$$

где  $v_2 = \omega_2r$  – скорость центра масс цилиндра после удара.

Так как  $L_{z_1} = L_{z_2}$ , то угловую скорость  $\omega_2$  определяют по зависимости:

$$\omega_2 = \frac{\omega(2 \cos \alpha + 1)}{3}. \quad (19)$$

График изменения угловой скорости  $\omega_2$  от угла  $\alpha$  показан на рис 3.

Определим импульс ударных сил, воспроизводимый цилиндром со стороны горизонтальной поверхности, на основании теоремы об изменении количества движения системы при ударе.

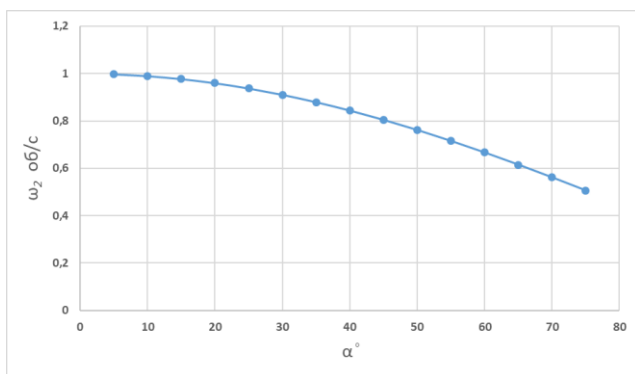


Рис. 3. График изменения угловой скорости  $\omega_2$  от угла  $\alpha$

В проекциях на оси  $X$  и  $Y$  уравнение, характеризующее импульс ударных сил, имеет вид:

$$\begin{cases} mv - mv_2 \cos \alpha = I_x \\ 0 - (-mvg \sin \alpha) = I_y \end{cases}$$

После преобразования, получим:

$$\begin{cases} I_x = mr\omega \frac{2 - 2 \cos \alpha}{3} \\ I_y = mr\omega \sin \alpha \end{cases}. \quad (20)$$

Тогда полный импульс ударных сил в точке  $P_2$  будет равен:

$$I = mr\omega \cdot \frac{\sqrt{9 \sin^2 \alpha - 4 \cos^2 \alpha + 8 \cos \alpha + 4}}{3}. \quad (21)$$

Графическая интерпретация выражения (21) показана на рис. 4.

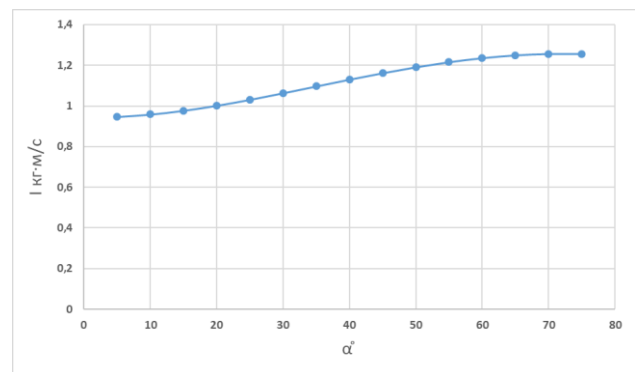


Рис. 4. Изменение импульса сил от угла  $\alpha$

Расчет коэффициента трения, используемых в эксперименте цилиндров, на основании зависимости  $\mu \geq \frac{1}{3} \operatorname{tg} \alpha$  при угле  $\alpha = 40^\circ$  позволил установить, что среднестатистическое его значение равно:

$$\mu = 0,237.$$

При этом коэффициент трения металла по металлу равен  $0,15 \dots 0,25$ .

#### 4. Формирование алгоритма проведения экспериментальных исследований

В результате проведенных исследований предлагается алгоритм проведения эксперимента:

1. Определяется коэффициент сопротивления качению  $k$  для цилиндров различного радиуса по углу наклона наклонной части плоскости. Для этого цилиндр необходимо разметить на наклонном участке плос-

кости, которую необходимо плавно отклонять от горизонтального положения. В момент начала скатывания цилиндра с поверхности фиксируется угол  $\alpha$ .

2. По результатам 12 повторений при идентичных условиях определяются значения предельного угла  $\alpha$  начала скатывания цилиндра. Таким образом будет проведена оценка коэффициента трения покоя при скатывании цилиндра. Примеры результатов эксперимента приведены в табл. 2.

Таблица 2  
Значения коэффициентов трения качения  $k$  цилиндра

Радиус цилиндра, м	Угол $\alpha$ , град	$\text{tg } \alpha$	$k$
0,00275	8,8	0,155	0,043
0,0035	7,7	0,135	0,047
0,00475	5,8	0,102	0,048
0,00635	5,2	0,091	0,058
0,00715	4,2	0,073	0,052
0,00950	3,3	0,058	0,055

При этом коэффициент трения качения определяется по зависимости:

$$k = r \text{tg } \alpha. \quad (22)$$

Из табл. 2 видно, что разброс значений коэффициента трения качения  $k$  равен почти 35%. Этот результат свидетельствует о возможности применения теории нечетких множеств к расчету выбега цилиндра и по-

строению соответствующего уравнения регрессии.

С учетом коэффициента трения качения цилиндра суммарная сила сопротивления его качения будет равна:

$$F = \frac{1}{3} m g \left( \sin \alpha + \frac{k}{r} \cos \alpha \right). \quad (23)$$

Сопоставляя полученное выражение с зависимостью (14) видно, что отличие заключается во втором слагаемом. Так как при проведении эксперимента рассматривалась пара «металл-металл», то цифровые значения коэффициента  $k$  пренебрежимо малы и его влияние на конечный результат незначительно.

#### 4. Заключение

В результате проведения экспериментальных исследований предлагается методика оценки влияния адгезионных свойств различных сред на величину сил трения. Используя поверхности с различной степенью адгезии при качении по ним цилиндрического тела возможно установить степень её влияния на скорость перемещения частиц разрабатываемой среды. Это позволило получить наиболее полное представление о физике процесса разработки различных связных сред, как модели взаимосвязи адгезии и сил трения с учетом их липкости.

#### Список литературы

1. Дырда Н.П., Каслин Н.Д. Экспериментальные исследования налипания и намерзания грунта на рабочий орган роторного экскаватора // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. 2005. № 29. С. 153-155.

2. Побегайло П.А., Папич Л., Гадолина И.В., Силова Т.В. Защита горнорудного оборудования от износа и налипания горных пород: Современное состояние вопроса // Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении: Научные труды V-й Международной научной конференции, Москва, 08-09 ноября 2017 года. Москва: Издательский дом "Спектр", 2017. С. 217-219.

#### References

1. Dyrda N.P., Kaslin N.D. Eksperimentalnye issledovaniya nalipaniya i namerzaniya grunta na rabochij organ rotornogo ekskavatora. *Vestnik Harkovskogo natsionalnogo avtomobilno-dorozhnogo universiteta*, 2005, No 29, pp. 153-155. (In Russian)

2. Pobegajlo P.A., Papich L., Gadolina I.V., Silova T.V. Zashchita gornorudnogo oborudovaniya ot iznosa i nalipaniya gornyh porod: Sovremennoe sostoyanie voprosa . In: *Fundamentalnye issledovaniya i innovatsionnye tekhnologii v mashinostroenii: Nauchnye trudy V Mezhdunarodnoy nauchnoy konferentsii, Moscow, 08-09 noyabrya 2017 goda. Moscow, Izdatelskiy dom "Spektr"*,

3. Кузнецов В.Г., Кочетов Е.В., Россихин Г.В., Игнатов С.М. Повышение производительности роторных комплексов и драглайнов за счёт уменьшения налипания грунта. Обзор. Москва: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1991. 36 с.
4. Орлов Е.В., Гусев Ю.А., Хрульков А.В., Коротков И.А. Сравнительный анализ методов определения липкости препрега // Труды ВИАМ. 2016. № 7(43). С. 9. DOI 10.18577/2307-6046-2016-0-7-9-9.
5. Crossley R.J., Schubel P.J., Warrior N.A. The experimental characterisation and investigate on of prepreg tack // In Proceedings of ICCM-18. Edinburgh. 2009. pp. 1-11.
6. Григорьев П.А., Сладкова Л.А. Модель изнашивания рабочих органов землеройных машин при взаимодействии с грунтовым массивом // Трение и износ. 2022. Т. 43, № 4. С. 397-404. DOI 10.32864/0202-4977-2022-43-4-397-404.
7. Сладкова Л.А., Григорьев П.А. Физико-математическое моделирование процессов трения, адгезии и когезии в проблеме липкости грунта // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2022. № 4. С. 339-347.
8. Федоров Д.А. Перемещения, деформации, напряжения. Измерения и расчеты: тексты лекций. Санкт-Петербург: Балт. гос. техн. ун-т., 2018. 165 с.
9. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. Москва: Высш. шк., 1986. 416 с.
10. Сладкова, Л.А. Исследования и испытания наземных транспортно-технологических машин. Москва: МГУПС (МИИТ), 2016. 275 с.
11. Григорьев А.Ю., Григорьев К.А., Малявко Д.П. Соударение тел. Санкт-Петербург: Университет ИТМО, 2015. 43 с.
- 2017, pp. 217-219. (In Russian)
3. Kuznecov V.G., Kochetov E.V., Rossihin G.V., Ignatov S.M. *Povyshenie proizvoditelnosti rotornykh kompleksov i draglaynov za schyot umensheniya nalipaniya grunta. Obzor* [Increasing the productivity of rotor complexes and draglines by reducing soil sticking. Review]. Moscow, CNIITEItyazhmash, 1991. 36 p. (In Russian)
4. Orlov E.V., Gusev Yu.A., Hrulkov A.V., Korotkov I.A. Comparative analysis of stickiness determination methods of prepreg. *Trudy VIAM*, 2016, No. 7(43), pp. 9. DOI 10.18577/2307-6046-2016-0-7-9-9. (In Russian)
5. Crossley R.J., Schubel P.J., Warrior N.A. The experimental characterisation and investigate on of prepreg tack. In: Proceedings of ICCM-18. Edinburgh, 2009, pp. 1-11.
6. Grigorev P.A., Sladkova L.A. The model of wear of the working bodies of earthmoving machines in interaction with the soil mass. *Trenie i iznos*, 2022, Vol. 43, No 4, pp. 397-404. DOI 10.32864/0202-4977-2022-43-4-397-404. (In Russian)
7. Sladkova L.A., Grigorev P.A. Physical-mathematical modeling of friction, adhesion and cohesion process in the problem of soil stickiness. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2022, No.4, pp. 339-347. (In Russian)
8. Fedorov D.A. *Peremeshcheniya, deformatsii, napryazheniya. Izmereniya i raschety* [Displacement, deformation, stress. Measurements and calculations]. Sankt-Peterburg: Baltiyskiy gosudarstvennyy tekhnicheskiiy un-iversitet., 2018. 165 p. (In Russian)
9. Targ S.M. *Kratkiy kurs teoreticheskoy mekhaniki* [A short course in theoretical mechanics]. Moscow, Vysshaya shkola, 1986. 416 p.
10. Sladkova, L.A. *Issledovaniya i ispytaniya nazemnykh transportno-tekhnologicheskikh mashin*: [Research and testing of ground transport and technological machines]. Moscow, MGUPS, 2016. 275 p. (In Russian)
11. Grigorev A.Yu., Grigorev K.A., Malyavko D.P. *Soudarenie tel* [Collision of bodies]. Sankt-Peterburg: Universitet ITMO, 2015. 43 p. (In Russian)

УДК (UDC) 621.86

## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЯГОВОГО РАСЧЕТА ОТВАЛЬНЫХ ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ МОБИЛЬНЫХ СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ МАШИН

## IMPROVING THE TRACTION CALCULATION OF DUMP CONVEYOR BELTS FOR MOBILE CONSTRUCTION AND ROAD VEHICLES

Гришин А.В.  
Grishin A.V.Брянский государственный университет им академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)  
Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)

**Аннотация.** Предложена модификация метода проектирования отвальных ленточных конвейеров мобильных строительных и дорожных машин, основанная на введении в его структуру уточненных рекомендаций по выбору коэффициента сопротивления движению ленты, разработанных на основе проведенных экспериментальных исследований процесса нагрева элементов конвейера с момента его пуска до выхода на рабочую температуру. На примере отвального конвейера мобильного моеющего завода выявлены закономерности работы коротких конвейеров, позволяющие повысить эффективность процесса их проектирования, а также получить положительный экономический результат от применения предложенной модификации.

**Ключевые слова:** ленточный конвейер, метод проектирования, тяговый расчет, мобильные строительные и дорожные машины.

**Дата получения статьи:** 06.11.2023  
**Дата принятия к публикации:** 10.12.2023  
**Дата публикации:** 25.12.2023

**Сведения об авторе:**

Гришин Александр Валентинович – старший преподаватель кафедры «Информатика и прикладная математика» ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского»,  
e-mail: sasha9332@mail.ru.

**Abstract.** A modification of the design method for dump belt conveyors of mobile construction and road machines is proposed, based on the introduction into its structure of refined recommendations for choosing the coefficient of resistance to the movement of the belt, developed on the basis of experimental studies of the heating process of conveyor elements from the moment of its start to exit to operating temperature. Using the example of a dump conveyor of a mobile washing plant, patterns of operation of short conveyors have been identified, which make it possible to increase the efficiency of their design process, as well as to obtain a positive economic result from the use of the proposed modification.

**Keywords:** belt conveyor, design method, traction calculation, mobile construction and road machines.

**Date of manuscript reception:** 06.11.2023  
**Date of acceptance for publication:** 10.12.2023  
**Date of publication:** 25.12.2023

**Author's information:**

Alexander V. Grishin – senior Lecturer of the Department "Computer Science and Applied Mathematics" at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, e-mail: sasha9332@mail.ru.

**1. Введение**

В настоящее время в качестве средств малой и крупной механизации при проведении дорожно-строительных работ широкое распространение получили мобильные строительные и дорожные машины. Стремительный рост популярности данного рода машин связан с возможностью быстрой смены рабочей площадки [1], способностью их адаптации под переменные технологические условия проведения работ.

Неотъемлемой частью мобильных строительных и дорожных машин являются отвальные ленточные конвейеры [2, 3]. Работа таких конвейеров характеризуется рядом параметров, имеющих переменную природу: производительность, изменение угла наклона (зависит от места разгрузки), регулярное изменение внешних условий работы и т.п.

Проектирование отвальных ленточных конвейеров мобильных строительных и дорожных машин классически производится по методу, предложенному в работе [4], не учитывающему вариативный характер приве-

денных выше параметров. Одной из основных рекомендаций (в структуре метода) при выборе тягового элемента является обеспечение условия его «каркастности» (отсутствия провисания и сохранения формы желоба), а не условие прочности, что приводит к значительному перетягиванию ленты.

Ключевой процедурой при проектировании отвальных ленточных конвейеров является тяговый расчет [5, 6], важной частью которого служит процесс выбора коэффициента сопротивления движению ленты исходя из сопутствующих внешних условий работы конвейера [7].

Условия работы, в свою очередь, представляют собой совокупность параметров окружающей среды, наиболее важным из которых является температура, в пограничных условиях играющая ключевую роль при выборе группы режима работы. При этом в процессе проектирования предполагается, что изменение температуры при работе конвейера не происходит. Зависимость коэффициента сопротивления движению  $w$  от температуры на основе данных [7] можно представить в виде диаграммы (рис. 1).

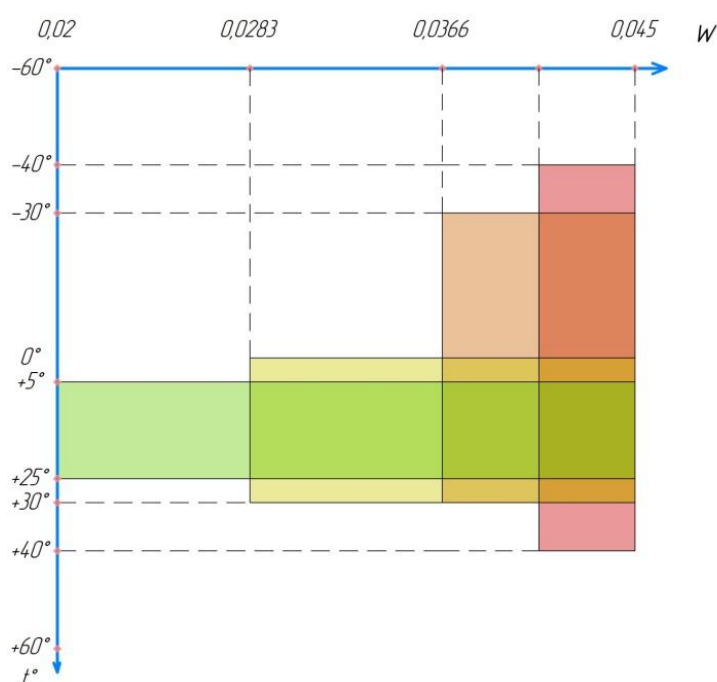


Рис. 1. Диаграмма зависимости коэффициента сопротивления движению ленты от температуры по данным [7]: зеленый цвет – легкие условия работы; оранжевый цвет – средние условия работы; розовый цвет – тяжелые условия работы; малиновый цвет – весьма тяжелые условия работы

Тяговый расчет, согласно [4], выполняется по приближенной зависимости, что приводит к значительному увеличению мощности привода применительно к коротким конвейерам. Также в источнике [4] представлены результаты исследований, показывающие, что в течение первого часа работы потребная мощность приводов снижается примерно на 20%.

В работе [8] представлена математическая модель работы отвального ленточного конвейера, позволяющая определять рабочие

параметры машины в условиях переменности коэффициента сопротивления движению на грузовой ветви и управления натяжением ленты. Результаты теоретических исследований показывают, что работа конвейера с повышенным натяжением ленты негативно сказывается на её ресурсе.

Целью исследования является модификация метода проектирования отвальных ленточных конвейеров посредством введения в его структуру уточнений к выбору коэффициента сопротивления движению ленты.



## 2. Теоретические исследования

В источнике [9] приведены результаты экспериментальных исследований тепловой картины в зоне приводного мотор-барабана отвального ленточного конвейера при переменной нагрузки и управлении натяжением ленты. На основе полученных результатов можно констатировать, что температура основных элементов отвального ленточного

конвейера увеличивается в среднем на 10-15°C при стартовой температуре +20°C.

С учетом этих сведений можно модифицировать приведенную на рис. 1 диаграмму выбора коэффициента сопротивления движению в части расширения устанавливаемых температурных диапазонов условий работы конвейера (рис. 2.)

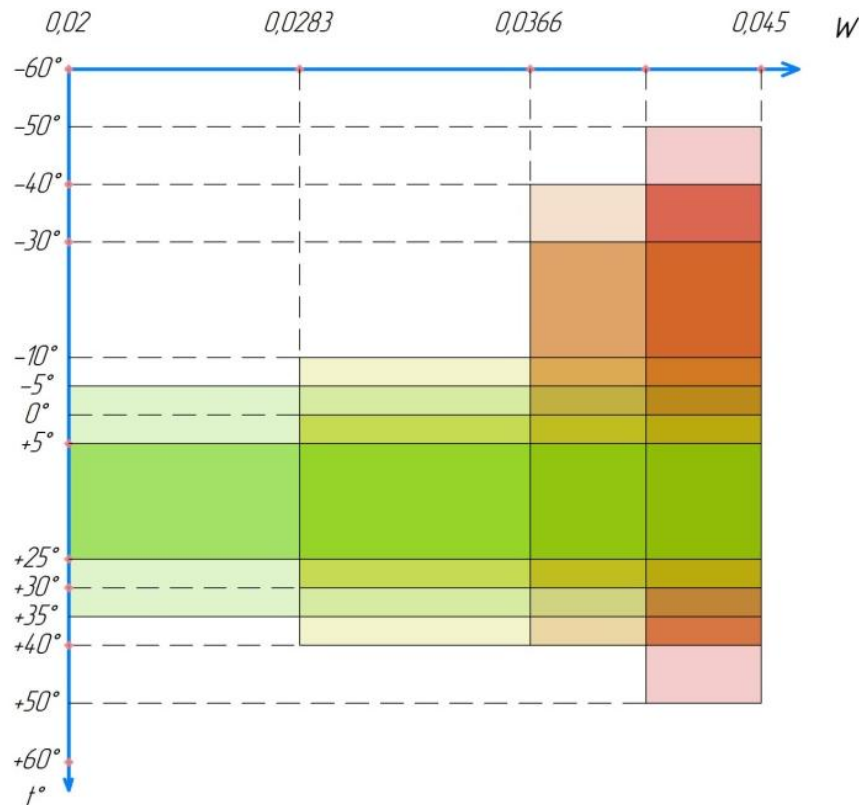


Рис. 2. Модифицированная диаграмма зависимости коэффициента сопротивления движению от температуры с учетом экспериментальных данных [9]

Приведенные в [9] графики изменения температуры элементов конвейера схожи по своей конфигурации. Для их введения в метод расчета проведем процедуру аппроксима-

ции, в результате которой получим усредненные зависимости для разных типов обечаяк приводного мотор-барабана (зависимости (1) – (6).

Зависимость температуры обечайки приводного мотор-барабана:

$$T = 0,000083 \cdot t^3 - 0,01211 \cdot t^2 + 0,6774 \cdot t + T_0. \quad R^2 = 0,9619 \quad (1)$$

Зависимость для сбегавшей ветви ленты имеет вид:

$$T = 0,00002 \cdot t^3 - 0,00478 \cdot t^2 + 0,3933 \cdot t + T_0 \quad R^2 = 0,9605 \quad (2)$$

Зависимость для набегавшей на барабан ветви ленты:

$$T = 0,0000017 \cdot t^4 - 0,0002 \cdot t^3 + 0,0057 \cdot t^2 + 0,1228 \cdot t + T_0 \quad R^2 = 0,9729 \quad (3)$$

Зависимость для приводного мотор-барабана:

$$T = 0,00001 \cdot t^3 - 0,00526 \cdot t^2 + 0,5491 \cdot t + T_0 \quad R^2 = 0,9974 \quad (4)$$

Зависимость для набегающей ветви ленты:

$$T = 0,0000004 \cdot t^4 - 0,0000695 \cdot t^3 + 0,00329 \cdot t^2 + 0,0566 \cdot t + T_0, \quad R^2 = 0,9969 \quad (5)$$

Зависимость для сбегающей ветви ленты:

$$T = 0,00002 \cdot t^3 - 0,0035 \cdot t^2 + 0,2603 \cdot t + T_0, \quad R^2 = 0,9542 \quad (6)$$

В зависимостях (1) – (6)  $T$  – температура исследуемого объекта,  $T_0$  – начальная температура элемента,  $t$  – время работы конвейера,  $R^2$  – степень достоверности аппроксимации.

Введем уточнения к выбору коэффициента сопротивления движению на основе экспериментальных исследований, анализируя характеристики окружающей среды на предмет попадания в пограничные условия работы. В случае вхождения текущих условий в сектор пограничных, при обеспечении допуска по температурам в результате прогрева (рис. 2), выбирается более легкая группа режима работы. Дальнейший расчет производится с коэффициентами, соответствующими новым условиям работы.

В технической документации конвейера при этом необходимо указать время работы конвейера для прогрева его элементов и выхода на рабочую температуру.

На примере отвальных ленточных конвейеров мобильного моющего завода CDE M2500 (рис. 3) проведем расчеты по трем расчетным случаям: предварительный тяговый расчет, предлагаемый для данных конвейеров [4], подробный тяговый расчет, учитывающий сопротивления на отклоняющем барабане в виде обобщенного коэффициента [7], подробный тяговый расчет, предложенный в работе [8].



Рис. 3. Мобильный моющий завод CDE M2500

Рассматриваемый моющий завод в зависимости от модификации оборудуется тремя или четырьмя одинаковыми отвальными ленточными конвейерами и одним загрузочным конвейером (рис. 4). В качестве приводных устройств каждого конвейера используются мотор-барабаны, установленные в головной части. Обечайки барабанов выполнены не футерованными. Транспортируемый груз – обезвоженные щебень, гравий и песок.

Каждый из отвальных конвейеров способен реализовывать эксплуатационную производительность до 300 т/ч. Длина конвейера между осями концевых барабанов составляет  $L = 9$  м. Ширина ленты  $B = 650$  мм. Максимальный угол наклона конвейера  $\beta = 20^\circ$ . Загрузочный конвейер имеет следующие параметры: длина между осями 15 м, ширина ленты 1000 мм, угол наклона конвейера  $\beta = 20^\circ$ , при производительности до 300 т/ч.

Моющий завод работает в окружающей среде, имеющей следующие характеристики: открытое пространство, небольшое количество абразивной пыли, работа в сутки 8 – 10 часов, плотность груза от 1,2 до 1,8 т/м<sup>3</sup>, кусковатость до 10 мм, абразивность средняя, влажность воздуха до 65%, температура окружающей среды от 0°C до +30°C.

Исходя из анализа характеристик рабочей среды, условия работы конвейеров, устанавливаемых в структуре данного моющего за-

вода, можно отнести как к группе тяжелых, так и к группе средних. При этом некоторые из внешних условий соответствуют также группе хороших условий работы. Осуществим переход конвейера в группу более легких условий работы и проведем проектирование согласно хорошим условиям работы. Время прогрева всех элементов по зависимостям (1 – 3) до +5°C составляет 30 мин.



Рис. 4. Конструкция мобильного моющего завода CDE M2500 в разрезе

В результате проведенных процедур тягового расчета согласно [4, 7, 9] можно сделать следующие выводы:

1. Максимальное натяжение ленты в зависимости от метода расчета практически не изменяется. Так при проектировании по приближенной методике максимальное натяжение ленты для отвального конвейера в тяжелых условиях работы составляет 5600 Н. Результат расчета по другим, указанным выше, методам примерно соответствует полученному. В хороших условиях работы максимальное натяжение при приближенном расчете составляет 4050 Н, по методу, предложенному [7] – 5390 Н, по методу [8] – 5390 Н.

Минимальное натяжение изменяется более значительно. По приближенному тяго-

вому расчету минимальное натяжение лежит в диапазоне 1150...1600 Н. Подробный тяговый расчет, проведенный по двум методам, показывает данные 3000...3100 Н, 3100...3150 Н соответственно. Такая разница в минимальном натяжении связана с ограничением ленты по провисанию на холостой и грузовой ветвях.

Расчет загрузочного конвейера показывает схожие результаты. Максимальное натяжение при приближенном тяговом расчете лежит в пределах от 6700 Н до 9200 Н, минимальное натяжение имеет диапазон 1900...2600 Н. При проведении подробного тягового расчета по [7], максимальное натяжение имеет диапазон 7200...7500 Н, а минимальное – 3570...3650 Н.

Результаты исследования натяжений по [8] показывают, что максимальное натяжение грузочного конвейера в зависимости от условий работы лежит в пределах 7200...7500 Н, при этом минимальное натяжение составляет 3640...3700 Н.

2. Требуемая мощность приводов в зависимости от выбранного метода проведения тягового расчета варьируется в широком диапазоне (рис. 5). Таким образом, для одного отвального конвейера требуемая мощность варьируется в диапазоне от 4,8 кВт до 4,5 кВт при работе в хороших условиях. В

случае выбора средних условий диапазон мощности составляет 5,2...4,6 кВт. В тяжелых условиях требуемая мощность составляет 6,7...4,9 кВт.

Требуемая мощность грузочного конвейера в хороших условиях работы лежит в диапазоне 7,96...7,06 кВт. Для средних условий диапазон мощности изменяется в пределах от 8,5 кВт до 7,2 кВт. В тяжелых условиях диапазон мощности составляет 10,9...7,8 кВт (рис. 5). При этом большее значение соответствует первому расчетному случаю, а меньшее – третьему.

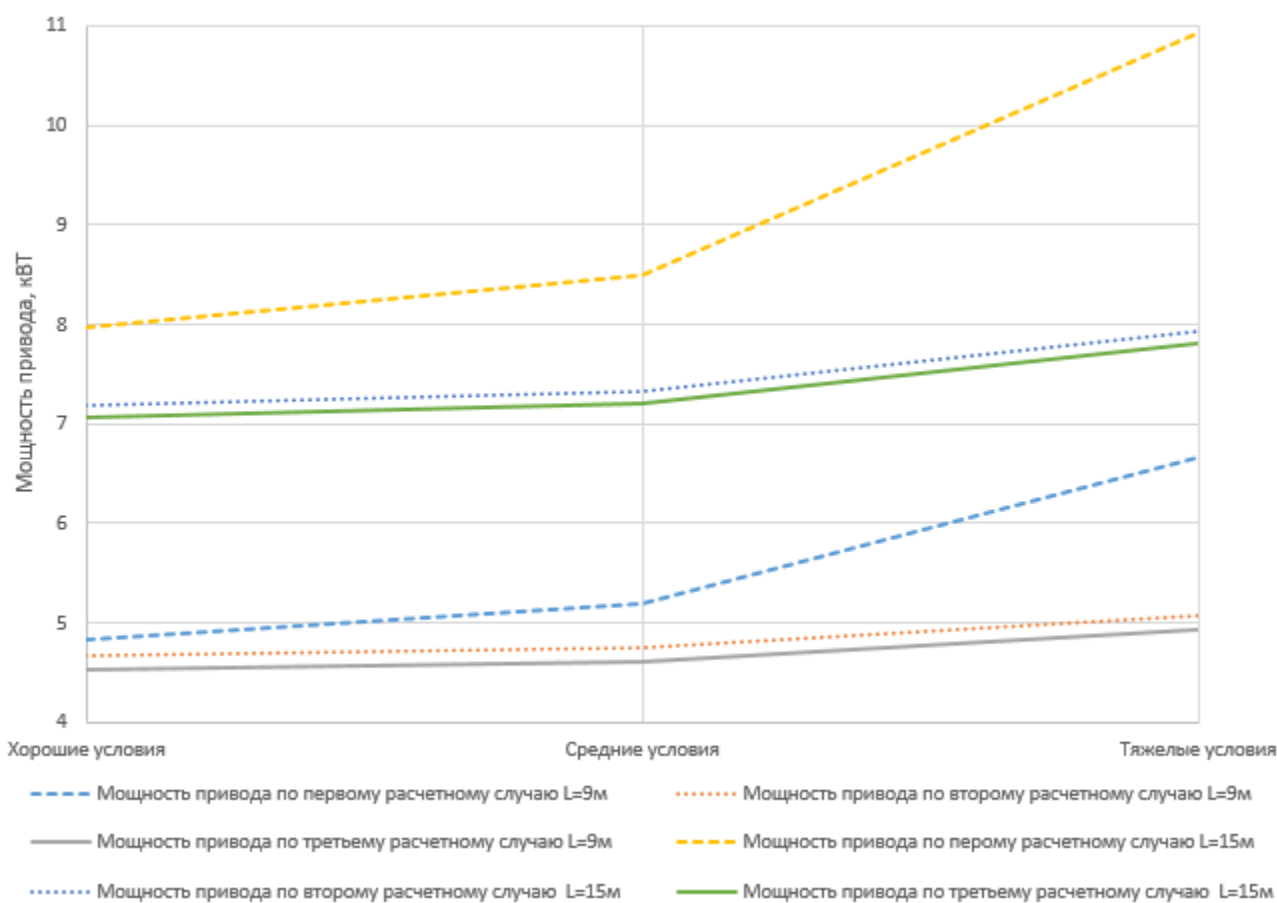


Рис. 5. Требуемая мощность привода конвейеров в зависимости от условий работы

3. Данные требуемой мощности приводов позволяют провести расчет годовой стоимости электроэнергии для одного моющего завода, оборудованного 4-мя отвальными и грузочным конвейерами. Средняя стоимость электроэнергии в Российской Федерации для юридических лиц составляет 10 руб/кВт [10]. Полученные результаты представлены на рис. 6.

При проектировании по первому расчетному случаю в тяжелых условиях работы стоимость электроэнергии составляет 1097 тыс. руб. В средних условиях стоимость значительно снижается до 855,5 тыс. руб. Переход машины в хорошие условия позволяет получить еще меньшую стоимость – 795,4 тыс. руб.

Стоимость электроэнергии по второму расчетному случаю в тяжелых условиях работы составила 823 тыс. руб. В случае выбора средних условий стоимость снижается до 767 тыс. руб. Выбор хороших условий при проектировании дает еще больше снижение стоимости до 755 тыс. руб.

Расчет по третьему случаю показывает минимальные значения стоимости. В тяжелых условиях работы – 787 тыс. руб. При выборе средних условий значение уменьшается до 748 тыс. руб. Переход в хорошие условия работы позволяет еще более значительно снизить стоимость электроэнергии до 735 тыс. руб.

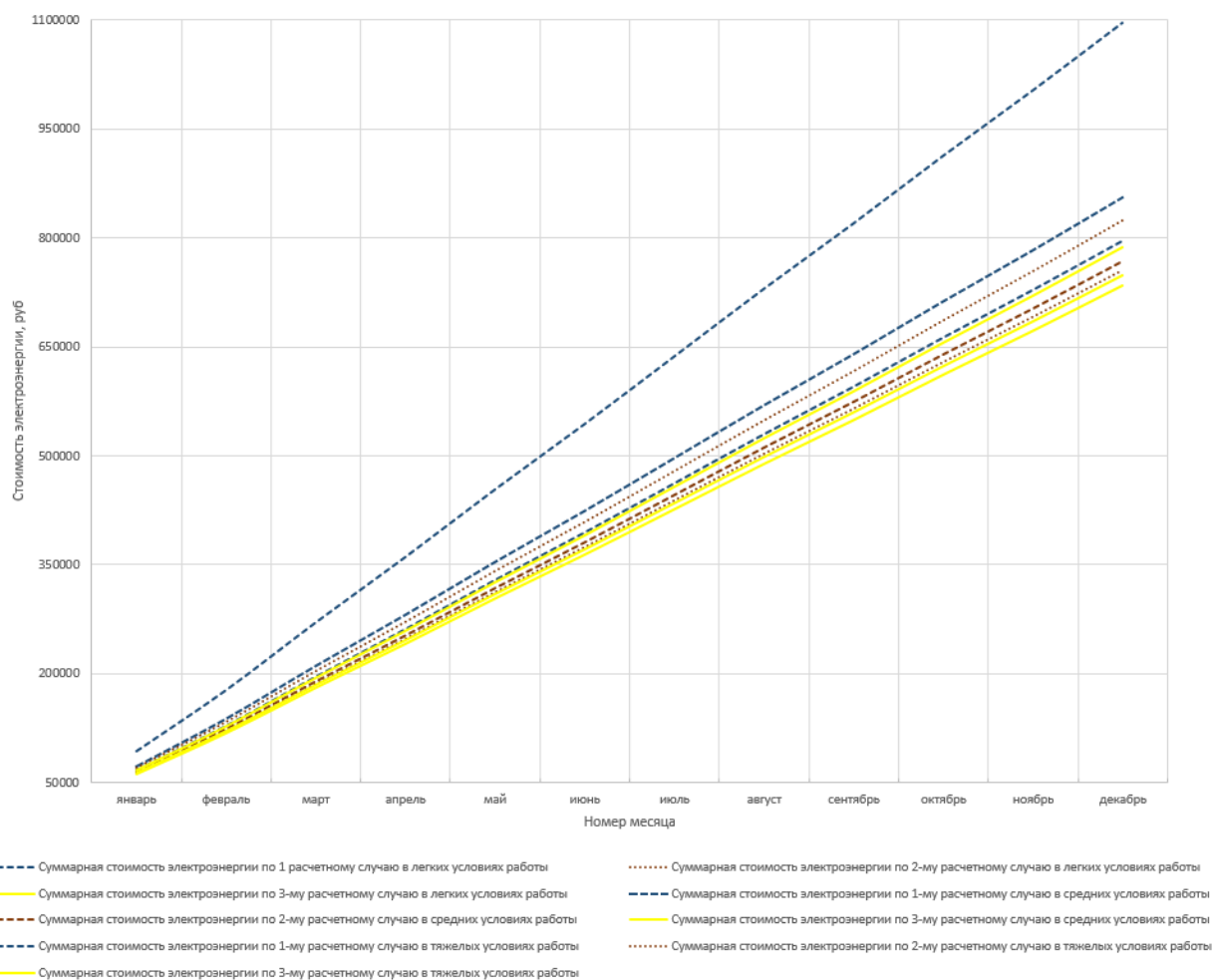


Рис. 6. Суммарная годовая стоимость потребленной электроэнергии отвальными ленточными конвейерами мощного завода CDE M2500 в зависимости от выбранного метода проектирования и условий работы

### 3. Заключение

На основе результатов теоретических исследований можно сделать следующие выводы:

1. Переход отвалных ленточных конвейеров в более легкие условия работы возможен, поскольку реальные условия работы машины практически всегда лежат в пограничных значениях. При этом переход машины в более легкие условия практически не

сказывается на максимальном натяжении ленты. Минимальное натяжение ленты для данного вида конвейеров формируется условием отсутствия ее провисания на рабочей ветви.

2. Приближенный тяговый расчет целесообразно проводить только для выбора типоразмера ленты отвального ленточного конвейера. Выбор электродвигателя необходимо проводить по уточненному тяговому расчету, так как значения мощности при

приближенном расчете значительно завышаются.

3. Переход машины в более легкие условия в комплексе с подробным тяговым расчетом для конвейеров одного моющего завода позволяет получить положительный экономический результат в плане затрат на стоимость электроэнергии за один год эксплуатации – до 360 тыс. рублей.

На основе приведенных выводов можно утверждать, что введение поправок на возможный переход между температурными

условиями проектирования в расчетные зависимости позволяет значительно снизить эксплуатационные расходы на содержание и эксплуатацию машины.

При этом стоит отметить, что приведенные в данной статье зависимости (1 – 6) в условиях более низких температур могут изменять свой вид, для уточнения которого требуется проведение дальнейших экспериментальных исследований.

### Список литературы

1. Недорезов И.А., Савельев А.Г. Машины строительного производства. М.: Из-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. 119 с.

2. Гришин А.В., Михальцов А.И. Анализ дорожных фрез холодного типа // Энергоресурсосберегающие технологии и оборудование в дорожной и строительной отраслях: Материалы междунар. научно-практ. конф., Белгород, 23–25 сентября 2021 года. Белгород: Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, 2021. С. 55-62.

3. Гришин А.В., Конохов Д.В. Обзор снегоуборочной техники непрерывного действия // Энерго-ресурсосберегающие технологии и оборудование в дорожной и строительной отраслях: Материалы междунар. научно-практ. конф., Белгород, 23–25 сентября 2021 года. Белгород: Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова, 2021. С. 62-68.

4. Современная теория ленточных конвейеров горных предприятий / В.И. Галкин, В.Г. Дмитриев, В.П. Дьяченко [и др.]. М.: Изд-во МГГУ, 2005. 543 с.

5. Гончаров К.А., Дунаев В.П. Комплексный подход к тяговому расчету ленточных конвейеров // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2018. № 2. С. 144-151. DOI 10.22281/2413-9920-2018-04-02-144-151.

6. Гончаров К.А. Совершенствование тягового расчета многоприводных ленточных конвейеров с учетом механических характеристик приводов // Подъемно-транспортное дело. 2011. № 4(64). С. 2-5.

### References

1. Nedorezov I.A., Savelev A.G. *Mashiny stroitel'nogo proizvodstva* [Machine building production]. Moscow, Iz-vo MGTU im. N.E. Bauman, 2010. 119 p. (In Russian)

2. Grishin A.V., Mikhaltsov A.I. Analysis of road milling cutters of the road type. In: *Energy-resource-saving technologies and equipment in the road and construction industries: Materials of the international scientific and practical conference, Belgorod, September 23-25, 2021*. Belgorod, Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov, 2021, pp. 55-62. (In Russian)

3. Grishin A.V., Konokhov D.V. Review of continuous snow removal equipment. In: *Energy-resource-saving technologies and equipment in the road and construction industries: Materials of the international scientific-practical conference, Belgorod, September 23-25, 2021*. Belgorod: Belgorodsky State Technological University named after V.G. Shukhov, 2021, pp. 62-68. (In Russian)

4. Galkin V.I., Dmitriev V.G., Dyachenko V.P. *Sovremennaya teoriya lentochnykh konveyerov gornykh predpriyatii* [Actual theory of belt conveyors in mining]. Moscow, MSMU publishing company, 2005, 543 p. (In Russian)

5. Goncharov K.A., Dunaev V.P. An integrated approach to the numerical calculation of conveyor belts. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2018, No. 2, pp. 144-151.

DOI 10.22281/2413-9920-2018-04-02-144-151. (In Russian)

6. Goncharov K.A. Improvement of trac-

7. Спиваковский А.О., Дьячков В.К. *Транспортирующие машины*. М.: Машиностроение, 1983. 437 с.

8. Гончаров К.А., Гришин А.В. Математическая модель работы отвальных ленточных конвейеров мобильных строительных и дорожных машин при следящем управлении натяжением лент // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. 2020. № 3. С. 365-376. DOI 10.22281/2413-9920-2020-06-03-365-376.

9. Гончаров К.А., Гришин А.В. Экспериментальное исследование теплового режима работы мотор-барабана короткого ленточного конвейера // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. 2020. № 4. С. 529-538.

10. Официальный сайт. Федеральная служба государственной статистики. Единая межведомственная информационно-статистическая система (ЕМИСС) [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://fedstat.ru/>. Дата обращения: 05.12.2023.

tion calculation of multi-drive belt conveyors taking into account mechanical characteristics of drives. *Podemno-transportnoe delo*, 2011, No. 4(64), pp. 2-5. (In Russian)

7. Spivakovskiy A.O., Dyachkov V.K. *Transportiruyushchie mashiny* [Transporting machines]. Moscow, Machinostroenie, 1983. 437 p. (In Russian)

8. Goncharov K.A., Grishin A.V. Mathematical model of the operation of dump conveyor belts of mobile construction and road machines with tracking belt tension control. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No. 3, pp. 365-376. DOI 10.22281/2413-9920-2020-06-03-365-376. (In Russian)

9. Goncharov K.A., Grishin A.V. Experimental investigation of the thermal mode of operation of the motor drum of a short belt conveyor. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No. 4, pp. 529-538. (In Russian)

10. Official site of the Federal State Statistics Service. Unified Interdepartmental Information and Statistical System (EMISS) [electronic resource]. Access mode: <https://fedstat.ru/>. Date of application: 05.12.2023. (In Russian)

УДК (UDC) 62-752.2

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СТЕЛЛАЖНОГО КРАНА-ШТАБЕЛЕРА  
С ПОВОРОТНОЙ СТРЕЛОЙ

## MATHEMATICAL MODEL OF A STACKER CRANE WITH A SLEWING BOOM

Корытов М.С., Безродина А.Е.  
Korytov M.S., Bezrodina A.E.Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (Омск, Россия)  
Siberian State Automobile and Highway University (Omsk, Russian Federation)

**Аннотация.** Широкое использование стеллажных кранов-штабелеров обусловлено распространением автоматизированных складов. Снижение затрат энергии при использовании кранов-штабелеров является одним из основных направлений их совершенствования. Разработка математических имитационных моделей кранов-штабелеров позволяет определять затраты энергии на перемещение грузов на этапе проектирования и проведения научных исследований. Для новой конструкции стеллажного крана-штабелера, имеющего поворотную стрелу с перемещающейся по ней в радиальном направлении грузовой кареткой, была разработана математическая модель в виде системы дифференциальных уравнений Лагранжа второго порядка. Система дифференциальных уравнений учитывала потери энергии по модели вязкого трения в подвижных звеньях стрелы и грузовой каретки крана. Для этого при выводе дифференциальных уравнений использовалась функция Релея, а также аналитические выражения потенциальной и кинетической энергии подвижных звеньев крана, которые были продифференцированы. При помощи типовых блоков системы имитационного моделирования SimInTech, полученная система дифференциальных уравнений была реализована в виде блочной диаграммы. Использование блоков пропорционально-интегрально-дифференцирующих регуляторов в имитационной модели позволило реализовать принцип отработки заданной траектории перемещения звеньев крана, а численное интегрирование текущих мощностей приводов стрелы и каретки, позволило определить накопленный суммарный расход энергии приводов на заданном перемещении. Текущие значения мощностей приводов определялись как произведения моментов и сил приводов на скорости соответствующих звеньев стрелы и каретки. В качестве примера, при запуске имитационной модели получены временные зависимости координат стрелы и грузовой каретки крана, а также моментов и сил приводов, мощностей и работ при перемещении из точки с нулевыми координатами в точку с заданными координатами и обратно. Разработанная имитационная математическая модель предназначена для определения затрат энергии в приводах крана новой конструкции с поворотной стрелой при заданных перемещениях звеньев, а также, в перспективе, для проверки алгоритмов управления.

**Abstract.** The widespread use of racking stacker cranes is due to the spread of automated warehouses. Reduction of energy costs when using stacker cranes is one of the main directions of their improvement. The development of mathematical simulation models of stacker cranes allows to determine the energy costs of cargo movement at the stage of design and research. For a new design of the racking crane-stacker, having a rotary boom with a cargo carriage moving along it in the radial direction, a mathematical model in the form of a system of Lagrange differential equations of the second order has been developed. The system of differential equations took into account the energy losses according to the model of viscous friction in the moving links of the boom and the load carriage of the crane. For this purpose, when deriving the differential equations, the Rayleigh function was used, as well as analytical expressions of the potential and kinetic energies of the moving links of the crane, which were differentiated. With the help of typical blocks of the Russian simulation modeling system SimInTech, the obtained system of differential equations was realized in the form of a block diagram. The use of blocks of proportional-integral-differentiating regulators in the simulation model allowed to realize the principle of working out the given trajectory of movement of the crane links, and the numerical integration of the current powers of the boom and carriage drives allowed to determine the accumulated total energy consumption of the drives at a given displacement. The current values of drive powers were determined as products of moments and forces of drives on the speeds of the corresponding links of the boom and carriage. As an example, when running the simulation model, the time dependences of the coordinates of the boom and load carriage of the crane, as well as the moments and forces of the drives, power and work during the movement from a point with zero coordinates to a point with specified coordinates and back. The developed simulation mathematical model is intended to determine the energy costs in the drives of a new design crane with a rotating boom at given displacements of links, as well as, in the future, to verify the control algorithms.



**Ключевые слова:** кран-штабелер, поворотная стрела, стеллажный, энергия, диссипация.

**Keywords:** stacker crane, rotary boom, racking, energy, dissipation.

**Дата получения статьи:** 12.08.2023

**Date of manuscript reception:** 12.08.2023

**Дата принятия к публикации:** 19.09.2023

**Date of acceptance for publication:** 19.09.2023

**Дата публикации:** 25.12.2023

**Date of publication:** 25.12.2023

**Сведения об авторах:**

**Корытов Михаил Сергеевич** – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Автомобильный транспорт» ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет», *e-mail: kms142@mail.ru*.

ORCID: 0000-0002-5104-7568

**Безродина Анжела Евгеньевна** – аспирант кафедры «Автомобильный транспорт» ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет», *e-mail: likasedova@list.ru*.

ORCID: 0000-0001-6362-8557

**Authors' information:**

**Mikhail S. Korytov** – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of Department of Automobile transport at Siberian State-Impact Automobile and Road University, *e-mail: kms142@mail.ru*.

ORCID: 0000-0002-5104-7568

**Angela E. Bezrodina** – postgraduate student at Department of Automobile Transport at Siberian State-Impact Automobile and Road University, *e-mail: likasedova@list.ru*.

ORCID: 0000-0001-6362-8557

## 1. Введение

Современное складское хозяйство предполагает использование автоматизированных средств погрузки и выгрузки объектов складирования [1, 2].

Основным видом используемых при этом средств производства являются стеллажные краны-штабелеры [3, 4]. Тенденции развития кранов-штабелеров заключаются в повышении их производительности, скоростей перемещения звеньев, повышении точности позиционирования, снижении затрат энергии на перемещения, применении автоматизации рабочих движений [5-7]. Авторами была выдвинута гипотеза, что изменение конструкции стеллажного крана-штабелера одновременно с формой сооружения склада, который он обслуживает, способно существенно сократить затраты энергии на перемещение звеньев крана и груза. Была предложена конструкция стеллажного крана-штабелера со стрелой [8], обладающая новизной, которая, согласно проведенным предварительным расчетам, способна обеспечить существенно меньший расход энергии при работе в складах сравнительно малой вместимости [9].

Для уточненного определения характеристик машин, в том числе затрат энергии в динамическом режиме работы, на этапе проектирования и выполнения научно исследовательских работ, широко используются математические модели объектов [10].

Необходимо разработать математическую модель крана-штабелера с поворотной стрелой, позволяющую определять затраты энергии в приводах крана при заданных рабочих перемещениях звеньев.

## 2. Постановка задачи

Необходимо вывести систему обыкновенных дифференциальных уравнений, решение которой позволяет моделировать движения механической системы крана-штабелера с поворотной стрелой (рис. 1). На основе выведенной системы обыкновенных дифференциальных уравнений должна быть создана программная реализация математической модели крана-штабелера с поворотной стрелой, использование которой позволит определять затраты энергии в приводах крана для заданных перемещений подвижных звеньев и груза.

На затраты энергии при перемещениях влияют не только начало и окончание движения звеньев крана с ускорением, но и потери на диссипацию энергии в приводах и шарнирах, которые также должны учитываться в математической модели и ее программной реализации.

В расчетной схеме (рис. 1) и модели приняты следующие обозначения:  $\varphi$  – угол отклонения стрелы от вертикали;  $R$  – радиальная координата центра масс каретки с грузом относительно оси вращения стрелы;  $m_s$  – масса стрелы с противовесом;  $m_p$  – мас-

са каретки с грузом;  $l_{gs}$  – длина от оси стрелы до ее центра масс, с учетом противовеса;  $I_s$  – момент инерции стелы с противовесом относительно оси вращения;  $b_w$  – коэффициент

сопротивления повороту стрелы;  $b_r$  – коэффициент сопротивления радиальному перемещению каретки с грузом.

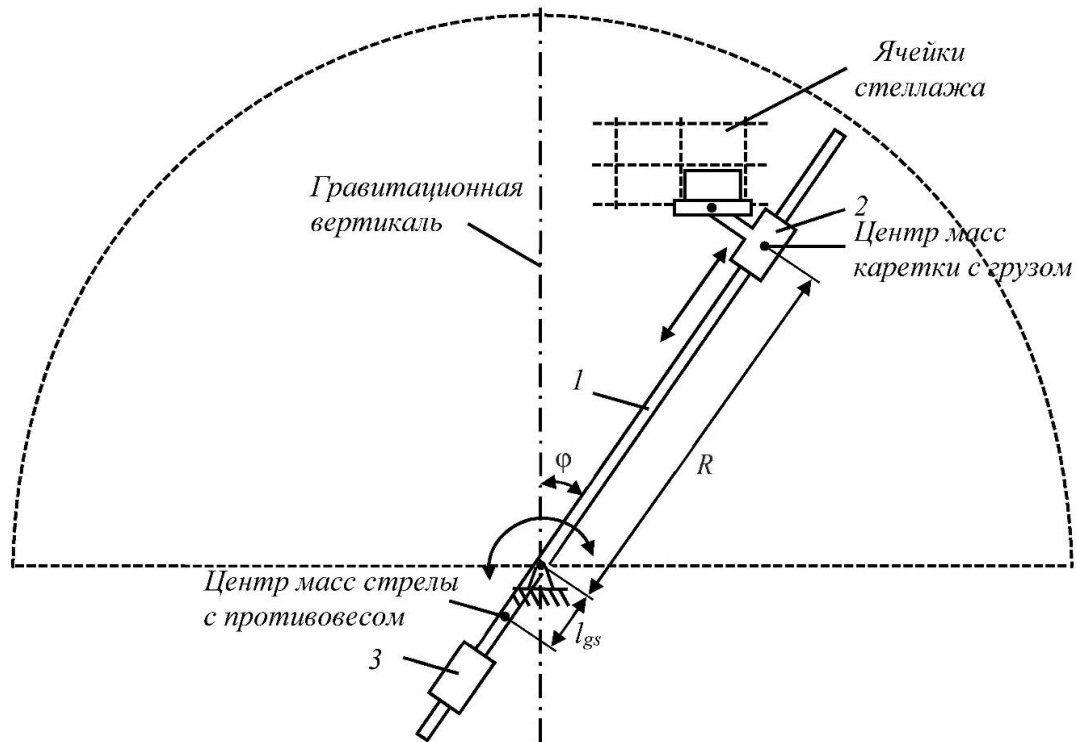


Рис. 1. Расчетная схема стеллажного крана-штабелера с поворотной стрелой

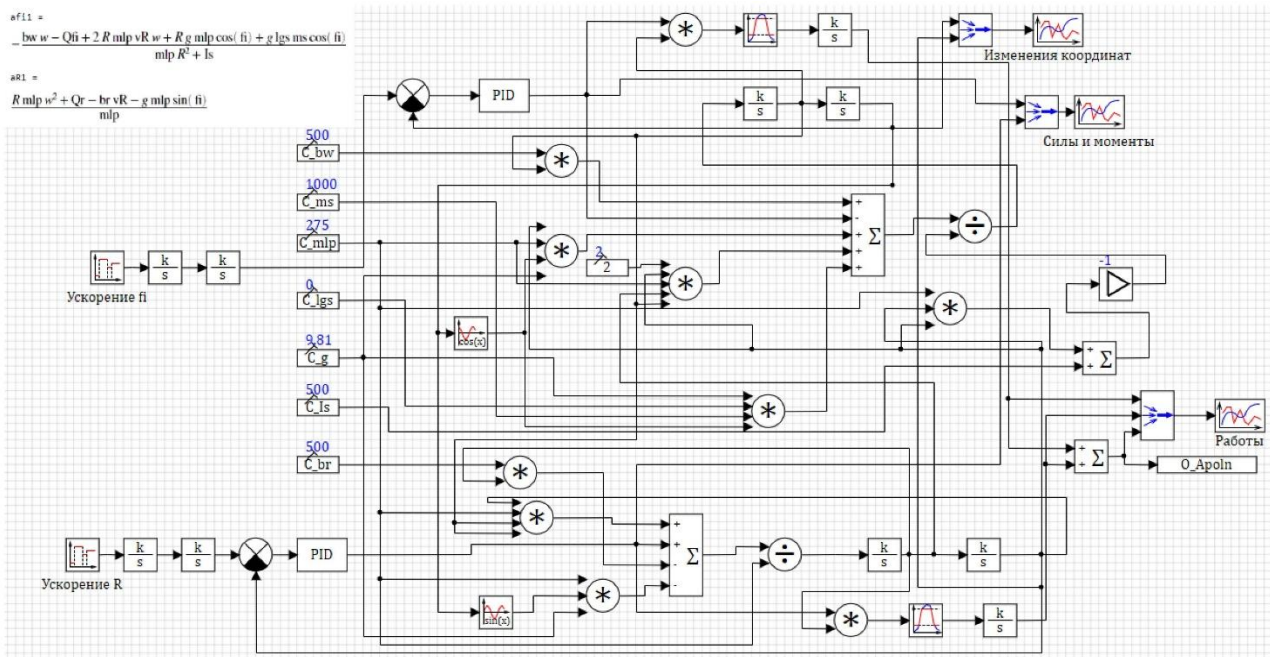


Рис. 2. Имитационная математическая модель крана-штабелера с поворотной стрелой в обозначениях SimInTech

№	Имя	Название	Тип данных	Формула	Значение	Способ расчёта
1	bw	Козф-т сопрот. повороту стрелы	Вещественное		500	Переменная
2	ms	Масса стрелы	Вещественное		1000	Переменная
3	mlp	Масса каретки с грузом	Вещественное		275	Переменная
4	lgs	Длина от оси стрелы до ее ц.масс (с учетом противовеса)	Вещественное		0	Переменная
5	g	Ускорение свободного падения	Вещественное		9.81	Переменная
6	Is	Момент инерции стелы с противовесом относительно оси ...	Вещественное		500	Переменная
7	br	Козф-т сопрот. передвижению каретки	Вещественное		500	Переменная

а)

№	Имя	Название	Тип данных	Формула	Значение	Способ расчёта
1	tfi	Вектор временных интервалов ускорений по fi	Массив		[0, 0, ...]	Переменная
2	aFi	Вектор значений ускорений по fi	Массив		[0, 0, ...]	Переменная
3	tR	Вектор временных интервалов ускорений по R	Массив		[1, 9, ...]	Переменная
4	aR	Вектор значений ускорений по R	Массив		[0.8, 0, ...]	Переменная
5	fi0	Начальный угол поворота стрелы	Вещественное		3.1415...	Переменная

б)

№	Имя	Название	Тип данных	Формула	Значение	Способ расчёта
1	Apoln	Работа полная	Вещественное		6335.444	Переменная

в)

Рис. 3. Сигналы базы данных SimInTech имитационной модели крана-штабелера с поворотной стрелой: а) конструктивные параметры; б) параметры перемещений; в) работа полная

### 3. Вывод системы дифференциальных уравнений

Уравнения Лагранжа динамической системы крана-штабелера с поворотной стрелой с учетом сил диссипации будут иметь вид [9, 10]:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) + \frac{\partial F}{\partial \dot{q}_j} - \frac{\partial (T - U)}{\partial q_j} = Q_j, j=1, 2, \quad (1)$$

где  $T(\dot{q}_1, \dot{q}_2)$  – кинетическая энергия динамической системы;  $U(q_1, q_2)$  – потенциальная энергия системы;  $F(\dot{q}_1, \dot{q}_2)$  – диссипативная функция Релея;  $Q_j(t)$  – обобщенные силы;  $t$  – время.

Механическая система крана-штабелера с поворотной стрелой (рис. 1) обладает двумя степени свободы. Во-первых, это поворот стрелы относительно своей оси вращения на угол  $\varphi$ . Во-вторых, это перемещение центра масс каретки с грузом в радиальном направлении вдоль стрелы на расстояние  $R$  от оси стрелы.

Кинетическая энергия динамической системы определялась выражением [14]

$$T = \frac{I_s \dot{\varphi}^2 + m_p (R^2 \dot{\varphi}^2 + \dot{R}^2)}{2}. \quad (2)$$

Потенциальная энергия определялась выражением [14]

$$U = R \cdot g \cdot m_p \cdot \sin(\varphi) + g \cdot l_{gs} \cdot m_s \cdot \sin(\varphi). \quad (3)$$

Функция Релея учитывала диссипацию энергии при изменении одной угловой и одной линейной координат в приводах стрелы и грузовой каретки с грузом соответственно. Использовалась модель вязкого трения. Функция Релея для вывода системы дифференциальных уравнений имела вид:

$$F = \frac{b_r \cdot \dot{R}^2}{2} + \frac{b_w \cdot \dot{\varphi}^2}{2}. \quad (4)$$

Выражения (2)-(4) после соответствующего дифференцирования согласно (1) образовывали следующую систему дифференциальных уравнений второго порядка:

$$\begin{cases} \left( I_s \cdot \ddot{\varphi} + b_w \cdot \dot{\varphi} + R^2 \cdot \ddot{\varphi} \cdot m_{lp} + 2 \cdot R \cdot m_{lp} \cdot \dot{R} \cdot \dot{\varphi} + \right. \\ \left. + R \cdot g \cdot m_{lp} \cdot \cos(\varphi) + g \cdot l_{gs} \cdot m_s \cdot \cos(\varphi) = Q_\varphi \right); \\ \left( -R \cdot m_{lp} \cdot \ddot{\varphi} + \ddot{R} \cdot m_{lp} + b_r \cdot \dot{R} + \right) \\ \left( + g \cdot m_{lp} \cdot \sin(\varphi) = Q_R \right) \end{cases} \quad (5)$$

Система (5) при преобразовании в форму Коши будет иметь вид:

$$\begin{cases} \ddot{\varphi} = - \frac{\left( b_w \cdot \dot{\varphi} - Q_\varphi + 2 \cdot R \cdot m_{lp} \cdot \dot{R} \cdot \dot{\varphi} + \right. \\ \left. R g m_{lp} \cos(\varphi) + g l_{gs} m_s \cos(\varphi) \right)}{m_{lp} \cdot R^2 + I_s}; \\ \ddot{R} = \frac{R \cdot m_{lp} \cdot \dot{\varphi}^2 + Q_R - b_r \cdot \dot{R} - g \cdot m_{lp} \cdot \sin(\varphi)}{m_{lp}}. \end{cases} \quad (6)$$

Она может быть решена известными численными методами решения систем дифференциальных уравнений. Система (6) описывает динамику крана-штабелера с поворотной стрелой, совершающего рабочие движения.

#### 4. Реализация модели в программной среде SimInTech

Для практической реализации полученной системы дифференциальных уравнений (6) была использована российская среда динамического моделирования и программирования SimInTech (рис. 2) [15]. Она может рассматриваться как аналог зарубежных систем имитационного моделирования MATLAB/Simulink, SCILAB/Xcos и др.

В имитационной модели, представленной на рис. 2, использованы основные алгебраические блоки SimInTech: *Константа*, *Сумматор*, *Перемножитель*, *Делитель*, *Сравнивающее устройство*. Для моделирования

дифференциальных уравнений использовался блок *Интегратор*. Блок *Кусочно-постоянная* использовался для формирования заданных кусочно-постоянных значений ускорений двух управляемых координат крана: угла поворота стрелы и радиального смещения центра масс каретки с грузом относительно оси вращения стрелы. Блок *Временной график* использовался для визуализации зависимостей выходных параметров модели: координат, сил, моментов и работ в приводах. В качестве вспомогательных использовались блок *Мультиплексор*, соединяющий несколько скалярных сигналов в один векторный, и блок *Запись в список сигналов*, передающий значения из имитационной модели в базу данных. Блок *ПИД-регулятор* использовался для преобразования рассогласования между заданным и фактическим значениями координат звеньев в текущее значение момента или силы привода управляемой координаты, минимизирующего рассогласование.

На рис. 3 представлены окна базы данных разработанной имитационной модели в среде SimInTech. Все сигналы модели в единой общей категории *Данные*, были разделены на три группы по выполняемым функциям. Это группа конструктивных параметров *C*, группа параметров для задания требуемых перемещений подвижных звеньев *P*, и группа *O*, включающая выходной параметр – сумму работ приводов крана на рассматриваемом перемещении (рис. 3).

Методика определения временных интервалов при равноускоренном движении [16] использовалась для определения зависимостей заданных координат звеньев крана от времени. При этом ускорение подвижного звена крана (стрелы, каретки с грузом) принимало три дискретных значения  $[-a_{\max}; 0; a_{\max}]$ , а значение скорости изменялось непрерывно, но ограничивалось интервалом предельных значений  $[-v_{\max}; v_{\max}]$ . По заданным перемещениям в методике определялись временные интервалы движения с положительным, нулевым и отрицательным ускорениями. Реализация заданных перемещений звеньев с ограничениями по скоростям осуществлялась при помощи блоков *Кусочно-постоянная* (на выходе двух данных блоков формировались значения ускорений стрелы

и каретки), и 4 блоков *Интегратор*, соединенных попарно последовательно, и преобразующих ускорения в скорости, а затем в требуемые перемещения  $\varphi_{treb}(t)$ ,  $R_{treb}(t)$  подвижных звеньев стрелы и каретки.

Для этого величины  $d\varphi = \varphi_{treb}(t) - \varphi(t)$ ,  $dR = R_{treb}(t) - R(t)$ , представляющие собой разности фактических и требуемых (заданных) в данный момент времени координат стрелы и каретки, подаются на входы блоков *ПИД-регулятор*. Указанные блоки формируют на выходе обобщенные момент  $M_\varphi$  и сила  $Q_R$ , которые и осуществляют движение подвижных звеньев по заданной траектории, минимизируя величины  $d\varphi$  и  $dR$ .

Умножение момента  $M_\varphi$  и силы  $Q_R$  на соответствующие скорости изменения обобщенных координат позволяет получить временные зависимости мощностей:

$$N_\varphi(t) = M_\varphi(t) \cdot \dot{\varphi}(t); N_R(t) = Q_R(t) \cdot \dot{R}(t). \quad (7)$$

Далее численное интегрирование текущих значений мощностей приводов  $N_\varphi$  и  $N_R$  при помощи блоков *Интегратор* позволило определить затраты энергии приводов стрелы и каретки, т.е. работы приводов:

$$A_\varphi(t) = \int N_\varphi(t) dt; A_R(t) = \int N_R(t) dt. \quad (8)$$

При суммировании накапливаемых значений двух работ  $A_\varphi$  и  $A_R$ , в конечный момент времени переходного процесса выдается полная работа приводов крана  $A_\Sigma$ :

$$A_\Sigma = \int_{t=0}^{T_{kon}} N_\varphi(t) dt + \int_{t=0}^{T_{kon}} N_R(t) dt. \quad (9)$$

Поскольку при составлении модели было принято допущение о том, что при торможении подвижных звеньев энергия не расходуется и не накапливается, минимальные текущие значения мощностей приводов  $N_\varphi$  и  $N_R$  ограничивались нулевыми значениями. Для этого в модели использовались блоки *Ограничитель*.

Поскольку основу математической модели крана составляют дифференциальные уравнения второго порядка (6), наиболее важными в модели являются блоки *Интегратор*, в количестве 4-х штук, соединенные попарно последовательно, и находящиеся в центре модели.

Они интегрируют ускорения  $\ddot{\varphi}$  и  $\ddot{R}$  стрелы и каретки соответственно. Данные

ускорения формировались в модели с использованием переменных и их первых производных по уравнениям (6).

## 5. Результаты экспериментов

На рис. 4, 5 приведены временные зависимости параметров координат стрелы и каретки, погрешностей их реализации (разностей), обобщенных моментов и сил приводов, а также работ, полученных при заданных перемещениях на 1,25 рад стрелы и на 7 м каретки. Перемещение каретки с грузом в целевую точку с координатами, указанными выше, плавная остановка и последующий возврат выполнялись из начальной точки с нулевыми координатами.

Требуемые и фактические координаты крана  $\varphi$  и  $R$  (рис. 4, а) визуально совпадают. При помощи двух блоков *ПИД-регулятор* формируются временные зависимости разностей требуемых и фактических координат  $d\varphi$  и  $dR$  (рис. 4, б). Минимизацию  $d\varphi$  и  $dR$  обеспечивают момент  $M_\varphi$  и сила  $Q_R$ . Последние реализуются приводами стрелы и каретки соответственно (рис. 5, а). На рис. 5, б, приведены временные зависимости работ приводов стрелы и каретки  $A_\varphi$  и  $A_R$ , и суммарной работы  $A_\Sigma$  на рассматриваемой в качестве примера траектории перемещений.

## 6. Обсуждение результатов

На графиках, на которых приведены временные зависимости работ  $A_\varphi$ ,  $A_R$  и  $A_\Sigma$ , горизонтальность некоторых участков соответствует перемещениям подвижных звеньев в режиме управляемого торможения, когда, согласно сделанным допущениям, энергия приводами не расходуется.

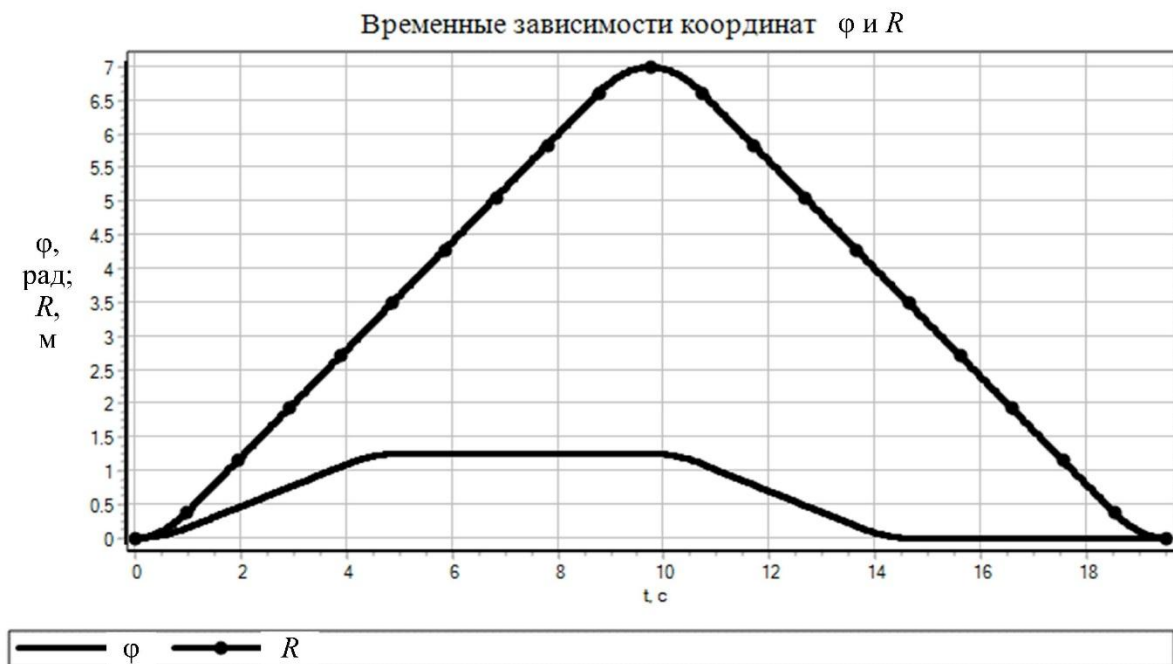
Сумма работ приводов  $A_\Sigma$  соответствует полным затратам энергии при перемещении. В конечный момент времени рассматриваемого в качестве примера процесса суммарная работа составила 22156 Дж.

## 7. Заключение

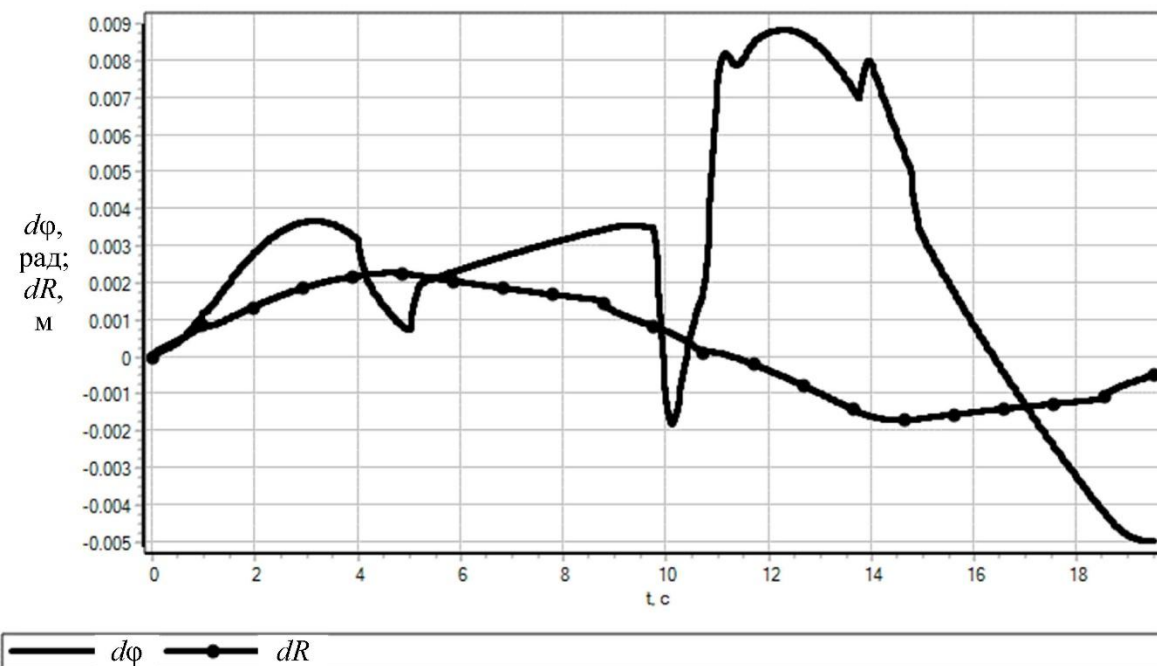
Представлена имитационная математическая модель стеллажного крана-штабелера с поворотной стрелой, которая позволяет ис-

следовать большие пространственные перемещения звеньев крана, повороты стрелы на 180 градусов. В модели, которая составлена из типовых блоков системы математического

моделирования SimInTech, учитываются потери энергии в приводах подвижных звеньев по модели вязкого трения.



а)



б)

Рис. 4. Пример временных зависимостей: а - координаты стрелы и каретки; б - соответствующие им разности требуемых и фактических значений координат крана

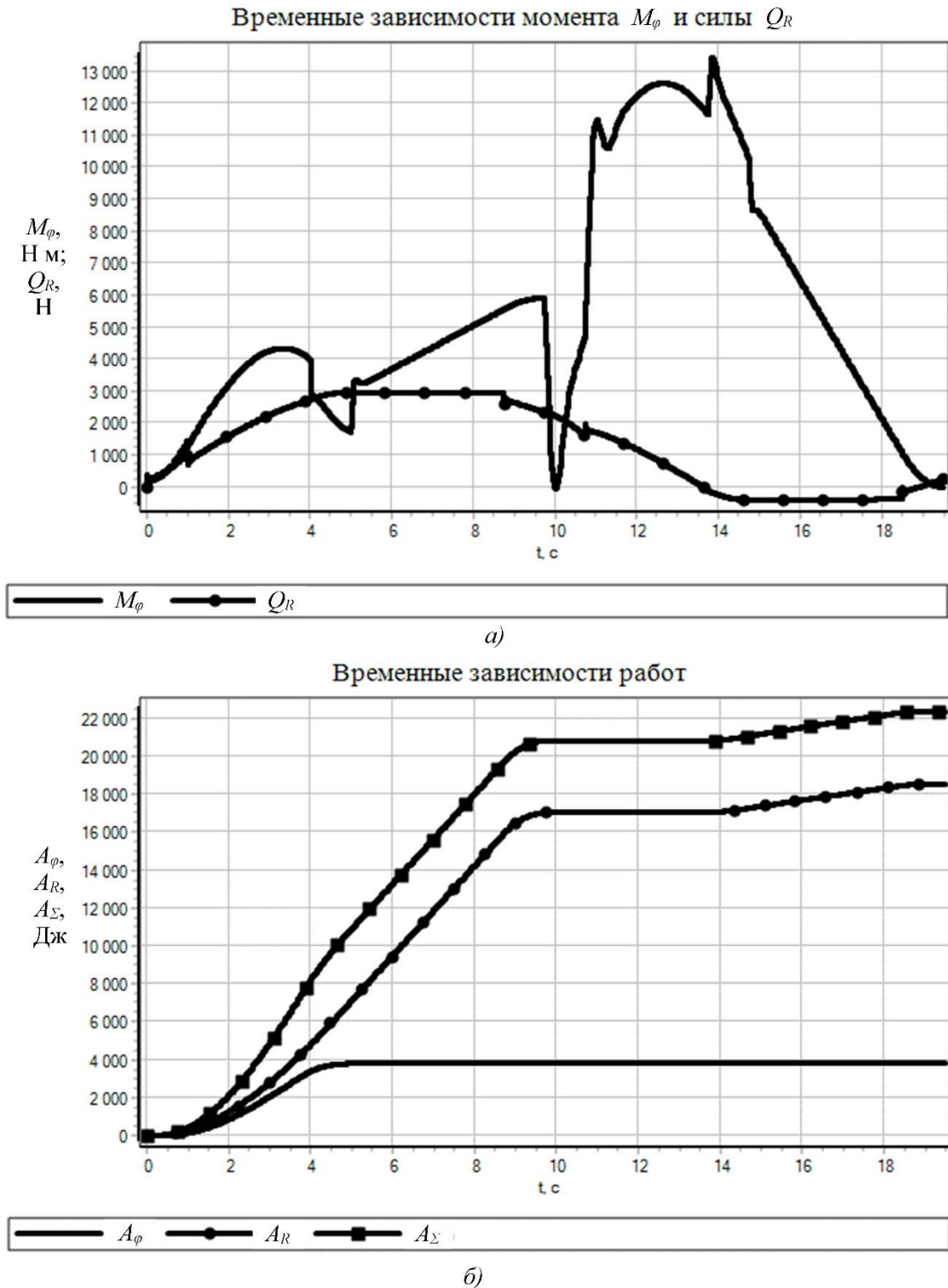


Рис. 5. Пример временных зависимостей: а – силы приводов; б - соответствующие им работы приводов крана

В основу модели положена система из двух дифференциальных уравнений Лагранжа второго порядка. Для вывода дифференциальных уравнений модели использовались аналитические выражения диссипативной

функции Релея и частных производных потенциальной и кинетической энергии динамической системы крана.

Разработанная математическая модель предназначена для определения затрат энер-

гии, а также, при необходимости, мощностей, моментов и сил в приводах крана, соответствующих заданным перемещениям подвижных звеньев.

Модель вязкого трения использовалась для описания диссипации энергии, возникающей при вращении стрелы крана и поступательном движении каретки по стреле. Силовые воздействия на подвижные звенья, обеспечивающие движение по траекториям, близким к заданным, формировались при помощи двух ПИД-регуляторов. Для этого использовались соответствующие блоки системы SimInTech.

### Список литературы

1. Zaerpour N., Gharehgozli A., De Koster R. Vertical expansion: a solution for future container terminals // *Transportation Science*. 2019. Vol. 53. No. 5. Pp. 1235-1251. doi: 10.1287/trsc.2018.0884
2. Geyer E., Arndt T., Mehling U. Construction of a new logistics center in Flieden // *Beton- und Stahlbetonbau*. 2021. Vol. 116. Pp. 88-90. doi: 10.1002/best.202100003
3. Srisurin P., Pimpanit P., Jarumaneeroj P. Evaluating the long-term operational performance of a large-scale inland terminal: A discrete event simulation-based modeling approach // *PLOS ONE*. 2022. Vol. 17. Pp. e0278649. doi: 10.1371/journal.pone.0278649
4. Diwold J., Kolar B., Schöberl M. Flatness analysis for the sampled-data model of a single mast stacker crane // *IFAC-PapersOnLine*. 2023. Vol. 56. No. 1. Pp. 222-227. doi: 10.1016/j.ifacol.2023.02.038
5. Huang Q., Ye Y., Zhu Z., Lu T. Route-optimization based storage allocation algorithm in intelligent high-bay warehouses // *2021 4th International conference on intelligent autonomous systems (ICOIAS 2021)*. 2021. pp. 240-245. doi: 10.1109/ICoIAS53694.2021.00050
6. Rucker A., Rief J., Fottner J. An investigation of mean energy demand, performance and reference cycles for stacker cranes // *FME Transactions*. 2020. Vol. 48. No. 2. pp. 307-312. doi: 10.5937/fme2002307R
7. Rucker A., Rief J., Fottner J. Development of a method for the energy efficiency de-

Модель позволяет определять энергетические затраты, зависящие от перемещений, при выполнении рабочих циклов крана предложенной конструкции с поворотной стрелой. А также проводить сравнение различных заданных траекторий перемещения грузов по критериям энергетических и временных затрат.

Перспективным направлением использования разработанной математической модели может выступать вычислительная верификация численных и аналитических алгоритмов управления краном новой конструкции.

### References

1. Zaerpour N., Gharehgozli A., De Koster R. Vertical expansion: a solution for future container terminals. *Transportation Science*, 2019, Vol. 53, No. 5, pp. 1235-1251. doi: 10.1287/trsc.2018.0884
2. Geyer E., Arndt T., Mehling U. Construction of a new logistics center in Flieden. *Beton- und Stahlbetonbau*, 2021, Vol. 116, pp. 88-90. doi: 10.1002/best.202100003
3. Srisurin P., Pimpanit P., Jarumaneeroj P. Evaluating the long-term operational performance of a large-scale inland terminal: A discrete event simulation-based modeling approach. *PLOS ONE*, 2022, Vol. 17, pp. e0278649. doi: 10.1371/journal.pone.0278649
4. Diwold J., Kolar B., Schöberl M. Flatness analysis for the sampled-data model of a single mast stacker crane. *IFAC-PapersOnLine*, 2023, Vol. 56, No. 1, pp. 222-227. doi: 10.1016/j.ifacol.2023.02.038
5. Huang Q., Ye Y., Zhu Z., Lu T. Route-optimization based storage allocation algorithm in intelligent high-bay warehouses. *2021 4th International conference on intelligent autonomous systems (ICOIAS 2021)*, 2021, pp. 240-245. doi: 10.1109/ICoIAS53694.2021.00050
6. Rucker A., Rief J., Fottner J. An investigation of mean energy demand, performance and reference cycles for stacker cranes. *FME Transactions*, 2020, Vol. 48, No. 2, pp. 307-312. doi: 10.5937/fme2002307R
7. Rucker A., Rief J., Fottner J. Development of a method for the energy efficiency de-



termination of stacker cranes in automated high-bay warehouses // *FME Transactions*. 2020. Vol. 48. No. 4. pp. 753-760. doi: 10.5937/fme2004753R

8. Кобытов М.С., Безродина А.Е. Стеллажный кран-штабелер с поворотной стрелой // *Вестник СибАДИ*. 2022. Т.19. № 4(86). С. 474-483. doi: 10.26518/2071-7296-2022-19-3-474-483

9. Кобытов М.С., Безродина А.Е. Сравнительный анализ затрат энергии при работе кранов-штабелеров // *Подъемно-транспортное дело*. 2021. № 4-6. С. 5-10.

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

11. Sun B., Zhang X., Qiao H., Li G., Chen Y. Multi-type resources collaborative scheduling in automated warehouse with fuzzy processing time // *Journal of intelligent & fuzzy systems*. 2020. Vol. 39. No. 1. Pp. 899-910. doi: 10.3233/JIFS-191827

12. Беленький И.М. Введение в аналитическую механику. М.: Высш. школа, 1964. 324 с.

13. Зотеv В.Е. Параметрическая идентификация диссипативных механических систем на основе разностных уравнений / Под ред. В.П. Радченко. М.: Машиностроение, 2009. 344 с.

14. Omar F., Karray F., Basir O., Yu L. Autonomous overhead crane system using a fuzzy logic controller // *Journal of vibration and control*. 2004. Vol. 10, Issue 9. Pp. 22-28.

15. Božek P., Nikitin Y. The Development of an Optimally-Tuned PID Control for the Actuator of a Transport Robot // *Actuators*. 2021. Vol. 10 No. 8. Pp. 195. doi: 10.3390/act10080195

16. Кобытов М.С., Безродина А.Е. Разработка математической модели стеллажного крана-штабелера с учетом диссипации энергии // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. 2023. № 2. С. 134-144. doi: 10.22281/2413-9920-2023-09-02-134-144

termination of stacker cranes in automated high-bay warehouses. *FME Transactions*, 2020, Vol. 48, No. 4, pp. 753-760. doi: 10.5937/fme2004753R

8. Korytov M.S., Bezrodina A.E. Stellazhnyy kran-shtabeler s povorotnoy streloy [Stacker crane with slewing boom]. *Vestnik SibADI*, 2022, Vol. 19, No. 4(86), pp. 474-483. doi: 10.26518/2071-7296-2022-19-3-474-483 (In Russian)

9. Korytov M.S., Bezrodina A.E. Sravnitel'niy analiz zatrat energii pri rabote kranov-shtabelerov [Comparative analysis of energy costs in stacker crane operation]. *Podemno-transportnoe delo*, 2021, No. 4-6, pp. 5-10. (In Russian)

10. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Obshchiy podkhod k sozdaniyu tsifrovyykh dvoynikov mobilnykh kanatnykh dorog na osnove mobilnykh transportno-peregruzochnykh kanatnykh kompleksov [A general approach to the creation of digital twins of mobile ropeways on the basis of mobile ropeway transport and transfer complexes]. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2022, No. 1, pp. 38-60. doi: 10.22281/2413-9920-2022-08-01-38-60 (In Russian)

11. Sun B., Zhang X., Qiao H., Li G., Chen Y. Multi-type resources collaborative scheduling in automated warehouse with fuzzy processing time. *Journal of intelligent & fuzzy systems*, 2020, Vol. 39, No. 1, pp. 899-910. doi: 10.3233/JIFS-191827

12. Belenkiy I.M. *Vvedenie v analiticheskuyu mekhaniku* [Introduction to Analytical Mechanics]. Moscow, High School, 1964. 324 p. (In Russian)

13. Zoteev V.E. *Parametricheskaya identifikatsiya dissipativnykh mekhanicheskikh si-stem na osnove raznostnykh uravneniy* [Parametric identification of dissipative mechanical systems based on difference equations]. Edited by V.P. Radchenko. Moscow, Machinostroenie, 2009. 344 p. (In Russian)

14. Omar F., Karray F., Basir O., Yu L. Autonomous overhead crane system using a fuzzy logic controller. *Journal of vibration and control*, 2004, Vol. 10, No.9, pp. 22-28.

15. Božek P., Nikitin Y. The Development of an Optimally-Tuned PID Control for the

- ‡ Actuator of a Transport Robot. *Actuators*,  
‡ 2021, Vol. 10, No. 8, pp. 195.  
‡ doi: 10.3390/act10080195  
‡  
‡ 16. Korytov M.S., Bezrodina A.E.  
‡ Razrabotka matematicheskoy modeli  
‡ stellazhnogo krana-shtabelera s uchetom  
‡ dissipatsii energii [Development of a mathe-  
‡ matical model of a stacker crane taking  
‡ into account energy dissipation]. *Nauchno-*  
‡ *tekhnicheskij vestnik Bryanskogo*  
‡ *gosudarstvennogo universiteta*, 2023, No. 2,  
‡ pp. 134-144. doi: 10.22281/2413-9920-2023-  
‡ 09-02-134-144 (In Russian)

УДК (UDC) 625.1/.5

АПРОКСИМАЦИЯ СТАТИЧЕСКОЙ УПРУГОЙ ЛИНИИ НЕСУЩЕГО КАНАТА  
ПРИ ТЯГОВОМ РАСЧЕТЕ ОДНОПРОЛЕТНЫХ МОБИЛЬНЫХ КАНАТНЫХ ДОРОГAPPROXIMATION OF THE STATIC ELASTIC LINE OF THE CARRYING ROPE IN  
THE TRACTION CALCULATION OF SINGLE-SPAN MOBILE ROPEWAYSЛагерев А.В.  
Lagerev A.V.Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)  
Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)

**Аннотация.** В процессе эксплуатации грузовых и пассажирских подвесных канатных дорог несущие тяговые канаты подвержены естественному провисанию под действием собственного веса, транспортируемого груза или пассажирских кабин, ветрового и температурного воздействия. Умение моделировать геометрическую форму каната с учетом условий и режимов эксплуатации канатных дорог оказывается необходимым при проектировании и моделировании рабочих процессов в канатной системе, оптимизации конструкции и характеристик приводного и натяжного механизмов. В данной статье представлена методика определения аналитической зависимости, аппроксимирующей конфигурацию статической упругой линии несущего каната, применительно к задаче тягового расчета одноканатных однопролетных мобильных канатных дорог. Особенностью предложенного подхода является учет неравенства усилий натяжения несущего-тягового каната на концах пролета, что позволяет более адекватно отразить реальную ситуацию.

**Ключевые слова:** канатная дорога, несущий канат, провисание, аппроксимация упругой линии.

**Дата получения статьи:** 14.08.2023  
**Дата принятия к публикации:** 01.10.2023  
**Дата публикации:** 25.12.2023

**Сведения об авторах:**

**Лагерев Александр Валерьевич** – доктор технических наук, профессор, заместитель директора по научной работе НИИ фундаментальных и прикладных исследований ФГБОУ ВПО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», e-mail: [bsu-avl@yandex.ru](mailto:bsu-avl@yandex.ru).  
ORCID: 0000-0003-0380-5456

**Abstract.** During the operation of cargo and passenger aerial ropeways, carrying-traction ropes are subject to natural sagging under the influence of their own weight, transported cargo or passenger cabins, wind and temperature effects. The ability to model the geometric shape of a rope, taking into account the conditions and operating modes of ropeways, is necessary when designing and modeling work processes in the rope system, optimizing the design and characteristics of the drive and tension mechanisms. This article presents a method for determining the analytical dependence approximating the configuration of the static elastic line of the carrying-traction rope, in relation to the problem of traction calculation of single-channel single-span mobile ropeways. The peculiarity of the proposed approach is to take into account the inequality of the tension forces of the carrying-traction rope at the ends of the span, which makes it possible to more adequately reflect the real situation.

**Keywords:** ropeway, carrying rope, sagging, approximation of an elastic line.

**Date of manuscript reception:** 14.08.2023  
**Date of acceptance for publication:** 01.10.2023  
**Date of publication:** 25.12.2023

**Authors' information:**

**Alexander V. Lagerev** - Doctor of Technical Sciences, Professor, Vice director of Research Institute of Fundamental and Applied Research, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University,  
e-mail: [bsu-avl@yandex.ru](mailto:bsu-avl@yandex.ru).  
ORCID: 0000-0003-0380-5456

**Благодарности**

Исследование выполнено при поддержке Российского научного фонда (проект № 22-29-00798)

**Acknowledgements**

The study was supported by the grant of Russian science Foundation (project No. 22-29-00798)

## 1. Введение

Мобильные канатные дороги в настоящее время рассматриваются как один из перспективных видов грузового или грузо-пассажирского транспорта [1]. Несмотря на значительное естественное сходство [2], которое имеют между собой мобильные и уже хорошо зарекомендовавшие стационарные канатные дороги, тем не менее, реализация функции мобильности требует не только внедрения новых специфических конструкций аналогичных механизмов и узлов, но также разработки и использования при проектировании новых специфических математических моделей и вычислительных алгоритмов [2-4].

Одной из наиболее ответственных и наиболее нагруженных систем подвесных канатных дорог является несущее-тяговая канатная система [5, 6]. Под действием собственного веса несущее-тягового каната и веса транспортируемого груза (включая грузозахватное устройство) в пролете между канатными шкивами однопролетной мобильной канатной дороги наблюдается статическое провисание несущее-тяговой канатной системы [6-8]. На статическое провисание дополнительно накладывается нестационарное динамическое провисание в виде колебательного процесса относительно статического положения вследствие действия инерционных нагрузок при движении каната и груза с переменной скоростью и ветрового воздействия на них [9-11].

## 2. Постановка задачи

Задача математического представления упругой линии провисания несущего каната под действием силы тяжести при расчете стационарных многопролетных и мобильных однопролетных канатных дорог рассматривалась ранее в ряде исследований. В частности, в [7, 12- 5] для аппроксимации упругой линии предварительно натянутого каната  $y(x)$  без учета дискретного размещения на нем транспортируемого груза (или нескольких грузов разного веса) предлагается параболическая зависимость вида

$$y(x) = -\frac{q}{2H}(lx - x^2) + c\frac{x}{l}, \quad (1)$$

где  $q$  - распределенная нагрузка на канат от собственного веса и внешней нагрузки;  $H$  - продольная сила натяжения каната;  $l$  - расстояние между опорами;  $c$  - разность высотного расположения концов закрепления каната на опорах.

В [16-19] для аппроксимации упругой линии предварительно натянутого каната  $y(x)$  без учета дискретного размещения на нем транспортируемого груза (или нескольких грузов разного веса) предлагается гиперболическая зависимость. В [16] она выражается суммированием провисания идеально гибкого нерастяжимого каната  $y_0(x)$ , характеризующегося формой цепной линии [20], и добавки, учитывающей упругость каната  $\delta y(x)$ :

$$y(x) = y_0(x) + \delta y(x)$$

или

$$y(x) = a \cosh\left(\frac{x-x_m}{a}\right) - c - \frac{g q_L}{2EA} a^2 \sinh^2\left(\frac{x-x_m}{a}\right),$$

где  $g$  - ускорение свободного падения;  $q_L$  - погонная масса каната;  $E$  - модуль упругости каната;  $A$  - площадь поперечного сечения каната;  $a$ ,  $x_m$ ,  $c$  - коэффициенты, определяющие конфигурацию каната, исходя из граничных условий его закрепления на опорах.

Очевидно, учет дискретности распределения сосредоточенных грузов вдоль продольной линии несущего каната требует использования более сложных математических зависимостей, основанных на использовании теории упругости канатных систем [21], и, как следствие, требует разработки специальных вычислительных алгоритмов преимущественно на основе численных методов (например, метода конечных элементов). В частности, подобные подходы и вычислительные алгоритмы рассмотрены в [22-24].

Как справедливо отмечено в [25], численный расчет конфигурации несущего каната между соседними опорами и провисания всей канатной системы в случае многоопорной канатной дороги от дискретно приложенных нагрузок от транспортируемого груза в этом случае занимает существенное

время, что затрудняет реализацию оптимизационного подхода при проектировании и моделировании эксплуатации канатных дорог. Это обстоятельство, несмотря на принципиальную возможность в настоящее время выполнять достаточно детальные расчеты конфигурации канатных систем с учетом дискретных нагрузок от транспортируемых грузов, не исключает потребность использования менее точных аппроксимаций конфигурации несущих и несуще-тяговых канатов стационарных и мобильных канатных дорог на основе простейших аналитических зависимостей.

Указанный подход был реализован при построении математических моделей техни-

$$q_{Rknm} = \sqrt{(q_{cabm} + q_{kn})^2 + (p_{cab} + p_{knm})^2} = \sqrt{\left( q_{kn0} d_{kn}^2 + \mu_m \frac{Q_{cab}}{n_{kn} L_{cab}} \right)^2 + w_0^2 \left( \eta_m C_{wkn} k_{wkn} d_{kn} + \mu_{wm} C_{wcab} k_{wcab} \frac{A_{cab}}{n_{kn} L_{cab}} \right)^2}, \quad (2)$$

где  $q_{cabm}$  - распределенная нагрузка на  $m$ -й несущий канат от транспортируемого груза или пассажирской кабины;  $q_{kn}$  - распределенная нагрузка от собственного веса каната;  $p_{cab}$  - горизонтальная поперечная составляющая ветрового давления на транспортируемый груз или пассажирскую кабину;  $p_{knm}$  - горизонтальная поперечная статическая составляющая ветрового давления на  $m$ -й несущий канат;  $d_{kn}$  - диаметр несущего каната;  $Q_{cab}$  - вес транспортируемого груза или пассажирской кабины;  $L_{cab}$  - расстояние между соседними грузами или кабинами;  $n_{kn}$  - число несущих канатов;  $q_{kn0}$  - эмпирический коэффициент [32];  $\mu_m, \mu_{wm}$  - коэффициенты неравномерности распределения весовой и ветровой нагрузки на  $m$ -й несущий канат от транспортируемого груза или пассажирской кабины;  $\eta_m$  - коэффициент ослабления давления ветра на поверхность  $m$ -го несущего каната для ряда параллельно расположенных канатов [33];  $w_0$  - нормативное значение ветрового давления [33] в зависимости от номера ветрового района [34];  $C_{wkn}, C_{wcab}$  - аэродинамические коэффициенты несущего каната [33] и транспортируемого груза или

ко-экономической оптимизации многопролетных стационарных канатных дорог с опорами произвольной высоты [26, 27] и унифицированными опорами дискретно-переменной высоты [28, 29], а также однопролетных мобильных канатных дорог маятникового типа [30, 31]. При этом, как было предложено в [32], совокупность распределенной нагрузки от собственного веса каната, сосредоточенных нагрузок от дискретно расположенных транспортируемых грузов и ветровой нагрузки представляется в виде комплексной распределенной нагрузки на  $m$ -й канат (при многоканатной подвесной системе):

пассажирской кабины;  $k_{wkn}, k_{wcab}$  - коэффициенты возрастания ветрового давления с высотой от поверхности [33], рассчитанные для высоты расположения оси каната и центра тяжести груза или кабины;  $A_{cab}$  - расчетная площадь транспортируемого груза или пассажирской кабины (площадь проекции на вертикальную плоскость).

Как результат, применительно к однопролетным мобильным канатным дорогам, для которых относительная стрела провисания (отношение стрелы провисания  $f$  к величине пролета  $L_{rp}$ ) несуще-тягового каната составляет  $f / L_{rp} < 0,1$ , преобразование представленной в [14] параболической зависимости (1) с погрешностью менее 1,3% позволяет геометрическую линию статического провисания несуще-тягового каната  $y_r(x)$  выразить следующей параболической зависимостью [32]:

- при форме I провисания несуще-тягового каната, когда стрела провисания находится внутри пролета канатной дороги

$$y_r(x) = \begin{cases} y_A - \psi_d \frac{q_{Rcr} x^2}{S_k}, & 0 \leq x \leq a \\ y_A + \psi_d \frac{q_{Rcr} x(x-2a)}{S_k}, & a \leq x \leq L_{rp} \end{cases}; \quad (3)$$

- при форме II провисания несущего-тягового каната, когда стрела провисания (при экстраполяции геометрической линии каната за пределы пролета) находится снаружи пролета канатной дороги или совпадает с одной из крайних опор

$$y_r(x) = y_A + x \left[ \operatorname{tg} \alpha_{sl} - \psi_d \frac{q_{Rcr}}{2S_k} (L_{rp} - x) \right], \quad (4)$$

где  $\alpha_{sl}$  - угол наклона опорной поверхности в пределах пролета;  $\psi_d$  - коэффициент динамичности [22];  $S_k$  - продольная сила натяжения каната;  $a$  - расстояние в плане между центром канатного шкива и сечением максимального провисания каната;  $q_{Rcr}$  - суммарная распределенная нагрузка на несущий-тяговый канат при одноканатном исполнении мобильной канатной дороги, определяемая в соответствии с зависимостью (2).

Для однопролетных канатных дорог продольные осевые усилия натяжения несущего-тягового каната на канатных шкивах конечных опор  $A$   $T_{kA}$  и  $B$   $T_{kB}$  определяются зависимостями [31]:

- при форме I провисания несущего-тягового каната

$$T_{kA} = \frac{S_k}{\cos \alpha_{rpA}} = S_k \sec \left[ \operatorname{arctg} \left( \frac{\psi_d q_{Rcr} a}{S_k} \right) \right], \quad (5)$$

$$T_{kB} = \frac{S_k}{\cos \alpha_{rpB}} = S_k \sec \left[ \operatorname{arctg} \left( \frac{\psi_d q_{Rcr} (L_{rp} - a)}{S_k} \right) \right]; \quad (6)$$

- при форме II провисания несущего-тягового каната

$$T_{kA} = \frac{S_k}{\cos \alpha_{rpA}} = S_k \sec \left[ \operatorname{arctg} \left( \operatorname{tg} \alpha_{sl} - \psi_d \frac{q_{Rcr}}{2S_k} L_{rp} \right) \right], \quad (7)$$

$$T_{kB} = \frac{S_k}{\cos \alpha_{rpB}} = S_k \sec \left[ \operatorname{arctg} \left( \operatorname{tg} \alpha_{sl} + \psi_d \frac{q_{Rcr}}{2S_k} L_{rp} \right) \right]. \quad (8)$$

Несмотря на то, что расчет продольных осевых усилий натяжения несущего-тягового каната согласно зависимостям (5) – (8) дает неравные значения этих усилий на крайних опорах однопролетной канатной дороги (случай  $T_{kA} = T_{kB}$  имеет место лишь при угле

$\alpha_{sl} = 0$ ), однако их неравенство определяется перепадом высотных отметок оголовков опор, т. е. углами наклона к горизонтальной плоскости  $\alpha_{rpA}$  и  $\alpha_{rpB}$  соответственно, тогда как продольная сила натяжения каната в этих точках  $S_k = const$ .

Как показывают многочисленные исследования на основе проведения тяговых расчетов диаграмм изменения усилий натяжения по длине гибкого тягового или тягово-несущего рабочего органа транспортирующих машин, например, ленточных конвейеров [35-37] и транспортеров [38], откатных канатных установок [8], канатных дорог [6, 31], канатных паромов и др., величины продольных осевых усилий  $T_{kA}$  и  $T_{kB}$  оказываются неравными также вследствие наличия сил сопротивления перемещению каната совместно с транспортируемым грузом.

Представление о том, как изменяется продольное усилие натяжения несущего-тягового каната  $T_k$  по длине несущего-тяговой канатной системы дает рис. 1 [40]. Количественные данные соответствуют однопролетной одноканатной мобильной канатной дороге с величиной пролета  $L_{rp} = 100$  м, длиной конечных опор  $l_i = 10$  м, весом и вертикальным габаритом транспортируемого груза  $G_c = 10$  кН и  $h_G = 2$  м при отсутствии ветрового воздействия. Натяжение  $T_k$  существенно изменяется по длине канатной системы, а также в зависимости от направления перемещения транспортируемого груза.

Как следствие, расчет продольных сил натяжения каната  $S_{kA}$  и  $S_{kB}$ , исходя из известных в результате тягового расчета продольных осевых усилий  $T_{kA}$  и  $T_{kB}$ , показывает, что  $S_{kA} \neq S_{kB}$ , причем эти усилия могут весьма значительно отличаться между собой. Таким образом, допущение о том, что в пролете  $S_k = const$ , нельзя считать верным, т.е. необходимо учитывать  $S_{kA} \neq S_{kB}$ , причем величина  $S_k$  является переменной в пределах пролета.

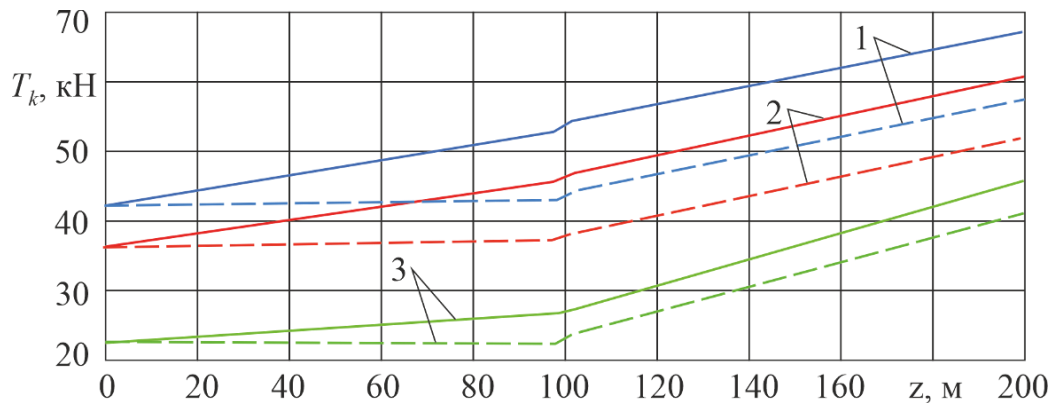


Рис. 1. Изменение продольного усилия натяжения несущего каната по длине несущего канатной системы [40]: 1 -  $\alpha_{sl} = 5^\circ$ ; 2 -  $\alpha_{sl} = 10^\circ$ ; 3 -  $\alpha_{sl} = 30^\circ$  (— - груз перемещается по направлению к установке B; - - - - груз перемещается по направлению к установке A)

Установленное неравенство (зачастую, существенное) величин горизонтального усилия натяжения несущего каната  $S_k$  на соседних опорах пролета мобильной канатной дороги требует внесения уточнений в расчетные зависимости (3) – (8), т.е. требует уточнения положения в пространстве геометрической линии статического провисания несущего каната  $y_r(x)$  и углов его наклона к горизонтальной плоскости  $\alpha_{rpA}$  и  $\alpha_{rpB}$ .

### 3. Аппроксимация провисания каната

Требуемое минимальное продольное осевое усилие натяжения несущего каната мобильной канатной дороги определяется, исходя из необходимости обеспечения минимально допустимого приближения транспортируемого груза к поверхности земли с учетом находящихся на ней вдоль трассы дороги объектов инфраструктуры и растительности [31, 39]. Это усилие, как правило, следует обеспечить с помощью механизма натяжения каната в точке его сбегания с приводного канатного шкива, который рекомендуется задействовать на концевой опоре B с наибольшей высотной отметкой (отметка  $v_B$ ). В этом случае канатный шкив опоры B является приводным, тогда как опора A непосредственно связана с механизмом натяжения каната. Дальнейшее изменение величины продольного осевого усилия натяжения несущего каната

каната  $T_k(z)$  по длине определяется на основании тягового расчета мобильной канатной дороги. Для этого можно использовать подход и ориентироваться на расчетные соотношения, приведенные в [39].

Так как тяговый расчет позволяет определять в характерных  $i$ -х расчетных точках несущего канатной системы продольные осевые усилия натяжения каната  $T_{ki}$ , то для использования зависимостей типа (3) и (4) требуется нахождение в тех же характерных  $i$ -х расчетных точках горизонтальных усилий натяжения каната  $S_{ki}$ . Для этого можно использовать соотношения (5) – (8), преобразование которых приводит к следующим нелинейным алгебраическим уравнениям относительно неизвестных  $S_{ki}$ :

- при форме II провисания каната

$$S_{kA} \sec \left[ \arctg \left( \frac{\psi_d q_{Rcr} a}{S_{kA}} \right) \right] - T_{kA} = 0, \quad (9)$$

$$S_{kB} \sec \left[ \arctg \left( \frac{\psi_d q_{Rcr} (L_{rp} - a)}{S_{kB}} \right) \right] - T_{kB} = 0; \quad (10)$$

- при форме I провисания каната

$$S_{kA} \sec \left[ \arctg \left( \operatorname{tg} \alpha_{sl} - \psi_d \frac{q_{Rcr} L_{rp}}{2S_{kA}} \right) \right] - T_{kA} = 0, \quad (11)$$

$$S_{kB} \sec \left[ \arctg \left( \operatorname{tg} \alpha_{sl} + \psi_d \frac{q_{Rcr} L_{rp}}{2S_{kB}} \right) \right] - T_{kB} = 0. \quad (12)$$

Тогда углы наклона несущего-тягового каната к горизонтальной плоскости в характерных точках будут составлять:

$$\alpha_{rpA} = \mp \arccos(S_{kA}/T_{kA});$$

$$\alpha_{rpB} = \arccos(S_{kB}/T_{kB}),$$

где знак в числителе относится к форме I провисания каната, знак в знаменателе – к форме II провисания каната.

Очевидно, рассмотренные ранее расчетные зависимости (3) и (4) не позволяют адекватно выразить геометрическую линию статического провисания несущего-тягового каната с учетом выявленных физических особенностей. Учитывая возможность определения для геометрической линии  $y_r(x)$  четырех граничных величин (по две на каждом ее конце – в точках A и B), целесообразно искомую геометрическую кривую выразить в виде параболической зависимости – в виде поли-

нома третьей степени с четырьмя неизвестными коэффициентами:

$$y_r(x) = d_0 + d_1x + d_2x^2 + d_3x^3, \quad (13)$$

где  $d_0, d_1, d_2, d_3$  – неизвестные коэффициенты полинома.

Указанные четыре неизвестных коэффициента  $d_0, d_1, d_2, d_3$  находятся решением системы четырех уравнений, каждое из которых выражает одно из известных граничных условий (рис. 2):

$$y_r(x=0) = y_A;$$

$$y_r(x=L_{rp}) = y_B;$$

$$\left. \frac{dy_r(x)}{dx} \right|_{x=0} = \mp \operatorname{tg} \alpha_{rpA};$$

$$\left. \frac{dy_r(x)}{dx} \right|_{x=L_{rp}} = \operatorname{tg} \alpha_{rpB}.$$

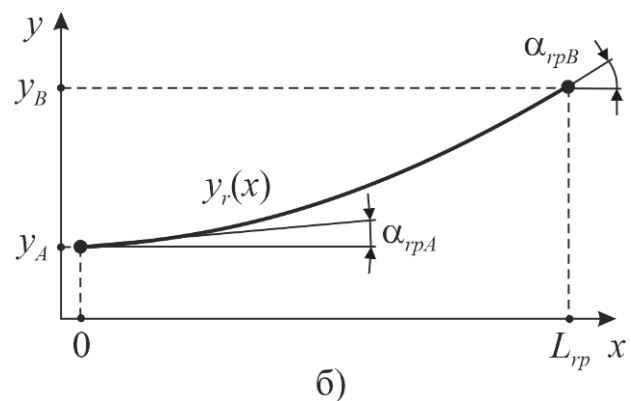
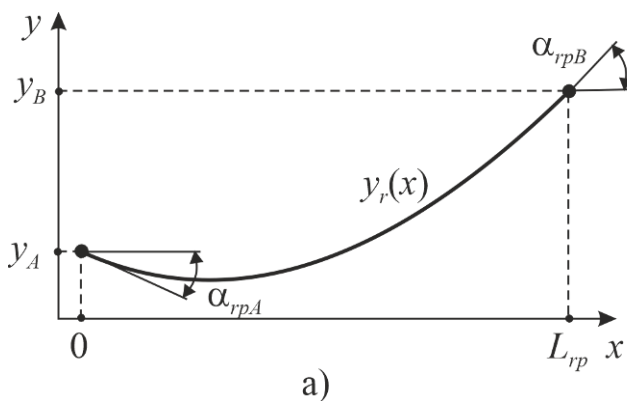


Рис. 2. Расчетные схемы аппроксимации геометрической линии статического провисания несущего-тягового каната при его характерных формах: а – форма I; б – форма II

Таким образом, эти граничные условия позволяют построить систему линейных алгебраических уравнений следующего вида:

$$\begin{cases} d_0 = y_A \\ d_0 + d_1L_{rp} + d_2L_{rp}^2 + d_3L_{rp}^3 = y_B \\ d_1 = \mp \operatorname{tg} \alpha_{rpA} \\ d_1 + 2d_2L_{rp} + 3d_3L_{rp}^2 = \operatorname{tg} \alpha_{rpB} \end{cases} \quad (14)$$

или в матричной форме:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & L_{rp} & L_{rp}^2 & L_{rp}^3 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 2L_{rp} & 3L_{rp}^2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} d_0 \\ d_1 \\ d_2 \\ d_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} y_A \\ y_B \\ \mp \operatorname{tg} \alpha_{rpA} \\ \operatorname{tg} \alpha_{rpB} \end{bmatrix}.$$

Решение системы уравнений (14) позволяет получить расчетные соотношения для коэффициентов параболической аппроксимации геометрической линии статического провисания несущего-тягового каната вида (13):

$$d_0 = y_A;$$

$$d_1 = \mp \operatorname{tg} \alpha_{rpA};$$

$$d_2 = \frac{3(y_B - d_0 - d_1L_{rp})/L_{rp} - (\operatorname{tg} \alpha_{rpB} - d_1)}{L_{rp}};$$

$$d_3 = -\frac{(2y_B - d_0 - d_1L_{rp})/L_{rp} - (\operatorname{tg} \alpha_{rpB} - d_1)}{L_{rp}^2}.$$



#### 4. Обсуждение результатов

Применительно к диаграммам изменения продольного усилия натяжения несущего каната по длине несущего канатной системы, представленным на рис. 1, на рис. 3 и 4 показаны геометрические линии статического провисания каната и величины провисания

$$\Delta f(x) = (h_{t,A} + l_{t,A} + x \operatorname{tg} \alpha_{sl}) - y_r(x)$$

при расчетах с помощью зависимостей (3) и (4) для двух значений горизонтальных усилий натяжения каната  $S_k = S_{kA}$  и  $S_k = S_{kB}$ , а также с помощью аппроксимации кубическим полиномом (13).

Расчет по соотношениям (3) и (4) дает заметно разные значения в зависимости от того, какое значение  $S_k$  было использовано -  $S_{kA}$  или  $S_{kB}$ . Разница в величине стрелы провисания может достигать нескольких метров, что является существенным, учитывая относительно небольшую длину мобильной канатной дороги. Расчет с помощью кубического полинома (13) позволяет получить геометрическую линию статического провисания каната, лежащую между граничными линиями  $y_r(x)$  согласно расчета по зависи-

мостям (3) и (4). Таким образом, аппроксимацию кубическим полиномом (13) можно рассматривать как более адекватно отражающую действительное положение геометрической линии статического провисания несущего каната.

Следует отметить, что углы наклона несущего каната в точках набегания и сбегания с одного и того же канатного шкива не равны, т.е.

$$\alpha_{rpA,1} \neq \alpha_{rpA,2} \text{ и } \alpha_{rpB,1} \neq \alpha_{rpB,2},$$

где «1» и «2» - номера параллельных ветвей каната по ходу его движения, причем ветвь «1» начинается в точке сбегания каната с приводного канатного шкива, а ветвь «2» - в точке сбегания с натяжного канатного шкива.

Согласно данным [31], разница в их величинах может достигать нескольких градусов. Однако обязательным условием качественной работы однопролетной мобильной канатной дороги является угловая согласованность набегания и сбегания каната с канатного шкива, так как согласно известным экспериментальным данным (например, [40]) даже незначительные отклонения продольной оси грузонесущего каната из плоскости канатного шкива приводят к повышенному износу про-

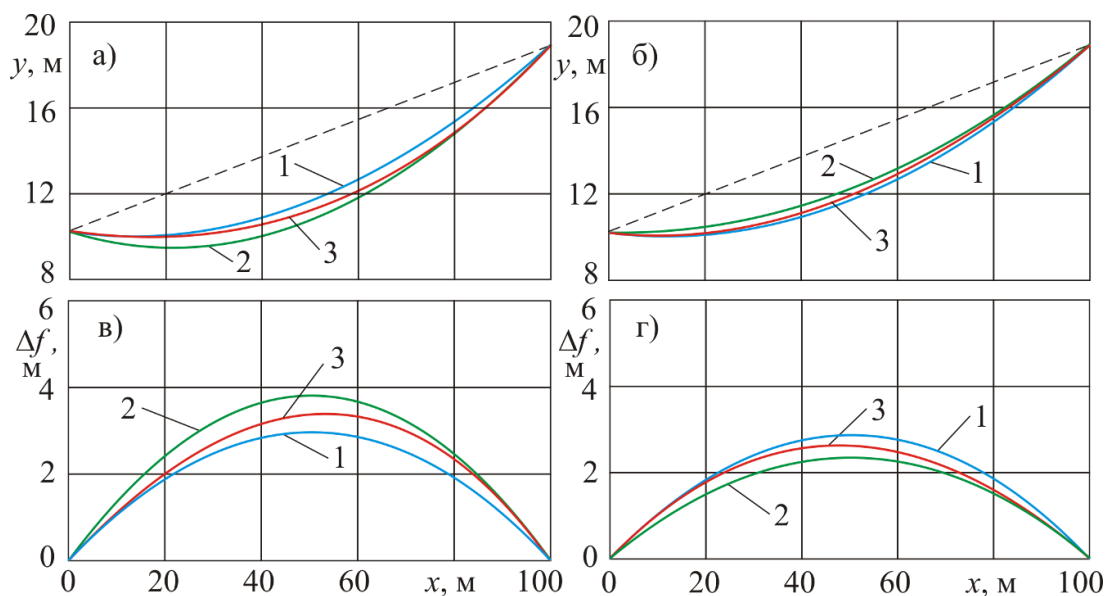


Рис. 3. Диаграммы статического провисания несущего каната при использовании различных расчетных зависимостей ( $\alpha_{sl} = 5^\circ$ ): а – геометрическая линия каната, ветвь 1; б – геометрическая линия каната, ветвь 2; в – величина провисания, ветвь 1; г – величина провисания, ветвь 2 (1 – расчет по (3) для  $S_k = S_{kA}$ ; 2 – расчет по (4) для  $S_k = S_{kB}$ ; 3 – расчет по (13))

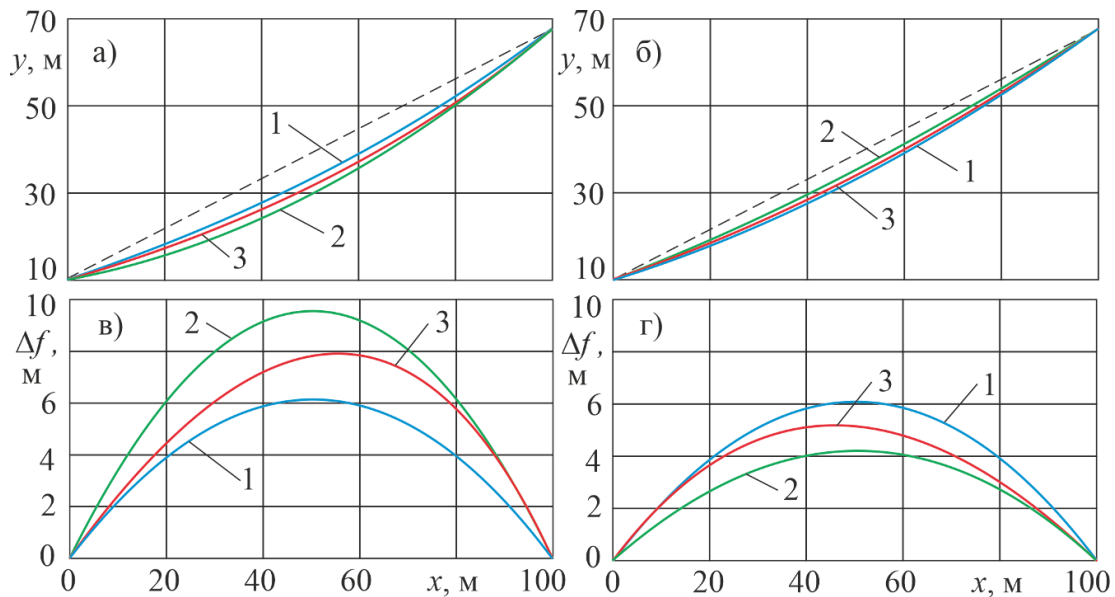


Рис. 4. Диаграммы статического провисания несущего каната при использовании различных расчетных зависимостей ( $\alpha_{sl} = 30^\circ$ ): а – геометрическая линия каната, ветвь 1; б – геометрическая линия каната, ветвь 2; в – величина провисания, ветвь 1; г – величина провисания, ветвь 2 (1 – расчет по (3) для  $S_k = S_{kA}$ ; 2 – расчет по (4) для  $S_k = S_{kB}$ ; 3 – расчет по (13))

филированного ручья шкива и самого каната. Согласно [40] отклонение оси ручья шкива от оси каната не должно превышать  $1^\circ$  во избежание интенсивного изнашивания как профилированного ручья шкива, так и самого несущего каната. Интенсивный износ ведет к снижению ресурса работы элементов канатной системы мобильной канатной дороги и безопасности ее эксплуатации. Поэтому при проектировании несущего канатной системы следует предусматривать необходимые конструктивные мероприятия.

Данные рис. 3 и 4 количественно подтверждают факт отличия величины углов набегания и сбегания с канатного шкива ( $\alpha_{rpA,1}$  и  $\alpha_{rpA,2}$ ,  $\alpha_{rpB,1}$  и  $\alpha_{rpB,2}$ ): для приводного канатного шкива (опора B) при наклоне поверхности  $\alpha_{sl} = 5^\circ$  разница  $|\alpha_{rpB,2} - \alpha_{rpB,1}|$  составляет  $3,3^\circ$ , при  $\alpha_{sl} = 30^\circ$  –  $7,1^\circ$ . Для натяжного (неприводного) канатного шкива (опора A) – соответственно  $0,1^\circ$  и  $0,3^\circ$ . Такое расхождение обусловлено тем, что для приводного канатного шкива разница величин осевого усилия натяжения несущего каната в точках набегания и сбегания существенно больше, чем для натяжного канатного шкива.

## 5. Заключение

В процессе эксплуатации подвесных канатных дорог факт движения загруженного несущего каната в условиях совместного функционирования приводного и натяжного механизмов обуславливает изменение осевого усилия натяжения каната по его длине между крайними опорами пролета дороги. Опыт проведения тяговых расчетов мобильных канатных дорог применительно к их реальным техническим характеристикам, которые позволяют построить диаграммы изменения осевого усилия натяжения несущего каната, показывает, что наблюдаемая разница в величинах усилий натяжения на крайних опорах пролета может достигать значительной величины. Как следствие, аппроксимация статической упругой линии естественного провисания каната с помощью хорошо известных приближенных параболической и гиперболической зависимостей, исходя из полученных при тяговом расчете мобильной канатной дороги значений осевого усилия натяжения несущего каната для разных концов пролета, приводит к получению двух существенно различных геометрических конфигураций каната с существ-

венно различными количественными характеристиками. Это обусловлено тем, что указанные зависимости получены для случая постоянства осевого усилия натяжения каната по длине пролета.

Предложенный в статье подход к аппроксимации статической упругой линии естест-

венного провисания несуще-тягового каната, учитывающий действительное неравенство осевого усилия натяжения каната по длине пролета, позволяет более адекватно отразить реально существующую ситуацию с провисанием каната и оценить его количественные характеристики.

### Список литературы

1. Степченко Т.А., Бабич О.В. Результаты научных исследований Брянского государственного университета в сфере мобильных транспортно-перегрузочных канатных систем и комплексов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2021. № 1. С. 9-29. DOI: 0.22281/2413-9920-2021-07-01-09-29
2. 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
3. Лагереv А.В., Лагереv И.А., Таричко В.И. Моделирование рабочих процессов мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов. Брянск: РИСО БГУ, 2021. 204 с. DOI: 10.5281/zenodo.6044972
4. Степченко Т.А., Бабич О.В. Результаты научных исследований Брянского государственного университета в 2022 году в сфере создания мобильных канатных дорог и лесных канатных машин на базе самоходных колесных шасси // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2023. № 1. С. 9-27. DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-01-9-27
5. Вопросы теории и расчета подъемно-транспортных машин / Под общ. ред. А.И. Дукельского. М.-Л.: Машгиз, 1957. 181 с.
6. Дукельский А.И. Подвесные канатные дороги и кабельные краны. М.-Л.: Машиностроение, 1966. 484 с.
7. Pestal E. Seilbahnen und Seilkrane in Holz und Materialtransport. Wien: Fromme, 1961.
8. Walker S.C. Mine Winding and Transport. Amsterdam: Elsevier Science Publishers B.V., 1988. 546 p.

### References

1. Stepchenko T.A., Babich O.V. Results of scientific research of Bryansk State University in the sphere of mobile transportation and handling rope systems and ropeways. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2021, No.1, pp. 9-29. DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-01-09-29. (In Russian)
2. Korotkiy A.A., Lagerev A.V., Meskhi B.Ch., Lagerev I.A., Panfilov A.V., Tarichko V.I. *Transportno-logisticheskie tekhnologii i mashiny dlya tsifrovoy urbanizirovannoy sredy* [Transport and logistics technologies and machines for the digital urban environment]. Rostov-on-Don, Don State Technical University, 2019. 268 p. DOI: <http://doi.org/10.5281/zenodo.3551132> (In Russian)
3. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Tarichko V.I. *Modelirovanie rabochikh protsessov mobilnykh transportno-peregruzochnykh kanatnykh kompleksov* [Modeling of working processes of mobile transporting and overloading rope facilities]. Bryansk, RISO BGU, 2021. 204 p. DOI: 10.5281/zenodo.6044972. (In Russian)
4. Stepchenko T.A., Babich O.V. The results of Bryansk State University scientific research in 2022 in the field of creation of mobile ropeways and forest rope units based on self-propelled wheeled chassis. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2023, No.1, pp. 9-27. DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-01-09-27. (In Russian)
5. *Voprosy teorii i rascheta podemno-transportnykh mashin* [Questions of theory and calculation of lifting and transport machines]. Dukelskiy A.I. (Ed). Moscow-Leningrad, Mashgiz, 1957. 181 p. (In Russian)

9. Guštinčič J., Raffi L.M.G. Analysis of oscillations in a cableway: wind load effects // *Modeling in Science Education and Learning*. 2013. № 6. P. 145-155.
10. MacDonald J.H.G. Multi-modal vibration amplitudes of taut inclined cables due to direct and/or parametric excitation // *Journal of Sound and Vibration*. 2016. Vol. 363. P. 473–494. DOI: 10.1016/j.jsv.2015.11.012
11. Knawa-Hawryszków M., Prokopowicz D., Bryja D. Multipurpose nonlinear cable model for dynamic response of structures under moving load // *Computers and Structures*. 2021. №257. P. 106642.
12. Findeis R. *Rechnerische Grundlagen des Baues von Drahtseilbahnen*. Wien und Leipzig: Franz Deuticke, 1923. 148 p.
13. Czitary E. *Seilschwebbahnen*. Wien: Springer-Verlag, 1962. 475 p.
14. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Шнейдерovich Р.М. Расчет на прочность деталей машин. М.: Машиностроение, 1966. 616 с.
15. Alamoreanu M., Vasilescu A. Study of gravitational displacements of a mobile load on ropeway cable // *Acta Technica Napocensis. Series: Applied Mathematics, Mechanics, and Engineering*. 2017. Vol. 60. № 4.
16. Schell W. *Theorie der Bewegung und der Kräfte*. Band II. 3. Theorie der Kräfte u. ihrer Aequivalenz (Dynamik im weiteren Sinne einsch. Statik). 4. Theorie der durch Kräfte erzeugten Bewegung (Kinetik od. Dynamik). Leipzig: Teubner B.C. 1880. 618 s.
17. Szabo I. *Geschichte der mechanischen Prinzipien*. Basel: Verlag Birkhauser, 1987. 202 s.
18. Thaler H., Wenin M., Brunner J., Reiterer D., Bertotti M.L., Modanese G., Oberhuber E. Numerical optimization in cable railway planning // 9th International Conference on Advanced Computational Engineering and Experimenting, Munich, Germany, 29 June – 02 July 2015.
19. Thaler H., Wenin M., Brunner J., Reiterer D., Bertotti M.L., Modanese G., Oberhuber E. Numerical optimization in cable railway planning // *Properties and Characterization of Modern Materials. Advanced Structured Materials*. Springer. 2017. Vol. 33. P. 113-124.
6. Dukelskiy A.I. *Podvesnye kanatnye dorogi i kabelnye krany* [Overhead cableways and cable cranes]. Moscow-Leningrad, Mashinostroenie, 1966. 484 p. (In Russian)
7. Pestal E. *Seilbahnen und Seilkrane in Holz und Materialtransport*. Wien, Fromme, 1961. (in German)
8. Walker S.C. *Mine Winding and Transport*. Amsterdam, Elsevier Science Publishers B.V., 1988. 546 p.
9. Guštinčič J., Raffi L.M.G. Analysis of oscillations in a cableway: wind load effects. *Modeling in Science Education and Learning*, 2013, No. 6, pp. 145-155.
10. MacDonald J.H.G. Multi-modal vibration amplitudes of taut inclined cables due to direct and/or parametric excitation. *Journal of Sound and Vibration*, 2016, Vol. 363, pp. 473–494. DOI: 10.1016/j.jsv.2015.11.012
11. Knawa-Hawryszków M., Prokopowicz D., Bryja D. Multipurpose nonlinear cable model for dynamic response of structures under moving load. // *Computers and Structures*, 2021, No. 257, pp. 106642.
12. Findeis R. *Rechnerische Grundlagen des Baues von Drahtseilbahnen*. Wien und Leipzig, Franz Deuticke, 1923. 148 p.
13. Czitary E. *Seilschwebbahnen*. Wien, Springer-Verlag, 1962. 475 p. (in German)
14. Birger I.A., Shorr B.F., Shneyderovich R.M. *Raschet na prochnost detaley mashin* [Strength calculation of machine parts]. Moscow, Mashinostroenie, 1966. 616 p. (In Russian)
15. Alamoreanu M., Vasilescu A. Study of gravitational displacements of a mobile load on ropeway cable. *Acta Technica Napocensis. Series: Applied Mathematics, Mechanics, and Engineering*, 2017, Vol. 60, No. 4.
16. Schell W. *Theorie der Bewegung und der Kräfte*. Band II. 3. Theorie der Kräfte u. ihrer Aequivalenz (Dynamik im weiteren Sinne einsch. Statik). 4. Theorie der durch Kräfte erzeugten Bewegung (Kinetik od. Dynamik). Leipzig, Teubner B.C. 1880. 618 s. (in German)
17. Szabo I. *Geschichte der mechanischen Prinzipien*. Basel, Verlag Birkhauser, 1987. 202 s. (in German)
18. Thaler H., Wenin M., Brunner J., Reiterer D., Bertotti M.L., Modanese G.,

DOI: 10.1007/978-981-10-1602-8\_10

20. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. М.: Наука, 1980. 974 с.

21. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Теоретическая физика. В 10 т. Т. VII. Теория упругости. М.: Физматлит, 2003. 264 с.

22. Sofi A. Nonlinear in-plane vibrations of inclined cables carrying moving oscillators // *Journal of Sound and Vibration*. 2013. № 332. P. 1712–1724. DOI: 10.1016/j.jsv.2012.11.012

23. Qin J., Qiao L., Chen J., Wan J., Jiang M., Hu Ch. Analysis of the Working Cable System of Single-span Circulating Ropeway // *MATEC Web of Conferences*. 2017. Vol. 136. P. 02003.

DOI: 10.1051/mateconf/201713602003

24. Jojic T., Vladic J., Dokic R. Zipline mathematical model forming, experimental verification and analysis of influential parameters // *Archive of Applied Mechanics*. 2023. DOI: 10.1007/s00419-023-02487-0

25. Bont L., Heinimann H.R. Optimum geometric layout of a single cable road // *European Journal Forest Research*. 2012. Vol. 131. P. 1439–1448. DOI 10.1007/s10342-012-0612-y

26. Лагерев А.В., Лагерев И.А. Оптимальное проектирование линии канатного метро // *Вестник Брянского государственного университета*. 2015. № 2. С. 406-415. DOI: 10.5281/zenodo.1302241

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

28. Лагерев А.В., Лагерев И.А. Оптимальное проектирование линии канатного метро с унифицированными промежуточными опорами // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. 2017. №4. С. 400-414. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-04-400-414

29. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Designing supporting structures of passenger ropeways of minimum cost based on modular intermediate towers of discretely variable height // *Urban Rail Transit*. 2020. Vol. 6. № 4. P. 265-277. DOI: 10.1007/s40864-020-00137-0

Oberhuber E. Numerical optimization in cable railway planning. In: 9th International Conference on Advanced Computational Engineering and Experimenting, Munich, Germany, 29 June – 02 July 2015.

19. Thaler H., Wenin M., Brunner J., Reiterer D., Bertotti M.L., Modanese G., Oberhuber E. Numerical optimization in cable railway planning. In: *Properties and Characterization of Modern Materials. Advanced Structured Materials*. Springer. 2017. Vol. 33. P. 113-124. DOI: 10.1007/978-981-10-1602-8\_10

20. Bronshteyn I.N., Semendyaev K.A. *Spravochnik po matematike dlya inzhenerov i uchshchikhsya vtuzov* [Handbook of mathematics for engineers and students of technical schools]. Moscow, Nauka, 1980. 976 p. (In Russian)

21. Landau L.D., Lifshits E.M. *Teoreticheskaya fizika. V 10 t. T. VII. Teoriya uprugosti* [Theoretical physics. In 10 vol. Vol. VII. Theory of elasticity]. Moscow, Fizmatlit, 2003. 264 p. (In Russian)

22. Sofi A. Nonlinear in-plane vibrations of inclined cables carrying moving oscillators. *Journal of Sound and Vibration*, 2013, No. 332, pp. 1712–1724. DOI: 10.1016/j.jsv.2012.11.012

23. Qin J., Qiao L., Chen J., Wan J., Jiang M., Hu Ch. Analysis of the Working Cable System of Single-span Circulating Ropeway. In: *MATEC Web of Conferences*, 2017, Vol. 136, pp. 02003.

DOI: 10.1051/mateconf/201713602003

24. Jojic T., Vladic J., Dokic R. Zipline mathematical model forming, experimental verification and analysis of influential parameters. *Archive of Applied Mechanics*, 2023. DOI: 10.1007/s00419-023-02487-0

25. Bont L., Heinimann H.R. Optimum geometric layout of a single cable road. *European Journal Forest Research*, 2012, Vol. 131, pp. 1439–1448. DOI 10.1007/s10342-012-0612-y

26. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Optimal design of the cable car line. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2015, No. 2, pp. 406-415.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1302241> (In Russian)

30. Лагерев А.В., Лагерев И.А., Таричко В.И. Конструкции и основы проектирования мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов. Брянск: РИСО БГУ, 2020. 207 с.
31. Лагерев А.В., Лагерев И.А., Таричко В.И. Надежность и безопасность эксплуатации мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов. Брянск: РИСО БГУ, 2022. 207 с.
32. Короткий А.А., Лагерев А.В., Месхи Б.Ч., Лагерев И.А., Панфилов А.В. Развитие транспортной инфраструктуры крупных городов и территорий на основе технологии канатного метро. Ростов-на-Дону: ДГТУ, 2017. 344 с. DOI: 10.5281/zenodo.1311913.
33. Лагерев А.В. Нагруженность подъемно-транспортной техники. Брянск: Изд-во БГТУ, 2010. 180 с.
34. СНИП 23-01-99. Строительная климатология. Введ. 2000-01-01. М.: Госстандарт: Изд-во стандартов, 2000. 68 с.
35. Зенков Р.Л., Ивашков И.И., Колобов Л.Н. Машины непрерывного транспорта. М.: Машиностроение, 1987. 432 с.
36. Галкин В.И., Дмитриев В.Г., Дьяченко В.П., Запенин И.В., Шешко Е.Е. Современная теория ленточных конвейеров горных предприятий. М.: МГГУ, 2005. 543 с.
37. Лагерев А.В., Толкачев Е.Н. Математическая модель конвейера с подвесной лентой, распределенным приводом и вертикально замкнутой трассой // Вестник БГТУ. 2014. № 3. С. 44-52. DOI: 10.5281/zenodo.1302231
38. Красников В.В., Дубинин В.Ф., Акимов В.Ф., Волков Ю.И., Криловецкий В.В., Кунц Д.А., Юдаев Н.В. Подъемно-транспортные машины. М.: Агропромиздат, 1987. 272 с.
39. Лагерев А.В., Лагерев И.А., Таричко В.И. Определение усилий натяжения канатов при эксплуатации мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2022. № 3. С. 194-210. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-03-194-210
40. Диагностирование грузоподъемных машин / Под ред. В.И. Сероштана, Ю.С.
27. 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
28. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Optimal design of the cable metro with unified intermediate supports. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2017, No.4, pp. 400-414. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-04-400-414. (In Russian)
29. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Designing supporting structures of passenger ropeways of minimum cost based on modular intermediate towers of discretely variable height. *Urban Rail Transit*, 2020, Vol. 6, No. 4, pp. 265-277. DOI: 10.1007/s40864-020-00137-0
30. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Tarichko V.I. *Konstruktii 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. (In Russian)
31. 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)
32. Korotkiy A.A., Lagerev A.V., Meskhi B.Ch., Lagerev I.A., Panfilov A.V. *Razvitie transportnoy infrastruktury krupnykh gorodov i territoriy na osnove tekhnologii kanatnogo metro* [The development of transport infrastructure of large cities and territories on the basis of technology of passenger ropeways]. Rostov-na-Donu, DGTU, 2017. 344 p. ISBN 978-5-7890-1378-6 DOI: 10.5281/zenodo.1311913 (In Russian)
33. Lagerev A.V. *Nagruzhennost podemno-transportnoy tekhniki* [Load lifting and transport equipment]. Bryansk, BGTU, 2010. 180 p. ISBN 978-5-89838-497-5 DOI: 10.5281/zenodo.1306614 (In Russian)
34. *SNiP 23-01-99. Stroitel'naya klimatologiya* [Building climatology]. Moscow, Gosstandart, 2003. 68 p. (In Russian)



УДК (UDC) 625.1/5:629.369

## АНАЛИЗ ТЕХНИКО-ОРГАНИЗАЦИОННЫХ ВОЗМОЖНОСТЕЙ СПЕЦИАЛЬНЫХ КОЛЕСНЫХ ШАССИ ДЛЯ РАЗВЕРТЫВАНИЯ МОБИЛЬНЫХ КАНАТНЫХ ДОРОГ НА БАЗЕ АЭРОМОБИЛЬНЫХ КАНАТНЫХ УСТАНОВОК

## ANALYSIS OF TECHNICAL AND ORGANIZATIONAL CAPABILITIES OF SPECIAL WHEELED CHASSIS FOR THE DEPLOYMENT OF MOBILE ROPEWAYS BASED ON AIRMOBILE ROPE UNITS

Шатунова Е.А.<sup>1</sup>, Лагереv И.А.<sup>2</sup>  
Shatunova E.A.<sup>1</sup>, Lagerev I.A.<sup>2</sup><sup>1</sup> - ООО «Промбезопасность» (Брянск, Россия)<sup>2</sup> – Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)<sup>1</sup> - LLC Prombezopasnost (Bryansk, Russian Federation)<sup>2</sup> – Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)

**Аннотация.** Мобильные канатные дороги на базе аэромобильных канатных установок являются новой конструктивной разновидностью грузовых и грузо-пассажирских канатных дорог для оперативного развертывания транспортно-перегрузочных мероприятий в труднодоступных районах и высокогорных территориях. В статье выполнен анализ технико-организационных возможностей способа наземной доставки необходимого основного и вспомогательного технологического оборудования к месту погрузки на авиационный транспорт с помощью специальных колесных шасси повышенной грузоподъемности и проходимости. На примере многоосных вездеходных автомобилей российского производства и на основании анализа их технических характеристик сделаны рекомендации по их использованию, исходя из требуемых габаритных размеров и веса аэромобильных канатных установок. Базируясь на принципе обеспечения универсальности габаритных размеров аэромобильных канатных установок в транспортном состоянии для комбинированной транспортировки различными современными видами наземного, воздушного и водного транспорта, рассмотрены возможности использования автотомобильного транспорта для перевозки аэромобильных канатных установок, габаритные размеры которых соответствуют размерам универсальных и авиационных транспортных контейнеров.

**Ключевые слова:** мобильная канатная дорога, аэромобильная канатная установка, колесное шасси, транспортный контейнер.

**Дата получения статьи:** 23.08.2023  
**Дата принятия к публикации:** 05.10.2023  
**Дата публикации:** 25.12.2023

**Сведения об авторах:**

**Шатунова Елена Александровна** – ведущий инженер-исследователь, ООО «Промбезопасность», e-mail: shatea@yandex.ru.

ORCID: 0000-0001-5938-2937

**Abstract.** Mobile ropeways based on airmobile rope units are a new constructive type of cargo and cargo-passenger ropeways for the rapid deployment of transport and overloading activities in hard-to-reach areas and high-altitude territories. The article analyzes the technical and organizational capabilities of the method of ground delivery of the necessary main and auxiliary technological equipment to the place of loading on air transport using special wheeled chassis of increased load capacity and cross-country capability. Based on the example of Russian-made multi-axle all-terrain vehicles and based on the analysis of their technical characteristics, recommendations for their use are made based on the required overall dimensions and weight of airmobile rope units. Based on the principle of ensuring the universality of the overall dimensions of airmobile rope units in transport condition for combined transportation by various modern types of ground, air and water transport, the possibilities of using road transport for the transportation of airmobile rope units, the overall dimensions of which correspond to the dimensions of universal and aviation transport containers, are considered.

**Keywords:** mobile ropeway, airmobile rope unit, wheeled chassis, transport container.

**Date of manuscript reception:** 23.08.2023  
**Date of acceptance for publication:** 05.10.2023  
**Date of publication:** 25.12.2023

**Authors' information:**

**Elena A. Shatunova** - leading research engineer at LLC Prombezopasnost, e-mail: shatea@yandex.ru.

ORCID: 0000-0001-5938-2937



Лагереv Игорь Александрович – доктор технических наук, доцент, ведущий научный сотрудник ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского»,  
e-mail: lagerev-bgu@yandex.ru.  
ORCID: 0000-0002-0921-6831

Igor A. Lagerev - Doctor of Technical Sciences, Assistant Professor, Leading Researcher at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University,  
e-mail: lagerev-bgu@yandex.ru.  
ORCID: 0000-0002-0921-6831

### Благодарности

Исследование выполнено при поддержке Российского научного фонда (проект № 22-29-00798)

### Acknowledgements

The study was supported by the grant of Russian science Foundation (project No. 22-29-00798)

## 1. Введение

Мобильные канатные дороги в настоящее время рассматриваются как один из перспективных видов грузового или грузо-пассажирского транспорта [1, 2]. Ранее в качестве мобильных канатных дорог рассматривались транспортные канатные системы, как правило, весьма конструктивно и операционно схожие с традиционными стационарными канатными дорогами [3]. Однако в последнее десятилетие в Российской Федерации началось развитие исследований и конструкторских проработок на основе нового подхода к созданию мобильных канатных дорог – однопролетных одноканатных мобильных дорог маятникового типа на базе сопряженных единой несущей-тяговой канатной системой мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов, установленных на самоходных автономных специальных колесных шасси повышенной грузоподъемности и проходимости [4, 5]. В последнее время наблюдается развитие научных исследований применительно к однопролетным одноканатным мобильным канатным дорогам маятникового типа, формирующимся на основе сопряженных единой несущей канатной системой двух концевых станций – автономных аэромобильных канатных установок [6, 7].

Указанную конструктивную разновидность однопролетных мобильных канатных дорог маятникового типа можно рассматривать как естественное развитие аналогичных дорог на базе мобильных транспортно-технологических канатных комплексов. Однако по сравнению с ними конструктивное исполнение грузовых и грузо-пассажирских канатных дорог на основе аэромобильных канатных установок позволяет не только повысить оперативность развертывания транспортно-перегрузочных мероприятий, но и в

большей степени обеспечить их эффективное проведение в труднодоступных отдаленных районах российской Арктики или Дальнего Востока или на высокогорных территориях [8]. Во многом это преимущество обусловлено тем обстоятельством, что при соблюдении при проектировании и компоновке основного технологического оборудования аэромобильных канатных установок обособленного в работе [6] принципа обеспечения универсальности габаритных размеров аэромобильных канатных установок в транспортном состоянии эффективно реализуется возможность доставки канатных установок к месту их эксплуатации путем эффективной комбинации различных современных видов наземного (автомобильного и железнодорожного), воздушного (самолеты и вертолеты) и водного (морского и речного) транспорта.

Одним из важнейших видов в транспортной цепочке доставки аэромобильных канатных установок к месту эксплуатации является автомобильный транспорт. Это обусловлено тем, что в настоящее время автомобильный транспорт является наиболее распространенным видом наземного пассажирского, грузового и грузопассажирского транспорта, способного обеспечить весьма широкую транспортную доступность в приемлемые сроки даже при необходимости перемещения грузов на значительные расстояния [9]. Согласно данным [10], грузовые автомобили полностью доминируют на коротких и средних расстояниях, а также иногда на больших расстояниях свыше 500 км.

Подобная ситуация обусловлена как широкой номенклатурой марок и технических характеристик колесных автомобилей, предоставляемых потребителям крупными национальными и транснациональными автомобилестроительными предприятиями веду-

щих промышленно развитых стран мира, так широко развитой сетью автомобильных дорог общего назначения различных категорий.

Представление о степени развития автомобильных дорог общего пользования федерального, регионального или межмуниципального и местного значения в федеральных округах Российской Федерации на конец 2022 года дают данные, приведенные в табл. 1. Хорошо прослеживается наличие значительной неравномерности в плотности автомобильных дорог по федеральным окру-

гам. Наименьшую плотность, а, следовательно, и наименьшую развитость сети автомобильных дорог общего назначения имеют Северо-Западный, Уральский, Сибирский и Дальневосточный федеральные округа. Для этих округов, включающих геополитически важные российское побережье Арктики и Приморья, а также горные и гористые районы Сибири и Дальнего Востока, использование автомобильного транспорта оказывается наиболее затрудненным.

Таблица 1

Характеристика автомобильных дорог общего пользования по субъектам Российской Федерации на конец 2022 года [11]

Субъект	Общая протяженность, км	Удельный вес с твердым покрытием, %	Удельный вес с усовершенствованным покрытием, %	Плотность, км дороги / 1000 км <sup>2</sup> территории
Российская Федерация	1 575 552	70,8	62,2	65
Центральный ФО	360 286	69,4	74,7	384
Северо-Западный ФО	146 717	71,9	54,1	63
Южный ФО	154 240	69,4	72,9	239
Северо-Кавказский ФО	93 257	79,0	50,1	432
Приволжский ФО	360 735	69,6	65,6	242
Уральский ФО	106 260	75,4	73,7	44
Сибирский ФО	225 376	71,6	48,3	37
Дальневосточный ФО	128 683	67,0	37,9	12

То обстоятельство, что применительно к территориально-географическим условиям Российской Федерации высока вероятность необходимости развертывания мобильных канатных дорог на отдаленных труднодоступных и горных территориях, предъясняет очевидное требование к выбору эффективных колесных транспортных средств – грузовых автомобилей-тягачей на базе самоходных автономных специальных шасси высокой проходимости и грузоподъемности [4, 12, 13]. Конструкции и элементы теории проектирования таких машин нашли освещение в отечественной научно-технической литературе, в частности, в [14-18].

Подходящие для целей транспортирования аэромобильных канатных установок и сопутствующего технологического оборудования к месту развертывания мобильных канатных дорог колесные автомобили высокой проходимости и грузоподъемности гражданского, военного и многоцелевого назначения

проектируются и выпускаются крупными машиностроительными предприятиями ряда промышленно развитых стран, включая Россию (ПАО «КАМАЗ», АО «Брянский автомобильный завод», ОАО «Уральский автомобильный завод»), Республику Беларусь (ОАО «Минский автомобильный завод», ОАО «Минский завод колесных тягачей»), Германию (MAN SE, Daymлер AG), Италию (Iveco), Китай (Dongfeng, FAW), Нидерланды (DAF), США (FreightLiner, Caterpillar), Францию (Renault), Швецию (Volvo AB, Scania AB), Японию (Mitsubishi) [4, 19].

## 2. Постановка задачи исследования

В качестве примера применительно к тягачам производства АО «Брянский автомобильный завод» [20] на специальном шасси грузоподъемностью от 18,4 до 36,72 т на рис. 1–4 показан характерный общий вид многоосных колесных автомобилей-тягачей высо-

кой проходимости и грузоподъемности, а на рис. 5 – их реальный вид. На рисунках также указаны характерные размеры, определяющие возможности различных модификаций тягачей к перевозке транспортных контейнеров с аэромобильными канатными установками в транспортном состоянии:  $A_{sh}$  - габаритная длина шасси;  $B_{sh}$  - габаритная ширина шасси;  $H_{cab}$  - габаритная высота шасси (кабины);  $L_{te,max}$ ,  $L_{te,min}$  - максимальная и минимальная осевая протяженность зоны для размещения транспортного контейнера на надрамной конструкции шасси;  $b_{lb}$  - ширина несущей рамы шасси по продольным

осям несущих балок;  $h_{lb}$  - высота рабочей плоскости несущей рамы шасси;  $h_m$  - габаритная высота расположения оборудования трансмиссии шасси в зоне несущей рамы. Указанные размеры применительно тягачам на специальном колесном шасси производства АО «Брянский автомобильный завод», показанным на рис. 1–4, приведены в табл. 2 [7].

Кроме перечисленных выше характерных размеров самих автомобилей на базе специальных колесных шасси, возможности различных модификаций тягачей к перевозке транспортных контейнеров с аэромобильными канатными установками в транспортном

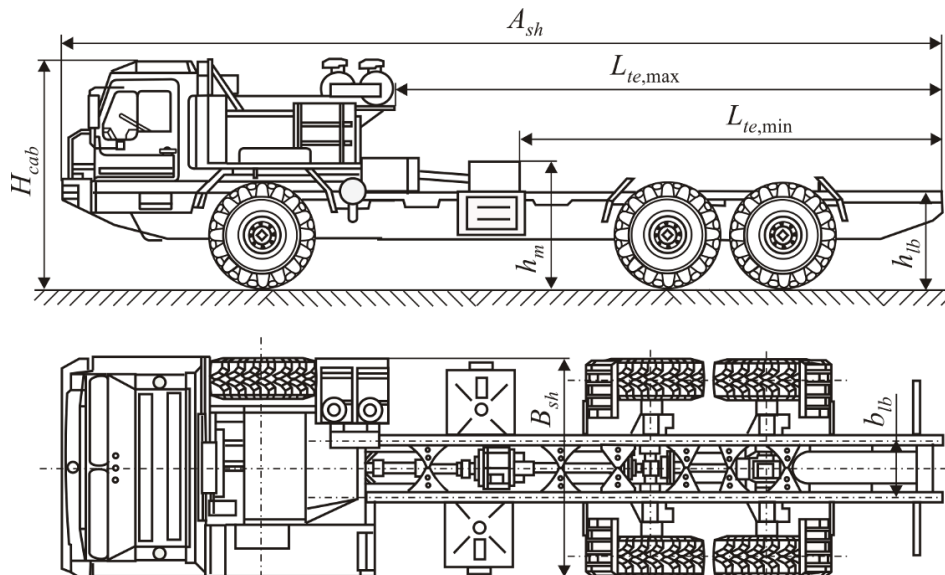


Рис. 1. Общий вид 3-осного шасси грузоподъемностью 18,4 т

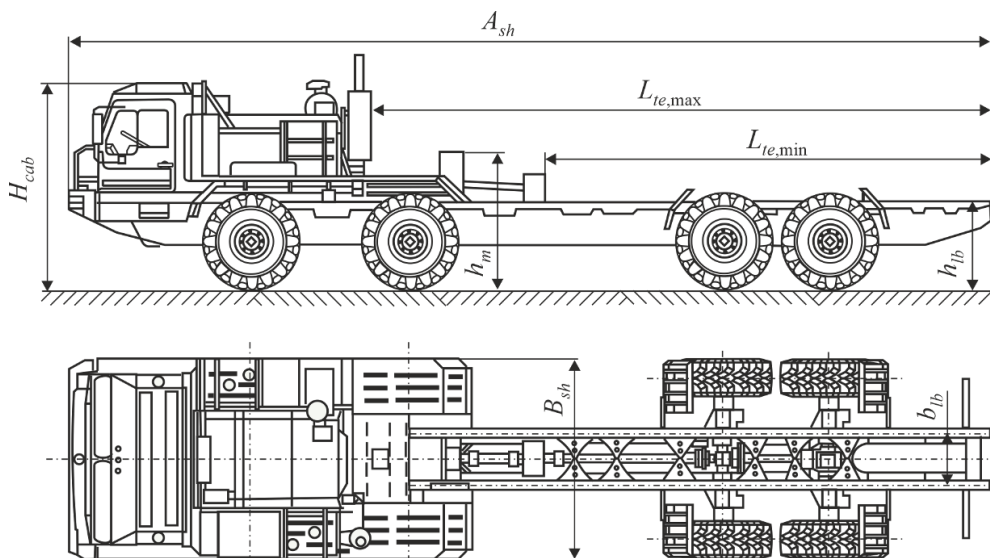


Рис. 2. Общий вид 4-осного шасси грузоподъемностью 22 т

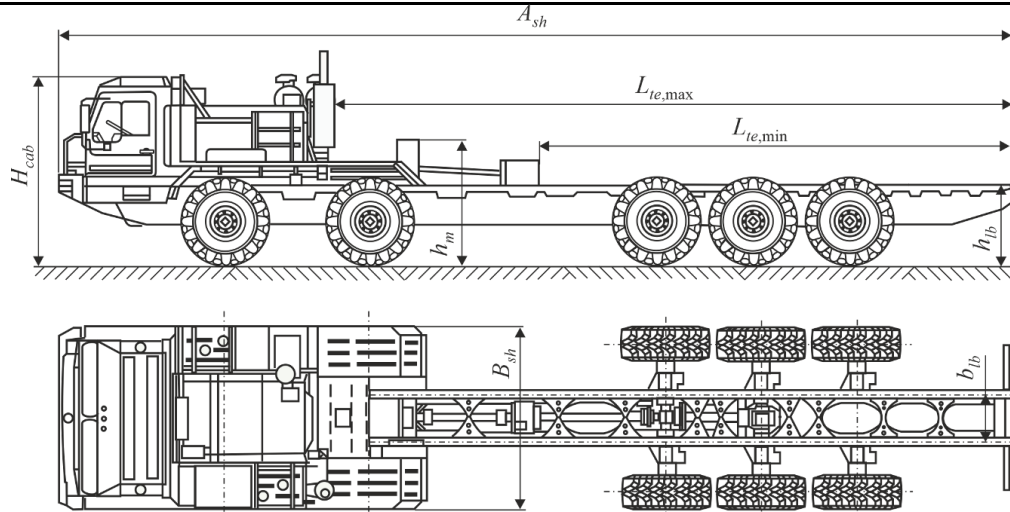


Рис. 3. Общий вид 5-осного шасси грузоподъемностью 30,12 т

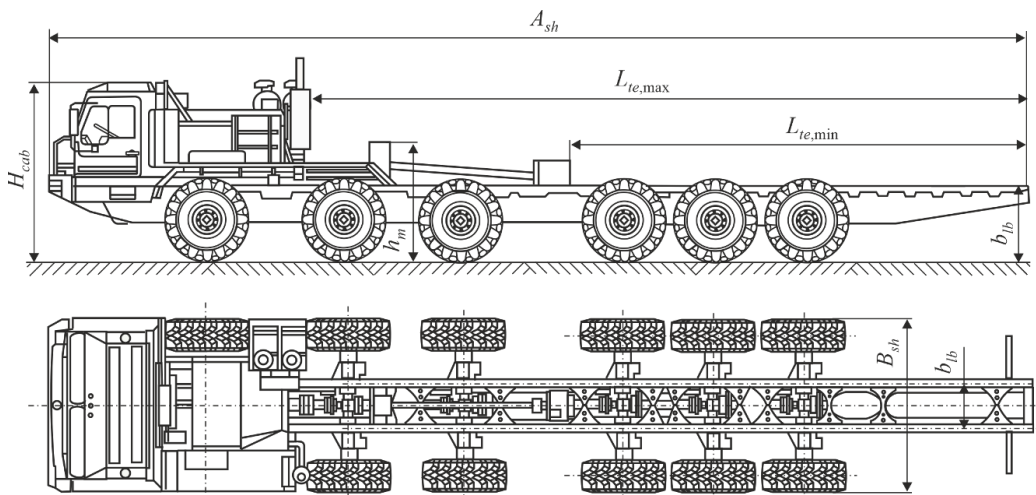


Рис. 4. Общий вид 6-осного шасси грузоподъемностью 36,72 т



а)



б)



в)



г)

Рис. 5. Внешний вид специальных колесных шасси производства АО «Брянский автомобильный завод» [22]: а – БАЗ-69092; б – БАЗ-6306; в – БАЗ-6909; г – БАЗ-69099

Характерные размеры специальных колесных шасси производства  
АО «Брянский автомобильный завод» [7]

Модификация шасси	Характерные размеры, мм							
	$A_{sh}$	$B_{sh}$	$H_{cab}$	$L_{te,min}$	$L_{te,max}$	$b_{lb}$	$h_{lb}$	$h_m$
3-осное шасси	11060	2750	3080	5300	7250	964	1180	1880
4-осное шасси	12980			6000	8900			
5-осное шасси	14550			6900	10450			
6-осное шасси	15700			7400	11400			

состоянии также определяются требованиями по перевозке крупногабаритных тяжелых грузов по автомобильным дорогам общего назначения. На территории Российской Федерации эти требования регламентируются ГОСТ Р 52748-2007 [21].

При размещении транспортного контейнера с аэромобильной канатной установкой на несущей раме колесного тягача необходимо обеспечить нормативный габарит приближения по высоте с целью безопасного проезда под мостовыми сооружениями и путепроводами при движении загруженного колесного автомобиля по автомобильным дорогам общего назначения. Нормативный габарит обеспечивается при выполнении условия

$$H_{mc} \leq [H],$$

где  $H_{mc}$  - вертикальная координата наиболее высокой точки транспортируемого груза в транспортном положении относительно поверхности дорожного полотна (вертикальный габарит транспортного средства);  $[H]$  -

нормативный габарит приближения по высоте с учетом требуемых зазоров (на территории Российской Федерации принято значение  $[H] = 4$  м [16]).

Совместный учет характерных размеров, определяющих возможности различных модификаций тягачей к перевозке транспортных контейнеров с аэромобильными канатными установками в транспортном состоянии, и требования обеспечения нормативного габарита  $[H]$  позволяет установить рабочую зону в пределах несущей рамы колесного шасси, в которой допустимо размещать транспортируемое оборудование. На рис. 6 показан пример определения указанной рабочей зоны, а в табл. 3 приведены ее габаритные размеры применительно к различным модификациям специальных колесных шасси производства АО «Брянский автомобильный завод» с учетом их характерных размеров (табл. 2).

Таблица 3

Габаритные размеры рабочей зоны для размещения транспортируемого оборудования (для специальных колесных шасси производства АО «Брянский автомобильный завод»)

Модификация шасси	Габаритные размеры рабочей зоны				
	длина, мм		высота, мм		ширина $B_{wz}$ , мм
	$L_{wz,min}$	$L_{wz,max}$	$H_{wz,min}$	$H_{wz,max}$	
3-осное шасси	7300	9250	2120	2720	2700
4-осное шасси	8000	11900			
5-осное шасси	8900	12450			
6-осное шасси	9400	13400			

Примечание: 1. При расчете габаритной длины было принято  $l_{pp} = 2000$  мм [23].

2. При расчете габаритной высоты было принято  $h_{of} = 100$  мм.

Для определения габаритных размеров рабочей зоны, в которой допустимо размещать транспортируемое оборудование, необходимо использовать зависимости:

- минимальная длина рабочей зоны

$$L_{wz,min} = L_{te,min} + l_{pp};$$

- максимальная длина рабочей зоны

$$L_{wz,max} = L_{te,max} + l_{pp};$$

- минимальная высота рабочей зоны

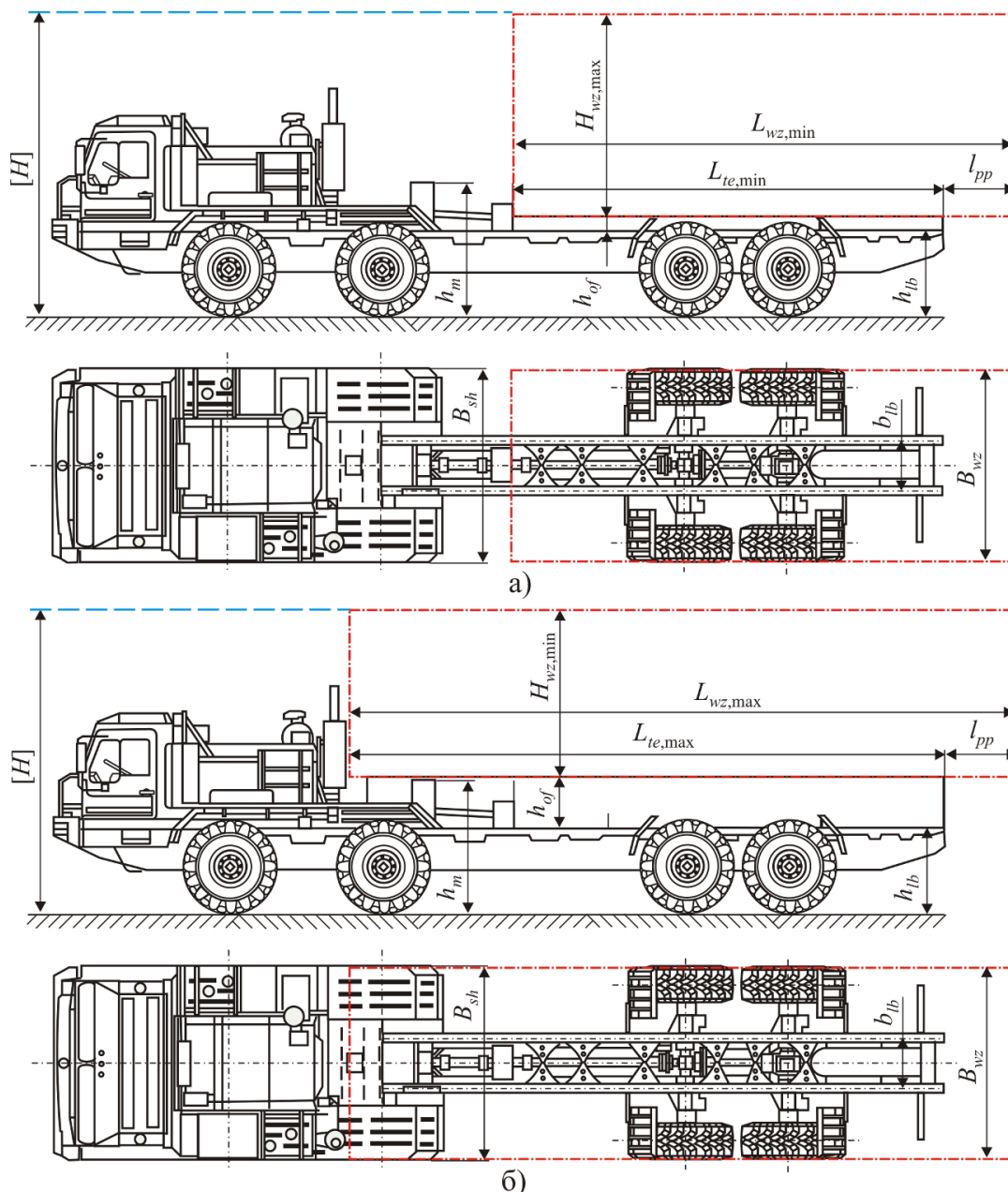


Рис. 6. Рабочая зона в пределах несущей рамы колесного шасси, пригодная для размещения транспортируемого оборудования: а – при использовании максимальной осевой протяженности зоны для размещения оборудования; б – при использовании минимальной осевой протяженности зоны для размещения оборудования

$$H_{wz,min} = [H] - h_m;$$

- максимальная высота рабочей зоны

$$H_{wz,max} = [H] - h_{lb} - h_{of};$$

- ширина рабочей зоны

$$B_{wz} \approx B_{sh},$$

где  $h_{of}$  - высота надрамной конструкции;  $l_{pp}$  - длина груза, выступающего за заднюю точку осевого габарита шасси (согласно [23] составляет  $l_{pp} = 2$  м).

Сравнение данных о габаритных размерах универсальных ИСО серии 1 и авиационных транспортных контейнеров [6] с габаритными размерами рабочих зон для их размещения на специальных колесных шасси производства АО «Брянский автомобильный завод» (табл. 3) позволяет определить те типы контейнеров, которые могут перевозиться с помощью указанных колесных шасси.

В табл. 4 перечислены типы универсальных транспортных контейнеров, пригодных

Возможности размещения универсальных транспортных контейнеров с аэромобильными канатными установками в транспортном состоянии на специальных колесных шасси производства АО «Брянский автомобильный завод»

Тип контейнера	Возможность размещения (+) в рабочей зоне размером							
	$L_{wz,min} \times H_{wz,max} \times B_{wz}$ при числе осей шасси				$L_{wz,max} \times H_{wz,min} \times B_{wz}$ при числе осей шасси			
	3	4	5	6	3	4	5	6
<i>Универсальные грузовые транспортные контейнеры ИСО серии 1</i>								
1EEE								+***
1EE								+***
1AAA						+***	+	+
1AA						+***	+	+
1A						+***	+	+
1AX						+***	+	+
1BBB			**	+	+	+	+	+
1BB			**	+	+	+	+	+
1B			**	+	+	+	+	+
1BX			**	+	+	+	+	+
1CC	+	+	+	+	+	+	+	+
1C	+	+	+	+	+	+	+	+
1CX	+	+	+	+	+	+	+	+
1DD	+	+	+	+	+	+	+	+
1D	+	+	+	+	+	+	+	+
1DX	+	+	+	+	+	+	+	+
<i>Универсальные авиационные контейнеры</i>								
УАК-5	+	+			+	+	+	+
УАК-10	+	+	+	+	+	+	+	+
УАК-20					+	+***	+	+
РУВ Q6	+	+	+	+	+	+	+	+
FLA (P9P)	+	+	+	+	+	+	+	+
PMC LD	+	+	+	+	+	+	+	+
AMA (P6P)	+	+	+	+	+	+	+	+
PMC Q6	+	+	+	+	+	+	+	+
PMC Q7	+	+	+	+				
РУВ Q7	+	+	+	+				
PZA Q6	+	+	+	+	+	+	+	+
PGA/PGF Q7	+	+	+	+	+	+	+	+
PZA Q7	+	+	+	+	+	+	+	+
PGA/PGF Q6	+	+	+	+	+	+	+	+

Примечание: \* - требуется уменьшенная до 2120 мм высота контейнера;

\*\* - незначительное превышение габаритной длины рабочей зоны

для их транспортирования различными модификациями многоосных колесных шасси производства АО «Брянский автомобильный завод». Анализ этих данных показывает, что при ориентации на указанные колесные шасси для компоновки аэромобильных канатных установок в транспортном состоянии можно

без каких-либо конструктивных ограничений ориентироваться на габаритные размеры, главным образом, универсальных транспортных контейнеров ИСО серии 1 типов 1СС...1DX (для всех модификаций шасси), с небольшими ограничениями по превышению осевого габарита шасси 1BBB...1BX для 5-

осного шасси и без ограничений для 6-осного шасси. При использовании рабочей зоны максимальной длины  $L_{wz,max}$  можно ориентироваться на габаритные размеры основания контейнеров ИСО серии 1 и авиационных контейнеров (длину и ширину) и их уменьшенную высоту  $B_{wz} \leq 2120$  мм (против 2438, 2591 или 2896 мм). В этом случае можно дополнительно ориентироваться на контейнеры наибольшей возможной длины типов 1EEE, 1EE, 1AAA ... 1AX и УАК-20.

Очевидно, что указанные результаты анализа справедливы только для рассмотренных 3-, 4-, 5- и 6-осных модификаций специальных колесных шасси производства АО «Брянский автомобильный завод». Для колесных шасси других модификаций и других заводов-производителей автомобильных тягачей эти результаты могут в определенной мере отличаться в связи с отличием характерных размеров, определяющих возможности различных модификаций тягачей к перевозке транспортных контейнеров с аэромобильными канатными установками в транспортном состоянии ( $B_{sh}$ ,  $L_{te,max}$ ,  $L_{te,min}$ ,  $h_{lb}$  и  $h_m$ ). Тем не менее, рассмотренный выше подход к выявлению габаритных размеров рабочей зоны для размещения контейнеров с аэромобильными канатными установками в

транспортном состоянии на специальных колесных шасси произвольной конструкции и выявления возможных к перевозке типов контейнеров остается без изменений.

### 3. Заключение

Проведенный анализ технико-организационных возможностей современных многоосных вездеходных автомобилей на специальных колесных шасси повышенной проходимости и грузоподъемности для решения задач развертывания и перебазирования на новое место мобильных канатных дорог на базе аэромобильных канатных установок показал, что по своим тактико-техническим характеристикам они вполне способны выполнить указанную логистическую задачу.

Результаты анализа, проведенного применительно к многоосным вездеходным автомобилям российского производства, показал, что их технические характеристики вполне соответствуют требованиям к наземной транспортировке аэромобильных канатных установок, у которых массогабаритные размеры соответствуют массогабаритным размерам универсальных и авиационных транспортных контейнеров.

### Список литературы

1. Степченко Т.А., Бабич О.В. Результаты научных исследований Брянского государственного университета в 2019 году в сфере транспортно-логистических технологий и машин для урбанизированной среды // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2020. № 1. С. 120-135. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-120-135
2. Степченко Т.А., Бабич О.В. Результаты научных исследований Брянского государственного университета в 2021 году в сфере проектирования и моделирования рабочих процессов в мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексах // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2022. № 1. С. 7-26. DOI: 10.22281/2413-9920-

### References

1. Stepchenko T.A., Babich O.V. The results of scientific research of the Bryansk State University in 2019 in the field of transport and logistics technologies and machines for the urban environment. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No.1, pp. 120-135. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-120-135. (In Russian)
2. Stepchenko T.A., Babich O.V. The results of scientific research of Bryansk State University in 2021 in the field of design and modeling of work processes in mobile transport and overloading rope complexes. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2022, No.1, pp. 7-26. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-01-07-26. (In Russian)



2022-08-01-07-26

3. 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.

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

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

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

7. Шатунова Е.А., Лагереv И.А. Анализ технико-организационных возможностей специальных колесных шасси для развертывания мобильных канатных дорог на базе аэромобильных канатных установок // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2023. № 4. С. 255-268. DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-03-255-268

8. Пат. 2780877 Рос. Федерация: МПК<sup>7</sup> B61B 7/00. Быстромонтируемая мобильная канатная дорога / Лагереv А.В., Лагереv И.А. – №2022117303; заявл. 24.06.2022; опубл. 04.10.2022, Бюл. № 32.

9. Rodrigue J.-P., Comtois C., Slack B. The Geography of Transport Systems. New York: Routledge, 2006. 284 p.

10. Engström R. The roads' role in the freight transport system // Transportation Research Procedia. 2016. No.14. P. 1443–1452. DOI: 10.1016/j.trpro.2016.05.217

11. Федеральная служба государственной статистики [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://rosstat.gov.ru/> (дата обращения 10.07.2023).

12. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Mobile aer-

3. 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)

4. 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. (In Russian)

5. 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)

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

7. Shatunova E.A., Lagerev I.A. Analysis of the technical and organizational capabilities of helicopters for the deployment of mobile ropeways based on airmobile rope units. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2023, No.3, pp. 255-268. DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-03-255-268 (In Russian)

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

9. Rodrigue J.-P., Comtois C., Slack B. The Geography of Transport Systems. New York, Routledge, 2006. 284 p.

10. Engström R. The roads' role in the freight transport system. *Transportation Research Procedia*, 2016, No.14, pp. 1443–1452.

ial 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

13. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Mobile aerial ropeways based on autonomous self-propelled chassis: layout of technological equipment. In: Upadhyay, R.K., Sharma, S.K., Kumar, V., Valera, H. (eds). *Transportation Systems Technology and Integrated Management. Energy, Environment, and Sustainability*. Springer, Singapore, 2023, pp. 253-285. DOI: 10.1007/978-981-99-1517-0\_12

14. Аксенов П.В. Многоосные автомобили. М.: Машиностроение, 1989. 280 с.

15. Пойченко В.В., Кондрашов П.В., Потемкин С.В., Пойченко О.В., Хабарова Т.С. Современные грузовые автотранспортные средства: Справочник. М.: Агентство «Доринформсервис», 2004. 592 с.

16. Белоусов Б.Н., Попов С.Д. Колесные транспортные средства особо большой грузоподъемности. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. 728 с.

17. Веселов Н.Б. Вездеходные транспортно-технологические машины. Конструкции. Конструирование и расчет. Нижний Новгород: РИ «Бегемот», 2010. 320 с.

18. Гладов Г.И., Вихров А.В., Зайцев С.В., Кувшинов В.В., Павлов В.В. Конструкции многоцелевых гусеничных и колесных машин. М.: Издательский центр «Академия», 2010. 400 с.

19. Лагереv И.А., Лагереv А.В. Современная теория манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов. Конструкции и условия эксплуатации. Брянск: РИО БГУ, 2018. 190 с. DOI: 10.5281/zenodo.1294622

20. Брянский автомобильный завод [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://baz32.ru/company/> (Дата обращения: 20.07.2023).

21. ГОСТ Р 52748-2007. Дороги автомобильные общего пользования. Нормативные нагрузки, расчетные схемы нагружения и габариты приближения. Введ. 2008-01-01.

DOI: 10.1016/j.trpro.2016.05.217

11. *Federalnaya sluzhba gosudarstvennoy statistiki* (Federal State Statistics Service) (accessed 10 July 2023) [site]. Available at: <https://rosstat.gov.ru/> (In Russian)

12. 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. [https://doi.org/10.1007/978-981-99-2150-8\\_15](https://doi.org/10.1007/978-981-99-2150-8_15) Print ISBN 978-981-99-2149-2, Online ISBN 978-981-99-2150-8

13. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Mobile aerial ropeways based on autonomous self-propelled chassis: layout of technological equipment. In: Upadhyay, R.K., Sharma, S.K., Kumar, V., Valera, H. (eds). *Transportation Systems Technology and Integrated Management. Energy, Environment, and Sustainability*. Springer, Singapore, 2023, pp. 253-285. DOI: [https://doi.org/10.1007/978-981-99-1517-0\\_12](https://doi.org/10.1007/978-981-99-1517-0_12) Print ISBN 978-981-99-1516-3

14. Aksenov P.V. *Mnogoosnye avtomobili* [Multi-axle cars]. Moscow, Mashinostroenie, 1989. 280 p. (In Russian)

15. Poychenko V.V., Kondrashov P.V., Potemkin S.V., Poychenko O.V., Khabarova T.S. *So-vremennye грузовые автотранспортные средства: Spravochnik* [Modern cargo vehicles: Guide]. Moscow, Agentstvo «Dorinform-servis», 2004. 592 p. (In Russian)

16. Belousov B.N., Popov S.D. *Kolesnye transportnye sredstva osobo bolshoye gruzopodemnosti* [Wheeled vehicles of extra heavy duty]. Moscow, Izdatelstvo MG TU imeni N.E. Bauman, 2006. 728 p. (In Russian)

17. Veselov N.B. *Vezdekhodnye transportno-tekhnologicheskie mashiny. Konstruktsii. Konstruirovaniye i raschet* [All-terrain transport and technological vehicles. Constructions. Design and calculation]. Nizhniy Novgorod, RI Begemot, 2010. 320 p. (In Russian)

18. Gladov G.I., Vikhrov A.V., Zaytsev S.V., Kuvshinov V.V., Pavlov V.V. *Konstruktsii mnogotselovykh gusenichnykh i kolesnykh mashin* [Designs of multipurpose

М.: Стандартинформ, 2008. 16 с.

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

23. Правила перевозок грузов автомобильным транспортом. Утв. постановлением Правительства Российской Федерации от 21 декабря 2020 г. № 2200.

tracked and wheeled vehicles]. Moscow, Izdatelskiy tsentr «Akademiya», 2010. 400 p. (In Russian)

19. Lagerev I.A., Lagerev A.V. *Sovremennaya teoriya manipulatsionnykh sistem mobilnykh mnogotselevykh transportno-tekhnologicheskikh mashin i kompleksov. Konstruktsiya i usloviya ekspluatatsii* [Modern theory of manipulation systems of mobile multi-purpose transport and technological machines and complexes. Design and operating conditions]. Bryansk, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, 2018. 190 p. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1294622> (In Russian)

20. *Bryansk automobile plant* [site]. Available at: <http://baz32.ru/company/> (accessed 20 July 2023). (In Russian)

21. GOST R 52748-2007 Automobile roads of the general using. Standard loads, loading systems and clearance approaches. Moscow, Standartinform, 2008. 16 p. (In Russian)

22. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Tarichko V.I. *Modelirovanie rabochikh protsessov mobilnykh transportno-peregruzochnykh kanatnykh kompleksov* [Modeling of working processes of mobile transporting and overloading rope facilities]. Bryansk, RISO BGU, 2021. 204 p. DOI: 10.5281/zenodo.6044972. (In Russian)

23. *Pravila perevozok грузов avtomobilnym transportom* [Rules of cargo transportation by road]. Utv. postanovleniem Pravitelstva Rossiyskoy Federatsii ot 21 dekabrya 2020 g. No. 2200.

УДК (UDC) 534.87 / 654.92 / 658.58

АКУСТИЧЕСКАЯ КАРТИНА ЗАПУСКА ВИНТОВЫХ КОМПРЕССОРОВ  
КАК ДИАГНОСТИЧЕСКИЙ ПАРАМЕТР ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯACOUSTIC PICTURE OF STARTING SCREW COMPRESSORS AS A DIAGNOSTIC  
PARAMETER OF TECHNICAL CONDITIONПундик М.А.<sup>1</sup>, Пичахчи А.В.<sup>2</sup>, Сидоров В.А.<sup>3</sup>  
Pundik M.A.<sup>1</sup>, Pichakhchi A.V.<sup>2</sup>, Sidorov V.A.<sup>3</sup><sup>1</sup> – Донецкий национальный университет экономики и торговли имени Михаила Туган-Барановского  
(Донецк, ДНР, Россия)<sup>2</sup> – Донбасская национальная академия строительства и архитектуры (Макеевка, ДНР, Россия)<sup>3</sup> – Донецкий национальный технический университет (Донецк, ДНР, Россия)<sup>1</sup> – Donetsk National University of Economics and Trade named after Mikhail Tugan-Baranovsky  
(Donetsk, DPR, Russian Federation)<sup>2</sup> – Donbass National Academy of Construction and Architecture (Makeevka, DPR, Russian Federation)<sup>3</sup> – Donetsk National Technical University (Donetsk, DPR, Russian Federation)

**Аннотация.** Появление новых возможностей по фиксации и анализу шума позволяет использовать визуализацию и анализ звуковых колебаний в качестве диагностических признаков исправности компрессорного агрегата в период запуска - наиболее информативного этапа проявления зарождающихся повреждений. Применение винтовых компрессоров в настоящее время является наиболее рациональным из-за отсутствия ударных процессов, возможности длительной эксплуатации с минимальным объемом операций по техническому обслуживанию, эффективному решению вопросов управления режимами работ, минимальными динамическими нагрузками при запуске и др. Наибольшее распространение нашли винтовые компрессоры с частотой вращения приводного двигателя 3000 об/мин и мощностью 100...300 кВт. Обеспечение длительной работы винтовых компрессоров требует обоснованного принятия решений для восстановления работоспособности на базе данных о фактическом состоянии отдельных элементов механизма. Методы исследования представлены в виде практического анализа уровня шума и виброускорения винтовых компрессоров. Получены акустические и вибрационные параметры запуска агрегата, представлены информационные частоты повреждения основных узлов, а также, частотно-временная спектрограмма запуска. Результаты проведенных акустических исследований запуска компрессорного агрегата, состоящего из винтовых компрессоров фирмы «Sabroe» SAB-163 и SAB-330, составляют основное содержание данной работы. Они позволяют сделать вывод о необходимости реализации трёхуровневой диагностики роторных механизмов для предотвращения внезапных отказов компрессорного агрегата.

**Ключевые слова:** шум акустический, параметры диагностические, компрессор винтовой.

**Annotation.** The emergence of new opportunities for fixing and analyzing noise allows us to perform visualization and analysis of sound vibrations as diagnostic signs of the serviceability of the compression unit during the start-up period, the most informative stage of the manifestation of incipient damage. The use of screw compressors, at present, is the most rational due to the absence of shock processes, the possibility of long-term operation with a minimum amount of maintenance operations, the effective solution of issues of managing work schedules, minimal dynamic loads at startup, etc. Screw compressors with a frequency of rotation of the drive motor 3000 rpm and a power of 100...300 kW have found the greatest distribution. Ensuring long-term operation of screw compressors requires reasonable decision-making to restore operational capability on the basis of data on the actual condition of individual elements of the mechanism. The research methods are presented in the form of a practical analysis of the noise level and vibration acceleration of screw compressors. Acoustic and vibration parameters of the unit start-up were obtained, information frequencies of damage to the main nodes were presented, as well as a time-frequency spectrogram of the start-up. The results of the conducted acoustic studies of the start-up of the compressor unit consisting of Sabroe screw compressors SAB - 163 and SAB - 330 constitute the main content of this work, which allow us to conclude that it is necessary to implement three-level diagnostics of rotary mechanisms to prevent sudden failures of the compression unit.

**Keywords:** acoustic noise, diagnostic parameters, screw compressor

<i>Дата получения статьи:</i>	10.10.2023	†	<i>Date of manuscript reception:</i>	10.10.2023
<i>Дата принятия к публикации:</i>	05.12.2023	†	<i>Date of acceptance for publication:</i>	05.12.2023
<i>Дата публикации:</i>	25.12.2023	†	<i>Date of publication:</i>	25.12.2023

**Сведения об авторах:**

**Пундик Михаил Александрович** – кандидат технических наук, доцент ФГБОУ ВО «Донецкий национальный университет экономики и торговли имени Михаила Туган-Барановского (ДонНУЭТ)»,  
*e-mail: mihailpundik93@mail.ru.*

ORCID: 0000-0002-9488-7209

**Пичахчи Александр Владимирович** – ассистент ФГБОУ ВО «Донбасская национальная академия строительства и архитектуры (ДонНАСА)»,  
*e-mail: pichakhchi.a.v@yandex.ru.*

ORCID: 0009-0004-2302-0845

**Сидоров Владимир Анатольевич** – доктор технических наук, профессор ФГБОУ ВО «Донецкий национальный технический университет (ДонНТУ)»,  
*e-mail: sidorov\_va58@mail.ru.*

ORCID: 0000-0001-6794-7838

**Authors' information:**

**Mihail A. Pundik** – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor at Donetsk National University of Economics and Trade named after Mikhail Tugan-Baranovsky (DonNUET),  
*e-mail: mihailpundik93@mail.ru.*

ORCID: 0000-0002-9488-7209

**Aleksandr V. Pichakhchi** – Assistant at Donbas National Academy of Civil Engineering and Architecture (DonNACEA),  
*e-mail: pichakhchi.a.v@yandex.ru*

ORCID: 0009-0004-2302-0845

**Vladimir A. Sidorov** – Doctor of Technical Sciences, Professor of Donetsk National Technical University (DonNTU),  
*e-mail: sidorov\_va58@mail.ru*

ORCID: 0000-0001-6794-7838

**1. Введение**

В гипотезе об эволюционном развитии человека от пещерного жителя до пользователя смартфона звук, на каждом этапе, является одним из основных параметров обеспечения безопасности, передачи информации, музыкальном восприятии и др. Шумы механизмов в этом перечне занимают одно из первых мест – различение шума приближающейся опасности, изменения в характере работы определяются субъективно, однако обеспечивают определенной информацией.

В исследованиях, обзор которых приведен в [1], в качестве диагностических параметров работающего оборудования исследовались акустические и вибрационные физические поля. Эти работы были посвящены созданию принципов виброакустической диагностики механизмов, определению границ категорий технического состояния, разработке аппаратуры для виброконтроля. Одновременно проводились прикладные исследования по изучению изменения состояния элементов механизма, в том числе, подшипников качения [2], зубчатых передач [3] и др. Рассмотрение вопросов вибрации стало основным содержанием справочника [4]. Результаты исследований, связанных с разработкой принципов диагностирования роторного механического оборудования, работающего в длительном режиме, с использо-

ванием параметров вибрации и спектрального анализа нашли отражение в работе [5]. В [6] рассматривается необходимость комплексного подхода к оценке технического состояния механизмов при использовании взаимодополняющих диагностических параметров.

Акустическая картина работающего механизма на первых этапах была единственным источником информации о техническом состоянии. Использование технических стетоскопов было развитием данного метода диагностирования, развивая уровень субъективного индивидуального восприятия шумов. Акустическая диагностика механизмов [7-9] была одним из первых направлений при формировании технической диагностики как науки. Этому способствовала универсальность данного метода и применимость в различных областях знаний [10-14]. При этом отмечалось, что волновая картина звука имеет сложный интерференционный характер.

Это послужило основной причиной активного развития методов виброметрии позволивших выполнять локализацию повреждений и проводить объективную оценку уровня механических колебаний приборными методами, заняв приоритетное положение и получив широкое развитие в виде портативных виброметров, анализаторов вибрации и сборщиков данных, стационарных систем.

В последние годы благодаря развитию электронных технологий наметилась тенденция к использованию шума как диагностического параметра при оценке состояния электрических и автомобильных двигателей [15-17]. Возможности современных подходов к регистрации, анализу и формированию акустических сигналов обеспечивают диагностику значительными массивами данных, обработка которых представляет важную проблему [18-22].

## 2. Основная часть

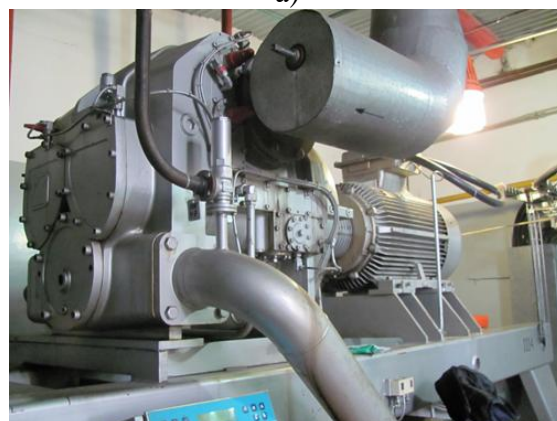
В настоящее время появляются новые возможности по фиксации и анализу шума в виде доступных диктофонов (Olympus), компьютерных программ для визуализации и анализа звуковых колебаний (Sonic Visualiser), шумомеров. При использовании этого оснащения было проведено исследование информативности звуковых шумов при оценке технического состояния винтовых компрессоров. В качестве объекта исследования использовался двухступенчатый компрессорный агрегат, состоящий из винтовых компрессоров фирмы «Sabroe» SAB-163 [23] и SAB-330 [24]. Исследовался период запуска как наиболее информативный в диагностическом плане этап проявления зарождающихся повреждений.

В конструкции указанных маслозаполненных винтовых компрессоров вращение от привода сообщается одному из роторов - ведущему. Крутящий момент к ведомому ротору передается через уплотнитель, которым служит масло. Компрессорное масло, впрыскиваемое внутрь винтового блока, обеспечивает отсутствие контакта между двумя роторами, а также смазывание их подшипников и отвод тепла, выделяющегося при сжатии. Масло затем выделяется из воздушно-масляной смеси встроенной в компрессор системой сепарации, охлаждается и возвращается в винтовой блок (рис. 1).

Основные технические данные, связанные с определением информативных частот возможных повреждений компрессоров, приведены в табл. 1. Валы компрессора SAB-163 установлены на подшипниках качения



а)



б)

Рис. 1. Компрессорный агрегат:  
а) винтовой компрессор SAB-163;  
б) винтовой компрессор SAB-330

(табл. 2), валы компрессора SAB-30 установлены на подшипниках скольжения.

Различение шумов повреждений данных винтовых компрессоров может быть доступно человеку. Однако при работающем компрессорном агрегате тональность шумов практически не различима. Задача решается относительно просто при наличии анализатора вибрации, что требует временных затрат по проведению измерений и опыта квалифицированного специалиста при постановке диагноза. Первым уровнем предупреждения об отклонении от номинального (исходного) является технического состояния изменение характера шума при запуске, обосновать это изменение при помощи ранее перечисленных инструментов является целью исследования.

Для изменения уровней звука, скорректированных по шкале А (дБА), использовался цифровой шумомер. Наиболее информативным при диагностировании является пере-

Таблица 1

## Частоты вращения валов компрессоров

Компрессор	Число зубьев ведущего вала	Частота вращения ведущего вала, об/мин (Гц)	Число зубьев ведомого вала	Частота вращения ведомого вала, об/мин (Гц)	Зубцовая частота, Гц
SAB-163	6	3000 (50)	4	4500 (75)	300
SAB-330	4	3000 (50)	6	2000 (33,3)	200

Таблица 2

## Информативные частоты повреждений подшипников качения компрессора SAB-163

Подшипник	Частота вращения вала, Гц	Повреждения наружного кольца, Гц	Повреждения внутреннего кольца, Гц	Повреждения тел качения, Гц	Повреждения сепаратора, Гц
NU 2312 ECP	50	260	390	120	20
QJ 312 N2	50	215	335	102	20
NU 2311 EC	75	387	588	175	30
QJ 311 N2	75	324	501	156	30

ходной процесс. Поэтому первым уровнем исследования стал процесс измерения уровня звука при запуске компрессоров. Точка измерения располагалась на уровне 1 м на равном удалении от компрессоров. Вначале включался маслонасос компрессора SAB-163, затем двигатель компрессора с последующим переключением схемы соединения обмоток, затем происходило включение компрессора SAB-330 и выход на заданный режим работы. Каждый из этих этапов имеет характерные отличия по амплитуде и стабильности шумов, что позволяет после накопления статических данных построить эталонный образ исправного механизма. Установлена недостаточная дискретизация фиксации процесса запуска с периодичностью 1,0 с. Исходя из преобладающей частоты вращения 50 Гц для построения синусоиды обороной частоты необходима периодичности 2 мс, а для фиксации состояния винтовой пары- минимально 500 мкс. При этом появляется возможность идентифицировать отклонения в работе электромеханической системы, системы автоматического регулирования и технологической системы без детализации причин и без постановки точного диагноза (рис. 2).

Измерения, выполненные по шкале С (дБС), показали некоторые отличия по этапам запуска (рис. 3). Следует отметить, что



Рис. 2. Изменение уровня шума по этапам запуска компрессорного агрегата

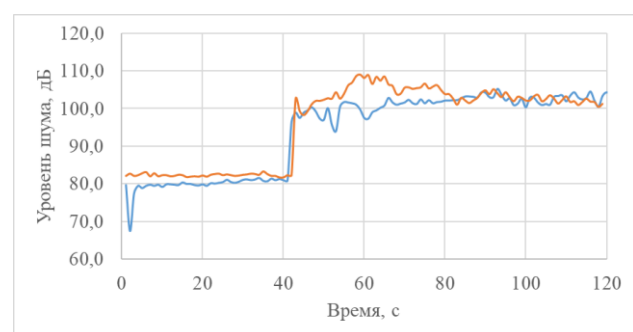


Рис. 3. Изменение уровня шума по этапам запуска компрессорного агрегата (синий график – шкала дБА; желтый график – шкала дБС)

каждый запуск имеет свои особенности, связанные с отличиями внешних условий и человеческим фактором. Запуск компрессора, имеющего неисправности, точно идентифицируется опытным машинистом и должен

найти отражение в изменении звуковой картины запуска.

Диагностические симптомы в данном случае аналогичны симптомам анализа временной формы вибрационного сигнала (рис. 4): амплитуда и стабильность повторения, основная форма и др. Это позволяет с еди-

ных позиций проводить анализ временных реализаций звуковых характеристик на указанных этапах (рис. 5). При этом преимущества анализа спектрограммы пиковой частоты при отображении переходных процессов становятся очевидными.

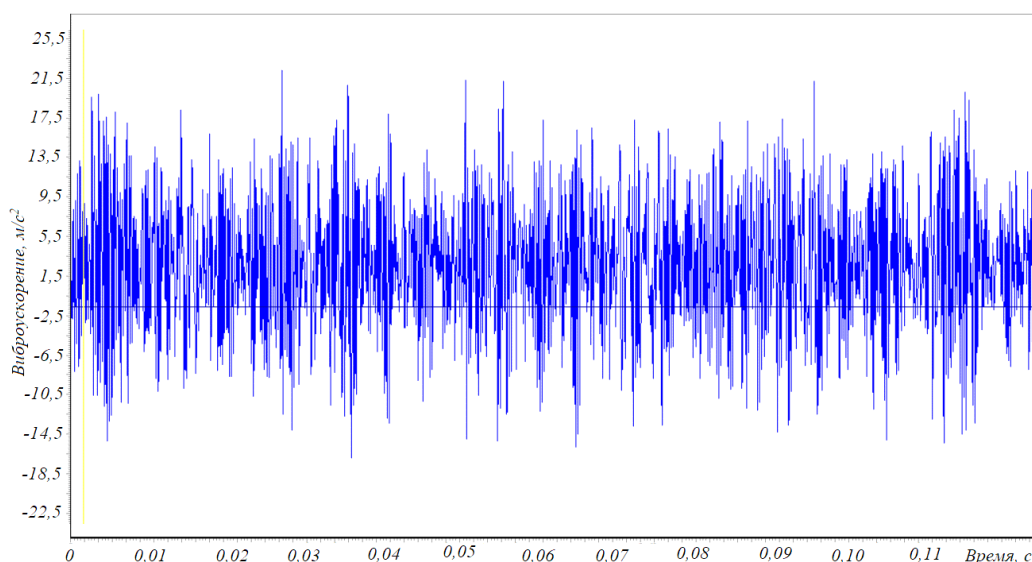


Рис. 4. Временная реализация виброускорения подшипника ведомого вала компрессора SAB-163

### 3. Заключение

Проведенные исследования указывают на необходимость реализации трёхуровневой системы диагностирования:

- ранние отклонения без точной идентификации могут быть зафиксированы по изменению звуковой картины при запуске;
- идентификация повреждений и определение трендов их развития оптимальна при использовании виброметрии, включая изме-

рение общего уровня, анализ спектров, огибающей и временной реализации вибрационного сигнала;

- определение причин повреждения проводится после разборки компрессора при изучении видов износа на деталях компрессора.

Анализ изменения звуковой картины требует использования математического аппарата обработки данных, что составляет направление дальнейших исследований.



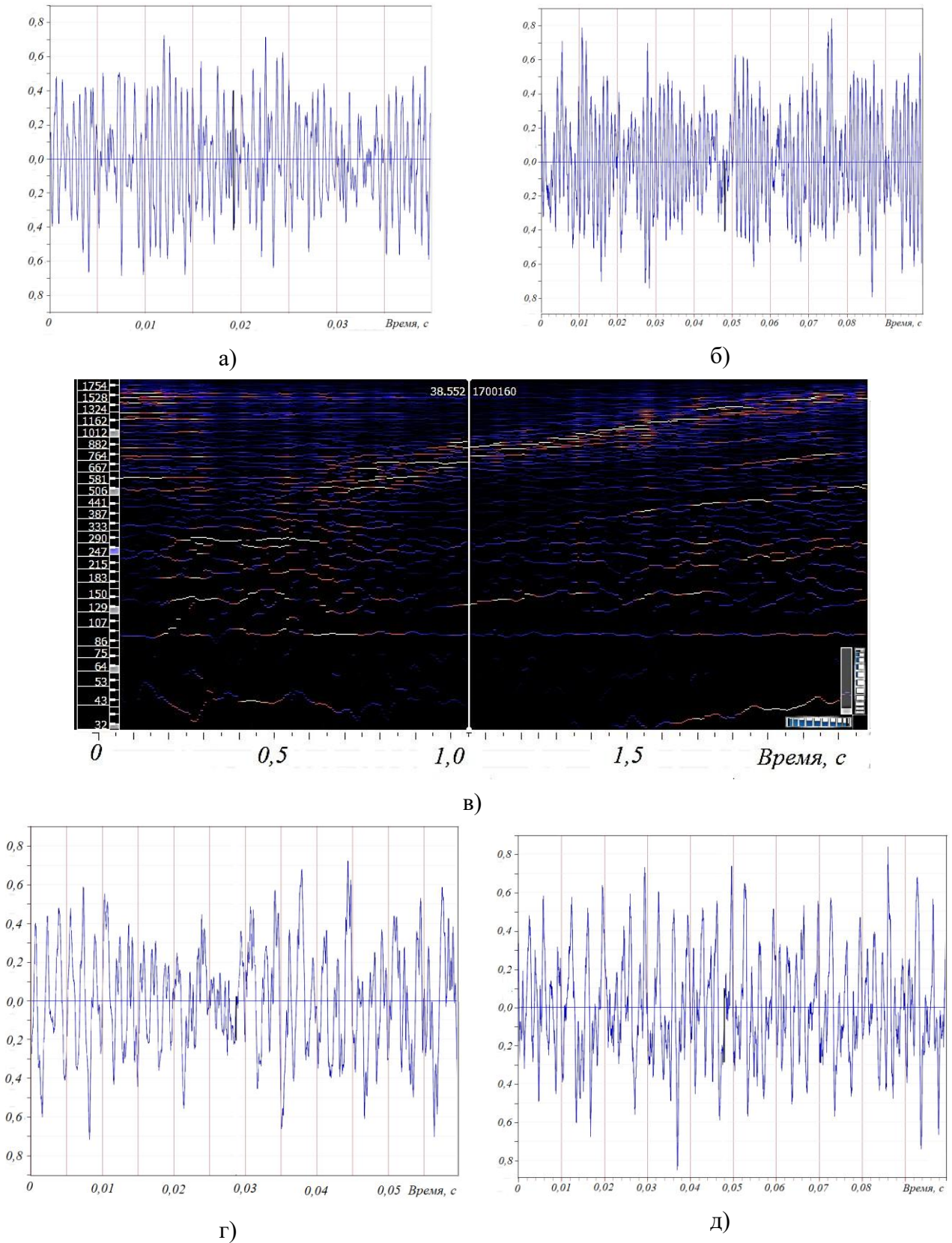


Рис. 5. Временные реализации звукового сигнала по этапам запуска компрессорного агрегата: а - работа маслонасоса; б - включение двигателя компрессора SAB-163; в - изменение спектрограммы пиковой частоты при запуске двигателя SAB-163; г - момент переключения фаз; д - включение двигателя компрессора SAB-330

## Список литературы

1. Генкин М.Д.Ю Соколова А.Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов Москва: Машиностроение, 1987. 288 с.
2. Явленский А.К., Явленский К.Н. Теория динамики и диагностики систем трения качения. Ленинград: Изд-во Ленингр. ун-та, 1983. 184 с.
3. Миникаев А.Ф., Долговская О.В., Пронин В.А. К вопросу протечек компримируемой среды в рабочей части однороторного винтового компрессора (ВКО) с окружной формой зуба // Вестник Международной академии холода. 2016. № 3. С. 43-46.
4. Вибрации в технике: Справочник: в 6 т. Т. 4. Вибрационные процессы и машины / Под ред. Э. Э. Лавендела. 1981. 509 с.
5. Ширман А.Р., Соловьев А.Б. Практическая вибродиагностика и мониторинг состояния механического оборудования. Москва: Машиностроение, 1996. 276 с.
6. Cowan R.S., Winer W.O. Machinery Diagnostics / Czichos H. (Ed.). Handbook of Technical Diagnostics. Springer, Berlin, Heidelberg, 2013. 387–410 pp.
7. Павлов Б.В. Акустическая диагностика механизмов. Москва: Машиностроение, 1971. 223 с.
8. Артоболовский И.И., Бобровницкий Ю.И., Генкин М.Д. Введение в акустическую динамику машин. Москва: Наука, 1979. 295 с.
9. Генкин, М.Д. Виброакустическая диагностика зарождающихся дефектов / М. Д. Генкин, Ф. Я. Балицкий, М. А. Иванова, А. Г. Соколова, Е. И. Хомяков. – Москва : Наука, 1984. – 119 с.
10. Физическая акустика / под ред. У. Мэзона. Москва: Мир, 1966-1970. 8 т.
11. Булатова Ж.М. Волкова Е.А., Дубров Е.Ф. Акустический каротаж. Ленинград: Недра. Ленингр. отд-ние, 1970. 264 с.
12. Гусев В.Э., Карабутов А.А. Лазерная оптоакустика. Москва: Наука, 1991. 303 с.
13. Архипов А.Г. Разработка метода ускоренных испытаний алмазного породоразрушающего инструмента на основе спектрального анализа акустического поля: спец. 05.15.14 «Технология и техника геологоразведочных работ»: автореферат дис. ... кандидата технических наук / Архипов Алексей Германович. –

## References

1. Genkin M. D. *Vibroakusticheskaya diagnostika mashin i mehanizmov* [Vibroacoustic diagnostics of machines and mechanisms]. Moscow, Mashinostroenie, 1987. 288 p. (In Russian)
2. Jawlensky A.K. *Teoriya dinamiki i diagnostiki sistem treniya kacheniya* [Theory of dynamics and diagnostics of rolling friction systems]. Leningrad: Izd-vo Leningr. Un-ta, 1983. 184 p. (In Russian)
3. Minikaev A.F. On the issue of leaks of the compressed medium in the working part of a single-rotor screw compressor with a circumferential tooth shape. *Vestnik Mejdunarodnoi akademii holoda*, 2016, No. 3, pp. 43-46. (In Russian)
4. *Vibratsii v tekhnike* [Vibrations in technology]: Handbook. v 6 t. T. 4. *Vibracionnie processi i mashini*. 1981. 509 p. (In Russian)
5. Shirman A.R. *Prakticheskaya vibrodiagnostika i monitoring sostoyaniya mehanicheskogo oborudovaniya* [Practical vibration diagnostics and monitoring of the state of mechanical equipment]. Moscow, Mashinostroenie, 1996. 276 p. (In Russian)
6. Czichos H. Handbook of Technical Diagnostics. Berlin, Heidelberg, Springer, 2013. 387-410 pp.
7. Pavlov B.V. *Akusticheskaya diagnostika mehanizmov* [Acoustic diagnostics of mechanisms]. Moscow, Mashinostroenie, 1971. 223 p. (In Russian).
8. Artobolevskij I. I. *Vvedenie v akusticheskuyu dinamiku mashin* [Introduction to Acoustic Dynamics of Machines]. Moscow, Nauka, 1979. 295 p. (In Russian).
9. Genkin M.D. *Vibroakusticheskaya diagnostika zarozhdayuschih defektov* [Vibroacoustic diagnostics of incipient defects]. Moscow, Nauka. 1984. 119 p. (In Russian).
10. Physical acoustics. Moscow, Mir. 1966-1970. 8 vol.
11. Bulatova Zh.M. [Acoustic logging]. – Leningrad, Nedra, 1970. 264 p. (In Russian).
12. Gusev V. E. *Lazernaya optoakustika* [Laser optoacoustics]. Moscow, Nauka,

Санкт-Петербург, СПГГИ, 1993. 21 с.

14. Лямшев Л. М. Радиационная акустика. Москва: Наука: Изд. фирма «Физ.-мат. Лит», 1996. 301 с.

15. Дрейзин В.Э., Касем М.М., Сабельников Д.С. Акустическая диагностика автомобильных двигателей. Анализ возможностей и теоретические и практические предпосылки // Приборы и системы. Управление, контроль, диагностика. 2009. №4. С. 48-56.

16. Касем М.М. Системный анализ акустических шумовых сигналов автомобильных двигателей для определения их технического состояния: спец. 05.13.01 «Системный анализ, управление и обработка информации (технические системы)»: дис. ... кандидата технических наук / Касем Муаммар Мохаммед Салех. Курск, 2009. 144 с.

17. Куделин Н. В. Определение состояний электродвигателя и анализ акустических шумов // Auditorium. Электронный научный журнал Курского государственного университета. 2018. №3 (19).

18. Рыбочкин А.Ф., Яковлев А.И. Диагностирование состояний объектов по издаваемому ими акустическому шуму // Альтернативная энергетика и экология. 2011. № 7(99). С. 89-101.

19. Савельев С.В., Мохсен Ш.А.И., Рыбочкин А.Ф. Программа для анализа и кодирования акустических шумов // Свидетельство на программу № 2012617781.

20. Кинтцель Т. Руководство программиста по работе со звуком. Москва: ДМК Пресс, 2000. 432 с.

21. Касем М.М., Дрейзин В.Э.. Программа для предварительной обработки записей шумов автомобильных двигателей с целью построения сигналы диагностики их состояний // Свидетельство о официальной регистрации программы для ЭВМ № 2009612173.

22. Жернаков С. В. Нейросетевые технологии для диагностики технического состояния авиационных двигателей // Информационные технологии. 2007. № 8. С. 22-29.

23. Компрессор SAB-163. [Электронный ресурс] // Cooltech. Холодильное компрессорное оборудование. – Режим доступа: <https://coolref.ru/catalog/spare-parts/screw/sab-163/>

24. Компрессор SAB-330 [Электронный ресурс] // HOS BV. – Режим доступа:

1991. 303 p. (In Russian).

13. Arkhipov A. G. *Razrabotka metoda uskorennykh ispitaniy almaznogo porodorazruayuschego instrumenta na osnove spektralnogo analiza akusticheskogo polya* [Development of a method for accelerated testing of diamond rock cutting tools based on spectral analysis of the acoustic field]. St. Petersburg, SPGGI, 1993. 21 p. (In Russian).

14. Lyamshev L. M. *Radiacionnaya akustika* [Radiation acoustics]. Moscow, Nauka, 1996. 301 p. (In Russian).

15. Dreizin V. E. Acoustic diagnostics of automobile engines. Analysis of capabilities and theoretical and practical prerequisites. *Pribori i sistemi. Upravlenie, kontrol, diagnostika*, 2009, No.4, pp. 48-56. (In Russian).

16. Kassem M.M. *Sistemnii analiz akusticheskikh shumovih signalov avtomobilnih dvigatelei dlya opredeleniya ih tehnicheskogo sostoyaniya* [System analysis of acoustic noise signals of automobile engines to determine their technical condition]. Kursk. 2009. 144 p. (In Russian).

17. Kudelin N.V. *Opredelenie sostoyanii elektrodvigatelya i analiz akusticheskikh shumov* [Determination of electric motor states and analysis of acoustic noise]. *Auditorium*, 2018, No.3 (19). (In Russian).

18. Rybochkin A.F. Diagnosis of the states of objects based on the acoustic noise they emit. *Alternativnaya energetika i ekologiya*, 2011, No.7 (99), pp. 89-101. (In Russian).

19. Savelyev S.V. *Programma dlya analiza i kodirovaniya akusticheskikh shumov* [Program for analysis and coding of acoustic noise]. The Certificate for program No. 2012617781. (In Russian).

20. Kintzel T. *Rukovodstvo programmista po rabote so zvukom* [Programmer's Guide to Working with Sound Text]. Moscow, DMK Press, 2000. 432 p. (In Russian)

21. Kasem M.M. *Programma dlya predvaritelnoi obrabotki zapisei shumov avtomobilnih dvigatelei s celyu postroeniya signali diagnostiki ih sostoyanii* [Program

<https://www.hosbv.com/product/3075/compressors/Sabroe-SAB-330-L.html>.

† for preliminary processing of noise recordings of automobile engines in order to construct diagnostic signals for their states]. The Certificate of official computer programs No. 2009612173. (In Russian).

† 22. Zhernakov S.V. Neural network technologies for diagnosing the technical condition of aircraft engines. *Informacionnie tehnologii*, 2007, No. 8, pp. 22-29. (In Russian).

† 23. Kompessor SAB-163 (website: <https://coolref.ru/catalog/spare-parts/screw/sab-163/>)

† 24. Kompessor SAB-330 (website: [www.hosbv.com/product/3075/compressors/Sabroe-SAB-330-L.html](https://www.hosbv.com/product/3075/compressors/Sabroe-SAB-330-L.html)).

**Сетевое издание**  
**НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ВЕСТНИК**  
**Брянского государственного университета**

**Учредитель и издатель:**

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского».

**Свидетельство о регистрации средства массовой информации**  
**выдано Федеральной службой по надзору**  
**в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций**  
**Эл № ФС77-62798 от 18 августа 2015 г.**

**Главный редактор сетевого издания:**  
доктор технических наук, профессор  
А.В. Лагереv

**Адрес учредителя:**  
ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет  
имени академика И.Г. Петровского»  
241036, Россия, Брянск, ул. Бежицкая, д. 14

**Адрес редакции и издателя:**  
РИСО ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет  
имени академика И.Г. Петровского»  
241036, Россия, Брянск, ул. Бежицкая, д. 20

Дата размещения сетевого издания в сети Интернет  
на официальном сайте <http://www.ntv-brgu.ru> 25.12.2023 г.

**16+**