



# Научно-технический вестник

БРЯНСКОГО  
ГОСУДАРСТВЕННОГО  
УНИВЕРСИТЕТА

*Nauchno-Tekhnicheskii Vestnik  
Bryanskogo Gosudarstvennogo  
Universiteta*

Б Р Я Н С К

2023(2)

ISSN 2413-9920

**Научно-технический  
ВЕСТНИК  
Брянского  
государственного  
университета**

**№ 2  
2023**

**Nauchno-tehnicheskij**  
**VESTNIK**  
**Bryanskogo**  
**gosudarstvennogo**  
**universiteta**

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

**№ 2**  
**2023**

ББК 74.580.4

Н-34

Научно-технический вестник Брянского государственного университета. № 2 (2023). Брянск: РИСО БГУ, 2023. – Точка доступа: <http://ntv-brgu.ru>  
Размещено на официальном сайте журнала: 25.06.2023

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. Лагереv* – 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);

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

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

*И.А. Лагереv* – 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);

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

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

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

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

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

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

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

*N.G. Yarushkina* - Doctor of Technical Sciences, 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-tehnicheskii 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)

Гончаров К.А. (Брянск, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-02-127-133

Моделирование распределения усилий в тяговых контурах гусеничных движителей в условиях переменности сопротивления движению грунтов ..... 127

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-02-134-144

Разработка математической модели стеллажного крана-штабелера с учетом диссипации энергии ..... 134

Корытов М.С., Щербаков В.С., Кашанова И.Е. (Омск, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-02-145-158

Аналитический анализ виброзащитной системы человека-оператора ..... 145

Таричко В.И., Лагерев А.В., Лагерев И.А. (Санкт-Петербург, Брянск, Краснодар, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-02-159-172

Силовой расчет механизма канатной фиксации концевой опоры мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса ..... 159

Тинт Наинг Вин, Алакин В.М. (Калуга, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-02-173-179

Результаты исследований жесткости стабилизаторов и угла крена кузова грузового автомобиля ..... 173

Шубин А.А., Мокин Д.Г., Шутов Р.А. (Калуга, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-02-180-188

Модернизация системы обеспечения устойчивости железнодорожного крана КЖ-971 и оценка её эффективности ..... 180

**НАУКИ О ЗЕМЛЕ**

Гулахмадов Н.А., Янинг Чен (Урумчи, Китайская Народная Республика)

DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-02-189-203

Анализ многолетних трендов температуры в бассейне реки Кафирниган в Таджикистане ..... 189

## 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)

Goncharov K.A. (Bryansk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-02-127-133

Simulation of distribution of forces in traction circuit tracked chassis under conditions of variability ground resistance ..... 127

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-02-134-144

Development of a mathematical model of a stacker crane with regard to energy dissipation ..... 134

Korytov M.S., Sherbakov V.S., Kashapova I.E. (Omsk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-02-145-158

Analytical analysis of the vibration protection system of a human operator ..... 145

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-02-159-172

Force calculation of the fastening mechanism of the end tower of a mobile transport and reloading rope unit using a holding rope ..... 159

Tint Naing Win, Alakin V.M. (Kaluga, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-02-173-179

The results of studies of the rigidity of stabilizers and the roll angle of the truck ..... 173

Shubin A.A., Mokin D.G., Shutov R.A. (Kaluga, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-02-180-188

Modernization of the system for ensuring the stability of the railroad crane KZh-971 and evaluation of its effectiveness ..... 180

## EARTH SCIENCE

Gulahmadov N.A. Yaning Chen (Urumqi, China)

DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-02-189-203

Analysis of the long-term temperature trends in the Kofarnihon river basin in Tajikistan ..... 189

УДК (UDC) 621.86

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ УСИЛИЙ В ТЯГОВЫХ КОНТУРАХ  
ГУСЕНИЧНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ В УСЛОВИЯХ ПЕРЕМЕННОСТИ  
СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ ГРУНТОВSIMULATION OF DISTRIBUTION OF FORCES IN TRACTION CIRCUIT  
TRACKED CHASSIS UNDER CONDITIONS OF VARIABILITY  
GROUND RESISTANCEГончаров 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.** Гусеничный движитель конструктивно состоит из двух и более тяговых контуров, воспринимающих равномерно или неравномерно распределенный вес самой машины и нагрузку от реализуемых технологических операций. В настоящей статье описываются результаты математического моделирования распределения усилий в тяговых контурах гусеничных движителей в условиях переменности сопротивления движению грунтов, возникающей при работе машины на стыках грунтовых пластов, а также в грунтах со смешанным составом. В зависимости от геометрических параметров гусеничного шасси (базы и колеи) и скорости его движения каждая из гусениц внутри единой системы может взаимодействовать с различными по уровню сопротивления грунтами, что приводит к явлению забегания гусениц, резкому повышению нагрузки на двигатели в результате поворота гусениц и подрезания слоев грунтового пласта, особенно при применении раздельного привода. Полученные результаты могут быть применены в процессе проектирования систем управления гусеничными движителями различных транспортно-технологических машин и комплексов с возможностями управления как механическими характеристиками двигателей приводов, так и натяжением гусеничных лент внутри гусеничных контуров.

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

**Дата принятия к публикации:** 31.05.2023  
**Дата публикации:** 25.06.2023

**Сведения об авторе:**

**Гончаров Кирилл Александрович** – доктор технических наук, доцент, заместитель директора НИИ фундаментальных и прикладных исследований по проектному управлению и цифровому развитию ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского»,

*e-mail:* goncharov\_bgu@mail.ru.

*ORCID:* 0000-0002-5895-1162

**Abstract.** Tracked chassis structurally consists of two or more traction circuits that perceive the evenly or unevenly distributed weight of the machine itself and the load from the ongoing technological operations. This article describes the results of mathematical modeling of the distribution of forces in the traction circuits of tracked chassis under conditions of variability in resistance to soil movement that occurs when the machine is operating at the junctions of soil layers, as well as in soils with a mixed composition. Depending on the geometric parameters of the tracked chassis (base and track) and the speed of its movement, each of the tracks within a single system can interact with soils of different levels of resistance, which leads to the phenomenon of running tracks, a sharp increase in the load on the engines as a result of turning the tracks and undercutting the layers of the soil layer, especially when using a separate drive. The results obtained can be applied in the process of designing control systems for tracked chassis of various transport and technological machines and complexes with the ability to control both the mechanical characteristics of drive motors and the tension of tracked belts inside the tracked circuits.

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

**Date of acceptance for publication:** 31.05.2023  
**Date of publication:** 25.06.2023

**Author' information:**

**Kirill A. Goncharov** – Doctor of Technical Sciences, associate Professor, Vice director of project management and digital development at Institute of Fundamental and Applied Research, 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

Сопrotивление движению грунтов в традиционных системах инженерных расчетов предлагается учитывать соответствующим коэффициентом сопротивления, уникальным для каждого типа грунта. Подобный подход прост и удобен в случае необходимости определения обобщенного сопротивления движению машины и вычисления необходимой минимальной мощности привода для реализации тягового усилия. При этом сам по себе коэффициент сопротивления движению представляет собой некое усредненное значение, формируемое для каждого типа грунта, не учитывающее ряд факторов:

1) неравномерность гранулометрического состава различных типов грунтов (подвижность и связанность частиц при наличии в структуре грунта составляющих различных типов, смерзаемость, слеживаемость);

2) влияние погодных условий на влажность грунта (взаимодействие грунта с гигроскопической влагой (способность впитывать влагу из окружающей среды), особенности образования пленки на поверхности грунта (внешняя пленочная влага);

3) абразивность внешнего слоя грунта, взаимодействующего с гусеничными лентами.

Реальная работа гусеничного шасси подразумевает следующие возможности взаимодействия с грунтом:

1) гусеничные контуры внутри единого шасси контактируют с различными типами грунтов на их стыке;

2) гусеничные контуры внутри единого шасси контактируют с одним типом грунта, но с разными по свойствам пластами;

3) появление процессов среза боковыми гранями гусеничных лент различных по свойствам пластов грунта в результате забегания гусениц;

4) указанные выше случаи с учетом неравномерности распределения веса машины и полезной нагрузки от выполняемых техноло-

гических операций на гусеничные контуры в системе одного гусеничного шасси.

С учетом современного уровня развития возможностей математического моделирования, анализа данных нет необходимости вычленять какие либо усредненные значения коэффициентов сопротивления движению гусеничных лент в зависимости от типов грунтов. В данном случае целесообразно весь массив применяемых коэффициентов сопротивления грунтов разбить на короткие дискретные интервалы с дальнейшей последовательной подстановкой в математическую модель распределения усилий внутри гусеничных контуров.

Решение подобной задачи позволит гибко находить режимы управления как механическими характеристиками отдельных приводов гусеничных контуров, так и натяжением гусеничных лент в контурах, в том числе при центральной схеме установки привода на несколько гусениц внутри шасси. Второй случай особенно важен, так как управление натяжными устройствами остается единственным путем стабилизации нагрузки на гусеницу, поскольку центральный привод взаимодействует со всеми гусеничными контурами шасси в рамках единой механической характеристики.

## 2. Цель исследования

Целью настоящего исследования является математическое моделирование распределения усилий в тяговых контурах гусеничных движителей в условиях переменности сопротивления движению грунтов, возникающей при работе машины на стыках грунтовых пластов, а также в грунтах со смешанным составом. В качестве особенности процесса моделирования предполагается уход от привязки исследования к различным типам грунтов и исследование всего спектра сопротивлений движению в контексте применения дискретных значений с короткими интервалами.



### 3. Особенности моделирования

В работе [1] описан инверсионный подход к тяговому расчету гусеничных движителей подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин, на основании которого предложена математическая модель работы замкнутого контура гусеницы как машины непрерывного транспорта. В рамках настоящей статьи анализируются результаты взаимодействия двух параллельно функционирующих моделей, имитирующих работу двух гусеничных контуров внутри шасси.

В процессе моделирования использована шкала коэффициентов сопротивления движению, представленная в [2 - 4]. Моделирование проводилось для тягового режима работы гусениц, как для наиболее невыгодного в плане распределения натяжений в гусеничном контуре [1].

Последовательность моделирования базировалась на следующих принципах:

1) первый из двух тяговых контуров шасси работает при минимальном коэффициенте сопротивления движению  $\mu_f = 0,065$  (соответствует асфальтовому или бетонному покрытию);

2) коэффициент сопротивления движению для второго тягового контура в каждой итерации изменяется в сторону повышения с шагом 0,05, переходя в категории других типов грунтов, что отражается в их условном качественном описании;

3) в каждой итерации определяется величина необходимого минимального натяжения гусеничной ленты первого тягового контура, позволяющая провести выравнивание тяговых усилий для каждой гусеницы, что при одинаковом виде механических характеристик каждого из отдельных приводов приведет к стабилизации скоростей движения гусеничных лент.

В качестве объекта моделирования выбрано гусеничное шасси (рис. 1) [1].

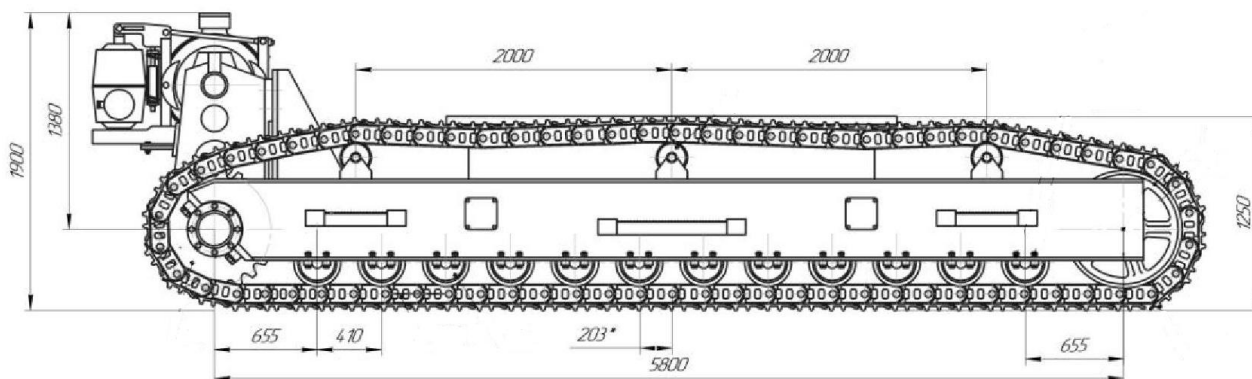


Рис. 1. Конструктивное исполнение гусеничного движителя

Исходные конструктивные и нагрузочные параметры для проведения моделирования представлены в работе [1]. Минимальное натяжение ленты, определяемое из условия допустимого провисания гусеничной цепи, в стартовой и последующих итерациях составляет 12500 Н.

Результаты моделирования представлены в таблице 1. Для удобства представления данных в табл. 1 приняты следующие обозначения:

1)  $\mu_f$  [...] – интервал коэффициентов сопротивления катанию;

2)  $\mu_f$  – коэффициент сопротивления катанию;

3)  $S_{\max}$  и  $S_{\min}$  – соответственно максимальное и минимальное натяжение гусеничной цепи;

4)  $W$  – необходимое тяговое усилие;

5)  $S_c$  – минимальное натяжение гусеничной цепи первого контура для выравнивания тяговых усилий;

6)  $S_{\max}$  – максимальное натяжение гусеничной цепи первого контура после выравнивания тяговых усилий.

Индекс 1 соответствует первому гусеничному контуру, 2 – второму.

Таблица 1

Результаты моделирования распределения усилий в тяговых контурах гусеничных движителей в условиях переменности сопротивления движению грунтов

| Описание вида и состояния грунта                                | $\mu_f [\dots]$   | $\mu_1$ | $\mu_2$ | $S_{max1}$ | $W_1$ | $S_{min1}$ | $S_c$  | $S_{vmax}$ | $S_{max2}$ | $W_2$ | $S_{min2}$ |
|---|-------------------|---------|---------|------------|-------|------------|--------|------------|------------|-------|------------|
| Асфальт и бетон   | 0,065...<br>0,07  | 0,065   | 0,065   | 53578      | 41078 | 12500      | 12500  | 53578      | 53578      | 41078 | 12500      |
| Асфальт и бетон   | 0,065...<br>0,07  | 0,065   | 0,07    | 53578      | 41078 | 12500      | 20935  | 63196      | 54762      | 42262 | 12500      |
| Лежневые, гравийные, укатанные грунтовые дороги                 | 0,065...<br>0,085 | 0,065   | 0,075   | 53578      | 41078 | 12500      | 29370  | 72815      | 55946      | 43446 | 12500      |
| –   | 0,065...<br>0,085 | 0,065   | 0,08    | 53578      | 41078 | 12500      | 37810  | 82439      | 57130      | 44630 | 12500      |
| –   | 0,065...<br>0,085 | 0,065   | 0,085   | 53578      | 41078 | 12500      | 46250  | 92064      | 58314      | 45814 | 12500      |
| Снежные укатанные дороги  | 0,065...<br>0,09  | 0,065   | 0,09    | 53578      | 41078 | 12500      | 54690  | 101688     | 59498      | 46998 | 12500      |
| Переход с асфальта и бетона на влажный луг с песчаной подпочвой | 0,065...0,1       | 0,065   | 0,095   | 53578      | 41078 | 12500      | 63130  | 111312     | 60682      | 48182 | 12500      |
| Влажный луг с песчаной подпочвой                                | 0,065...0,1       | 0,065   | 0,1     | 53578      | 41078 | 12500      | 71570  | 120937     | 61866      | 49366 | 12500      |
| Твердую неукатанная дорога                                      | 0,065...<br>0,115 | 0,065   | 0,105   | 53578      | 41078 | 12500      | 80005  | 130555     | 63050      | 50550 | 12500      |
| –   | 0,065...<br>0,115 | 0,065   | 0,11    | 53578      | 41078 | 12500      | 88440  | 140174     | 64234      | 51734 | 12500      |
| –   | 0,065...<br>0,115 | 0,065   | 0,115   | 53578      | 41078 | 12500      | 96880  | 149798     | 65418      | 52918 | 12500      |
| Неукатанная грязная или проселочная дорога, влажный песок       | 0,065...<br>0,145 | 0,065   | 0,12    | 53578      | 41078 | 12500      | 105320 | 159423     | 66602      | 54102 | 12500      |
| –   | 0,065...<br>0,145 | 0,065   | 0,125   | 53578      | 41078 | 12500      | 113755 | 169041     | 67786      | 55286 | 12500      |
| –   | 0,065...<br>0,145 | 0,065   | 0,13    | 53578      | 41078 | 12500      | 122190 | 178660     | 68971      | 56471 | 12500      |
| –   | 0,065...<br>0,145 | 0,065   | 0,135   | 53578      | 41078 | 12500      | 130630 | 188285     | 70155      | 57655 | 12500      |
| –   | 0,065...<br>0,145 | 0,065   | 0,14    | 53578      | 41078 | 12500      | 139070 | 197909     | 71339      | 58839 | 12500      |
| –   | 0,065...<br>0,145 | 0,065   | 0,145   | 53578      | 41078 | 12500      | 147505 | 207528     | 72523      | 60023 | 12500      |



#### 4. Анализ результатов моделирования

Анализируя представленные в табл. 1 данные можно выделить тенденции роста тягового усилия второго гусеничного контура при возрастании соответствующего ему коэффициента сопротивления катанию и минимального натяжения гусеничной ленты первого контура, необходимого для выравнивания тяговых усилий контуров, при наименьшем значении коэффициента сопротивления катанию. Указанные данные целесообразно представить в виде графика (рис. 2).

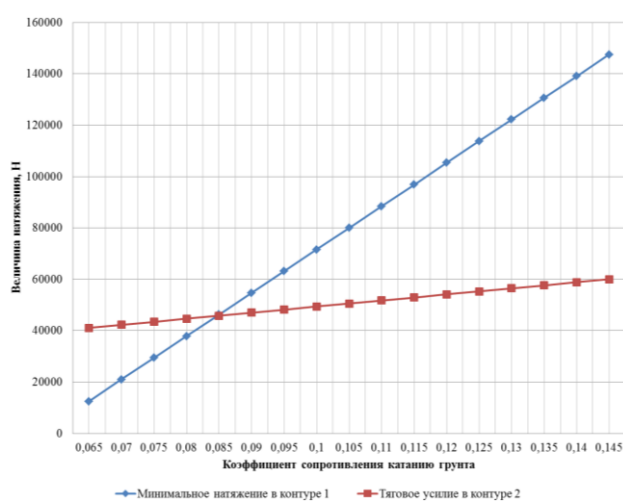


Рис. 2. Тенденции роста тягового усилия и минимального натяжения для его достижения

Скорость роста минимально необходимого натяжения в тяговом контуре для выравнивания тяговых усилий значительно превышает скорость роста самих тяговых усилий при увеличении коэффициента сопротивления катанию грунта. Точка пересечения двух графиков показывает, что с увеличением коэффициента сопротивления примерно на 0,02 управление тяговыми усилиями контуров посредством изменения натяжения в них становится неэффективным, так как при коэффициенте 0,085 реализуемое тяговое усилие соразмерно требуемому минимальному натяжению в контуре.

При уменьшении минимально допустимого натяжения в контуре, определяемого ограничением провисания, угол наклона кривых немного уменьшается, но не приво-

дит к кардинальному изменению картины роста тяговых усилий и натяжений.

Также целесообразно проанализировать тенденции изменения максимального натяжения гусеничных лент в тяговых контурах при росте коэффициента сопротивления движению (рис. 3).

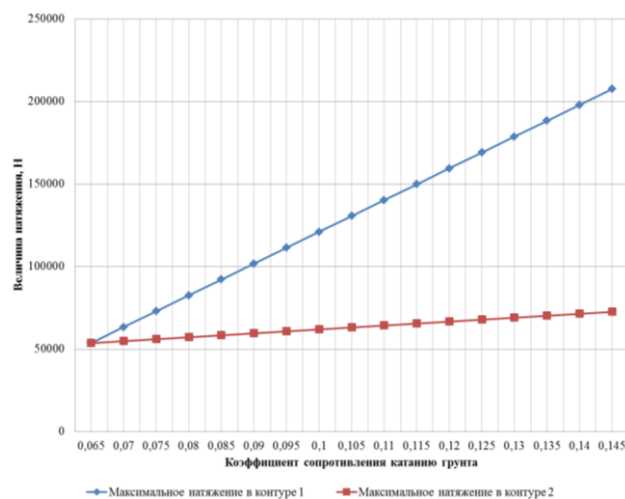


Рис. 3. Тенденции изменения максимального натяжения гусеничных лент в тяговых контурах

При возрастании коэффициента сопротивления движению от значения 0,065 до 0,145 для гусеничной ленты второго контура величина её максимального натяжения увеличивается в 1,35 раза (с 53578 Н до 72523 Н). Одновременно, манипулируя натяжением гусеничной ленты в первом тяговом контуре (для которого коэффициент сопротивления движению остается равным 0,065), удастся достигнуть равенства тяговых усилий, необходимых для движения контуров, увеличением максимального натяжения ленты до значения 207528 Н, что превышает максимальное натяжение в этот же момент времени в первом контуре в 2,86 раза.

Максимальное натяжение ленты первого контура, соответствующее максимальному натяжению ленты второго контура 72523 Н при наибольшем значении коэффициента сопротивления катанию 0,145 достигается уже при выравнивании тяговых усилий в случае движения второго контура с коэффициентом сопротивления 0,075. Данное обстоятельство также ограничивает возможности применения способа регулирования натяжения в гу-

сеничном контуре для выравнивания необходимых тяговых усилий.

С учетом проведенного анализа можно установить два интервала коэффициента сопротивления катанию в зависимости от типа грунта, в рамках которых допустимо осуществлять выравнивание тяговых усилий изменением натяжений в контурах. Указанные интервалы обусловлены двумя факторами:

1) соотношением скоростей роста тягового усилия и минимального натяжения в тяговом контуре для его достижения (интервал составляет 0,065...0,085);

2) соотношением максимальных натяжений гусеничных лент в тяговых контурах при выравнивании тяговых усилий и разных величинах коэффициента сопротивления катанию (интервал составляет 0,065...0,075).

Таким образом, можно сделать вывод, что выравнивание тяговых усилий тяговых контуров изменением натяжения лент не имеет эффективности на всем отрезке роста коэффициента сопротивления катанию, а эффективно на лишь участке (0,065...0,075), соответствующем переходу с асфальта на лежневые, гравийные или укатанные грунтовые дороги.

Дополнительно стоит отметить особенно-сти возрастания тягового усилия в контуре с возрастанием коэффициента сопротивления катанию. При возрастании коэффициента в 2,23 (0,065...0,145) раза тяговое усилие возрастает в 1,46 раза (41078...60023). Отсутствие кратного роста тягового усилия позволяет сделать вывод о существенном значении

других внутренних сопротивлений тягового контура в контексте поиска точных значений коэффициентов сопротивления катанию грунта при проведении проектных процедур тягового расчета гусеничных движителей.

## 5. Заключение.

Проведенное в настоящей статье моделирование распределения усилий в тяговых контурах гусеничных движителей в условиях переменности сопротивления движению грунтов, возникающей при работе машины на стыках грунтовых пластов, а также в грунтах со смешанным составом, позволило выявить несостоятельность применения автоматических средств регулирования натяжения гусеничных лент на всем спектре изменения коэффициента сопротивления катанию. Подобное регулирование является целесообразным при изменении свойств грунта, с которым взаимодействуют обе гусеницы шасси (от одной гусеницы к другой), соответствующем интервалу изменения коэффициента сопротивления катанию  $\pm 0,1$ .

Стоит отметить, что проведенное исследование охватывало сравнительное взаимодействие гусеничных контуров с грунтом по отношению к минимальному коэффициенту сопротивления катанию. Для создания более полной картины и уточнения рекомендаций по способам регулирования тяговых усилий подобное моделирование необходимо провести для каждой группы грунтов.

## Список литературы

1. 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.

2. Гончаров К.А., Толкачев Е.Н. Основы расчета и конструирования грузоподъемных машин. Курск: Изд-во ЗАО "Университетская книга", 2019. 195 с.

3. Домбровский Н.Г., Картвелишвили

## References

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

2. Goncharov K.A., Tolkachev E.N. *Osnovy rascheta i konstruirovaniya gruzopodemnyh mashin* [Fundamentals of calculation and design of lifting machines]. Kursk, ZAO Universitetskaya kniga, 2019. 195

Ю.Л., Гальперин М.И. Строительные машины. В 2-х ч. Ч. 1. М: Машиностроение, 1976. 391 с.

4 Шеффлер М., Пайер Г., Курт Ф. Основы расчета и конструирования подъемно-транспортных машин. М: Машиностроение, 1980. 255 с.

† p. (In Russian)

† 3. Dombrovskiy N.G., Kartvelishvili Yu.L., Galperin M.I. *Stroitelnye mashiny* [Construction machines]. Moscow, Mashinostroenie, 1976. 391 p. (In Russian)

† 4. Scheffler M., Pajer G., Kurth F. *Osnovy rascheta i konstruirovaniya podmno-transportnyh mashin* [Fundamentals of calculation and design of lifting and transport machines]. Moscow, Mashinostroenie, 1980. 255 p. (In Russian)

УДК (UDC) 62-752.2

## РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ СТЕЛЛАЖНОГО КРАНА-ШТАБЕЛЕРА С УЧЕТОМ ДИССИПАЦИИ ЭНЕРГИИ

## DEVELOPMENT OF A MATHEMATICAL MODEL OF A STACKER CRANE WITH REGARD TO ENERGY DISSIPATION

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, Russia)

**Аннотация.** Стеллажные краны-штабелеры широко используются в автоматизированных складах. Актуальной задачей является повышение их энергоэффективности и производительности. На этапе научно-исследовательских работ для решения этой задачи используются имитационные математические модели. Разработана математическая модель стеллажного крана-штабелера в больших пространственных перемещениях с учетом диссипации энергии линейных координат перемещению тележки и грузовой каретки. Модель имеет вид системы из двух дифференциальных уравнений Лагранжа второго порядка. Для вывода дифференциальных уравнений использованы частные производные аналитических выражений кинетической и потенциальной энергий динамической системы крана-штабелера, а также диссипативной функции Релея. Могут быть использованы различные значения коэффициентов диссипации по двум линейным координатам крана-штабелера. На основе предложенной системы дифференциальных уравнений с использованием SimInTech разработана имитационная математическая модель стеллажного крана-штабелера традиционной конструкции, представленная в виде блочной диаграммы. Дается описание разработанной имитационной модели, приводится пример ее использования. Комплексная модель стеллажного крана-штабелера включает в себя в качестве составного элемента методику определения временных интервалов равноускоренного движения звеньев. Приводятся примеры полученных при помощи разработанной модели временных зависимостей координат тележки и грузовой каретки крана, сил приводов, обеспечивающих заданных зависимости координат, работ приводов и суммарной работы. Разработанная математическая модель крана-штабелера может быть использована как для моделирования процессов перемещения груза вдоль стеллажа, поднятия его на заданную высоту, соответствующую целевой ячейке стеллажа, опускания, а также для оценки затрат энергии краном-штабелером при заданном перемещении грузов.

**Ключевые слова:** кран-штабелер, стеллажный, математическая модель, энергия, диссипация.

**Abstract.** Stacker cranes are widely used in automated warehouses. The actual task is to increase their energy efficiency and productivity. Simulation mathematical models are used for the solution of this problem at the stage of research and development works. We have developed a mathematical model of a rack stacker crane in long spatial displacements taking into account energy dissipation of linear coordinates of the cart and the cargo carriage. The model is a system of two second-order Lagrange differential equations. Partial derivatives of analytical expressions of kinetic and potential energies of the dynamic stacker crane system as well as dissipative Rayleigh function are used for derivation of the differential equations. Different values of dissipation coefficients for two linear coordinates of the stacker crane can be used. Using SimInTech we develop a simulation model of a conventional stacker crane based on the suggested system of differential equations and represented in the form of a block diagram. The developed simulation model is described and an example of its use is given. A complex model of a shelf stacker crane includes as a constituent part a procedure of determining time intervals of equivalent-accelerated motion of the links. Examples of time dependences of the crane bogie and cargo carriage coordinates, drive forces providing the set coordinate dependences, drives work and total work are given. The developed mathematical model of the stacker-crane can be used for the modelling of the processes of the cargo moving along the rack, its raising to the given height corresponding to the rack target cell, its lowering as well as for the estimation of the energy input of the crane.

**Keywords:** stacker crane, racking, mathematical model, energy, dissipation.

Дата принятия к публикации: 22.05.2000 †  
 Дата публикации: 25.06.2023 †

Date of acceptance for publication: 22.05.2000 †  
 Date of publication: 25.06.2023 †

#### Сведения об авторах:

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

ORCID: 0000-0002-5104-7568

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

ORCID: 0000-0001-6362-8557

#### Authors' information:

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

ORCID: 0000-0002-5104-7568

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

ORCID: 0000-0001-6362-8557

## 1. Введение

Такой вид наземных транспортно-технологических средств, как стеллажные краны-штабелеры (рис. 1), относится к подъемно-транспортным машинам [1]. В последнее время стеллажные краны-штабелеры получили наиболее широкое распространение в автоматизированных складских системах, в том числе многоярусных и многоуровневых [2, 3]. Применение подобных машин, особенно при их автоматизации, позволяет качественно повысить эффективность складских работ [4]. Одним из ключевых направлений совершенствования стеллажных кранов-штабелеров является повышение их энергоэффективности [5, 6].

Этап проведения научно-исследовательских работ по исследованию динамических систем наземных транспортно-технологических машин предполагает разработку и использование их математических моделей [7]. Целесообразно, чтобы разрабатываемая математическая модель была достаточно универсальной, позволяла исследовать перемещения стеллажного крана-штабелера с грузом и определять возникающие при этом затраты энергии.

Это актуально при исследовании рабочих процессов быстроходных высокопроизводительных стеллажных кранов-штабелеров.

Развитие и совершенствование последних подразумевает не только снижение энергозатрат, но и повышение производительности выполняемых работ [8].

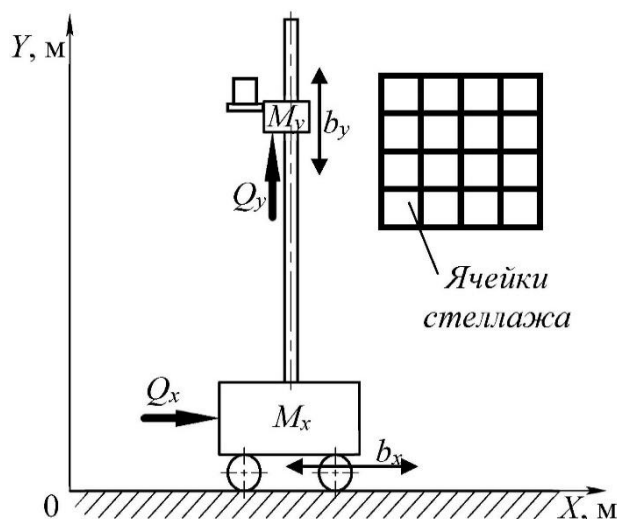


Рис. 1. Расчетная схема стеллажного крана-штабелера традиционной конструкции

## 2. Постановка задачи

Необходимо разработать систему дифференциальных уравнений, описывающих движение механической системы стеллажного крана-штабелера, приведенной на рис. 1. Целесообразно учесть при этом диссипацию энергии при движении подвижных звеньев стеллажного крана-штабелера.

Далее необходимо разработать имитационную математическую модель, реализующую решение полученной системы дифференциальных уравнений и позволяющую определять затраты энергии при перемещениях звеньев стеллажного крана-штабелера.

Приняты следующие обозначения:  $M_x$  – масса тележки;  $M_y$  – масса грузовой каретки с грузозахватным приспособлением и гру-



зом;  $F_x$  – сила, действующая на тележку со стороны привода тележки (вдоль оси  $OX$ );  $F_y$  – сила, действующая на грузовую каретку со стороны привода каретки (вдоль оси  $OY$ );  $x$  – перемещение тележки вдоль оси  $OX$ ;  $y$  – перемещение каретки вдоль оси  $OY$ ;  $b_x$  – коэффициент диссипации энергии при изменении горизонтальной координаты тележки  $x$ ;  $b_y$  – коэффициент диссипации энергии при изменении вертикальной координаты каретки  $y$ .

### 3. Вывод системы дифференциальных уравнений

С учетом сил диссипации, уравнения Лагранжа системы стеллажного крана-штабелера можно представить в виде [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 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 стеллажного крана-штабелера (рис. 1) имеет две степени свободы: перемещение тележки вдоль оси  $OX$  и перемещение каретки вдоль оси  $OY$ .

Выражение для кинетической энергии системы стеллажного крана-штабелера имеет вид [11]

$$T = \frac{((M_x + M_y) \dot{x}^2 + M_y \dot{y}^2)}{2}. \quad (2)$$

Потенциальная энергия определялась выражением [11]

$$U = M_y \cdot g \cdot y. \quad (3)$$

В функции Релея учитывалась диссипация энергии при изменении двух линейных координат системы, возникающая в приводах тележки и грузовой каретки. Потери энергии учитывались при помощи модели вязкого трения. Использовалась следующая форма записи функция Релея:

$$F = \frac{b_x \cdot \dot{x}^2}{2} + \frac{b_y \cdot \dot{y}^2}{2} \quad (4)$$

Дифференцирование выражений (2) - (4) выполнялось согласно (1).

При дифференцировании производной кинетической энергии по времени, учитывалось, что обобщенные координаты  $x$  и  $y$  изменяются во времени.

В результате была получена система из двух линейных дифференциальных уравнений второго порядка, имеющая вид:

$$\begin{cases} \ddot{x} \cdot (M_x + M_y) + b_x \cdot \dot{x} = Q_x; \\ \ddot{y} \cdot M_y + b_y \cdot \dot{y} + g \cdot M_y = Q_y. \end{cases} \quad (5)$$

В форме Коши система (5) имеет вид:

$$\begin{cases} \ddot{x} = \frac{Q_x - b_x \cdot \dot{x}}{M_x + M_y}; \\ \ddot{y} = \frac{Q_y - b_y \cdot \dot{y} - g \cdot M_y}{M_y}. \end{cases} \quad (6)$$

Данная система описывает динамику стеллажного крана-штабелера, перемещающего груз в плоскости вдоль стеллажа (двух стеллажей).

Система дифференциальных уравнений (6) может быть численно проинтегрирована известными методами.

### 4. Реализация модели в программном продукте SimInTech

Разработанная имитационная математическая модель стеллажного крана-штабелера (6) была реализована в среде динамического моделирования SimInTech (рис. 2) [12].

Среда SimInTech – Российский программный продукт. Она в известной мере выступает аналогом зарубежных математических сред имитационного моделирования, таких, как Simulink/Matlab, и позволяет создавать имитационные динамические модели различных технических систем [12].

В разработанной имитационной математической модели использованы следующие виды блоков SimInTech:

*Интегратор* (из библиотеки «Динамические», обозначение внутри данных блоков на схеме k/s, блок выполняет численное интегрирование входного сигнала);

*Сумматор* (поэлементно суммирует несколько входных сигналов);

*Перемножитель* (поэлементно перемножает несколько входных сигналов);

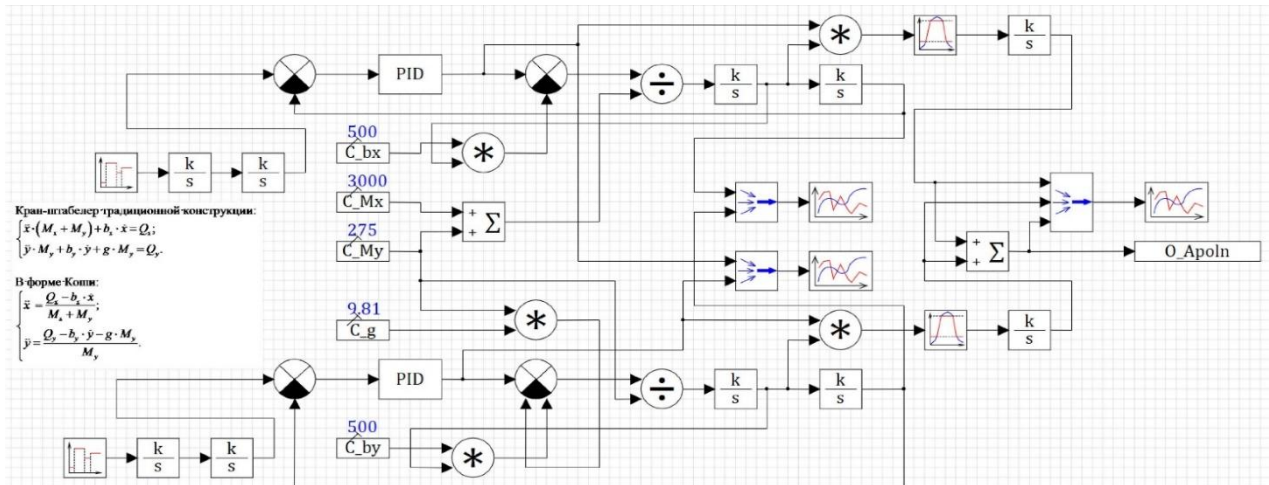


Рис. 2. Имитационная математическая модель стеллажного крана-штабелера в обозначениях SimInTech

Редактор базы данных сигналов: O:\work\SimInTech\dimmodkrshtrrad.db

| № | Имя | Название  | Тип данных   | Формула | Значение | Способ расчёта |
|---|-----|---|--------------|---------|----------|----------------|
| 1 | Mx  | Масса тележки   | Веществен... |         | 3000     | Константа      |
| 2 | My  | Масса лифта с грузом и присп.                         | Веществен... |         | 275      | Константа      |
| 3 | bx  | Коэффициент сопротивления горизонтальному перемещению | Веществен... |         | 500      | Константа      |
| 4 | by  | Коэффициент сопротивления вертикальному перемещению   | Веществен... |         | 500      | Константа      |
| 5 | g   | Ускорение св. п.                                      | Веществен... |         | 9.81     | Константа      |

а)

Редактор базы данных сигналов: O:\work\SimInTech\dimmodkrshtrrad.db

| № | Имя | Название                                   | Тип данных | Формула | Значение       | Способ расчёта |
|---|-----|--|------------|---------|----------------|----------------|
| 1 | bx  | Вектор временных интервалов ускорений по X | Массив     |         | [ 1 , 9 , 1... | Переменная     |
| 2 | ax  | Вектор значений ускорений по X             | Массив     |         | [ 1 , 0 , -... | Переменная     |
| 3 | ty  | Вектор временных интервалов ускорений по Y | Массив     |         | [ 1 , 9 , 1... | Переменная     |
| 4 | ay  | Вектор значений ускорений по Y             | Массив     |         | [ 1 , 0 , -... | Переменная     |

б)

Редактор базы данных сигналов: O:\work\SimInTech\dimmodkrshtrrad.db

| № | Имя   | Название      | Тип данных   | Формула | Значение  | Способ расчёта |
|---|-------|---------------|--------------|---------|-----------|----------------|
| 1 | Apoln | Работа полная | Веществен... |         | 42479.785 | Переменная     |

в)

Рис. 3. Сигналы базы данных имитационной модели крана-штабелера традиционной конструкции

*Сравнивающее устройство* (реализует поэлементное вычитание второго или второго и третьего входных сигналов из первого);  
*Делитель* (поэлементно делит первый сигнал на второй);

*Мультиплексор* (объединяет несколько входных сигналов в один векторный сигнал);  
*Временной график*;  
*Кусочно-постоянная* (формирует на выходе заданный кусочно-постоянный, много-



ступенчатый выходной сигнал, являющийся суперпозицией ступенчатых воздействий); *Константа* (выдает заданную постоянную величину);

*Пропорционально-интегрально-дифференцирующий регулятор* (из библиотеки «Регуляторы»), используется для формирования управляющего сигнала);

*Запись в список сигналов* (выполняет запись сигнала из модели в список сигналов базы данных).

В базе данных представленной модели присутствовали следующие сигналы параметров модели (рис. 3). В единой общей категории *Данные* были созданы три группы сигналов, разделенные по функциональному назначению: группа *C* (конструктивные параметры крана-штабелера, константы) (рис. 3, а), группа *P* (параметры для задания требуемых перемещений звеньев крана-штабелера) (рис. 3, б), группа *O* (включает выходной параметр полной затраченной работы на перемещение крана-штабелера) (рис. 3, в).

Для задания требуемых перемещений двух подвижных звеньев стеллажного крана-штабелера: тележки и каретки, использовалась методика определения временных интервалов при равноускоренном движении, приведенная ниже. Было принято в качестве допущения, что приводы тележки и каретки стеллажного крана-штабелера обеспечивают постоянные значения ускорений при разгоне и торможении.

### 5. Методика определения временных интервалов при равноускоренном движении

В методике описано однократное элементарное перемещение на заданное расстояние, при котором разгон и торможение отдельного подвижного звена выполняются с постоянным ускорением. Ограничение наложено также на максимальную скорость перемещения в установившемся режиме движения. Любая траектория перемещения тележки и каретки стеллажного крана-штабелера может быть задана как последовательность описанных элементарных перемещений.

Исходные данные:  $a$  – постоянное ускорение разгона и торможения;  $v_{\max}$  – максималь-

ная скорость перемещения объекта;  $l_s$  – длина полного заданного перемещения объекта.

Для любого полного заданного расстояния необходимо найти временные интервалы, а также расстояния, пройденные объектом на этапах разгона, движения с максимальной скоростью и торможения.

*Описание методики.* Обозначим символами  $t_1$ ,  $t_2$ ,  $t_3$  временные интервалы разгона, движения с максимальной скоростью и торможения соответственно. А символами  $l_1$ ,  $l_2$ ,  $l_3$  – перемещения на соответствующих участках.

1. Учитывая соотношения между временем, перемещением, скоростью и ускорением при равноускоренном движении

$$t = \frac{v}{a}; l = v_0 + \frac{a \cdot t^2}{2}, \quad (7)$$

Была получена формула длины участка разгона с постоянным ускорением с нулевой скорости до  $v_{\max}$ :

$$l_{v_{\max}} = \frac{v_{\max}^2}{2 \cdot a}. \quad (8)$$

2. Если условие  $2 \cdot l_{v_{\max}} > l_s$  выполняется (т.е. разгон до максимальной скорости при заданной длине перемещения невозможен), то выполняются пункты с текущего по 7, иначе осуществляется переход к пункту 8 методики.

Определяется фактическая длина участка разгона:

$$l_1 = \frac{l_s}{2}. \quad (9)$$

3. Определяется фактическая величина достигаемой максимальной скорости:

$$v_{\max 1} = \sqrt{2 \cdot l_1 \cdot a}. \quad (10)$$

4. Определяется время разгона:

$$t_1 = \frac{v_{\max 1}}{a}. \quad (11)$$

5. Определяются время движения с максимальной скоростью и время торможения:

$$t_2 = 0; t_3 = t_1. \quad (12)$$

6. Определяются длина участка движения с постоянной максимальной скоростью и длина участка торможения:

$$l_2 = 0; l_3 = l_1. \quad (13)$$

7. Определяется полное время перемещения:

$$t_s = 2 \cdot t_1. \quad (14)$$

При выполнении условия из п. 2, определение параметров на этом заканчивается, т.е. выполнение методики для текущих значений исходных данных завершается.

8. Если условие  $2 \cdot l_{v_{\max}} > l_s$  не выполняется (т.е. разгон до максимальной скорости при заданной длине перемещения возможен), то выполняются текущий и все последующие пункты методики.

Определяется время разгона:

$$t_1 = \frac{v_{\max}}{a}. \quad (15)$$

9. Определяется длина участка разгона:

$$l_1 = l_{v_{\max}}. \quad (16)$$

10. Определяются длина время и длина участка торможения:

$$t_3 = t_1; l_3 = l_1. \quad (17)$$

11. Определяется длина участка движения с постоянной максимальной скоростью:

$$l_2 = l_s - 2 \cdot l_1. \quad (18)$$

12. Определяется время движения с постоянной максимальной скоростью:

$$t_2 = \frac{l_2}{v_{\max}}. \quad (19)$$

13. Определяется полное время перемещения:

$$t_s = 2 \cdot t_1 + t_2. \quad (20)$$

Методика может быть использована для определения временных интервалов при равноускоренном движении любого вида, на любое заданное расстояние, в том числе сколь угодно малое, когда скорость перемещения не достигает максимального значения, т.е. при неполном разгоне и отсутствии участка движения с постоянной максимальной скоростью.

Для использования описанной методики в имитационной модели стеллажного крана-штабелера в двух блоках *Кусочно-постоянная* согласно формулам (11), (12), или (15), (17), (19) задаются векторы временных интервалов, и значений выходного сигнала ускорения. На выходе указанных блоков формируются переменные значения сигналов ускорений тележки или каретки. Для тележки сигнал принимает одно из трех значений  $[-a_x; 0; a_x]$ , а для каретки – одно из

трех значений  $[-a_y; 0; a_y]$ , причем  $a_x$  и  $a_y$  – постоянные значения ускорений тележки и каретки соответственно. Применение данной методики определения временных интервалов при равноускоренном движении позволяет смоделировать перемещения тележки и каретки стеллажного крана-штабелера на заданные расстояния при постоянных ускорениях, не превышая при этом максимальных скоростей тележки и каретки  $v_{x_{\max}}$  и  $v_{y_{\max}}$ .

Двойное интегрирование ускорений на выходе каждого из двух блоков *Кусочно-постоянная*, позволяет получить временные зависимости требуемых перемещений тележки и каретки  $x_{ireb}(t)$  и  $y_{ireb}(t)$ . Далее разности требуемых и фактических значений координат тележки и каретки

$$dx = x_{ireb}(t) - x(t), \quad dy = y_{ireb}(t) - y(t),$$

подаются на входы двух блоков *Пропорционально-интегрально-дифференцирующий регулятор*. На выходе блоков *Пропорционально-интегрально-дифференцирующий регулятор* формируются значения сил  $Q_x$  и  $Q_y$ , действующих на тележку и каретку со стороны их приводов, и обеспечивающих минимальное расхождение их фактических и требуемых координат.

Для определения затрат энергии приводов в виде работ  $A_x$  и  $A_y$ , производилось определение, а затем интегрирование, при помощи двух блоков *Интегратор*, расположенных в правой части модели, мощностей приводов  $N_x$  и  $N_y$ :

$$A_x(t) = \int N_x(t) dt; A_y(t) = \int N_y(t) dt. \quad (21)$$

Сумма двух значений полных интегралов мощностей на всем временном промежутке моделирования, составляла полную затраченную приводами работу  $A_{\Sigma}$ :

$$A_{\Sigma} = \int_{t=0}^{T_{kon}} N_x(t) dt + \int_{t=0}^{T_{kon}} N_y(t) dt. \quad (22)$$

Текущие значения мощностей определялись как произведения соответствующих сил привода на скорости перемещения соответствующих звеньев стеллажного крана-штабелера:

$$N_x(t) = Q_x(t) \cdot \dot{x}(t); N_y(t) = Q_y(t) \cdot \dot{y}(t). \quad (23)$$

Минимальные текущие значения мощностей ограничивались нулевыми значениями, что в соответствии с принятыми допуще-

ниями, означало отсутствие затрат энергии при любом торможении звеньев (когда направления силы со стороны привода и скорости противоположны друг другу). Для этого в модели использовались два блока *Ограничитель*.

Основу модели составляют 4 блока *Интегратор*, находящиеся в центре модели, и

дважды выполняющие численное интегрирование каждой из старших производных, т.е. ускорений координат  $x$  и  $y$  тележки и каретки. Ускорения  $\ddot{x}$  и  $\ddot{y}$ , в свою очередь, формируются в модели по формулам (6) с использованием обратных связей из некоторых блоков.

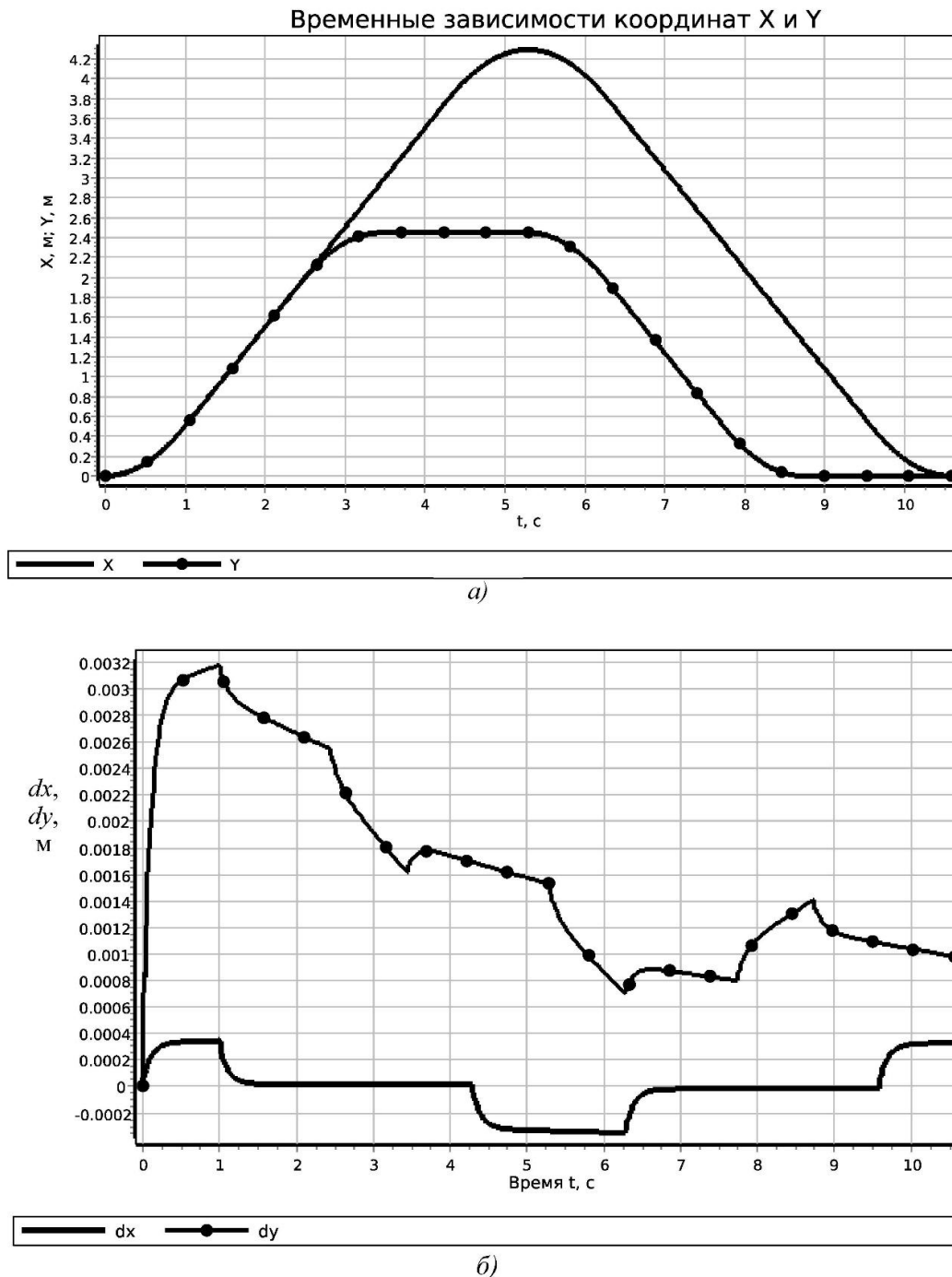


Рис. 4. Временные зависимости: а - координат тележки и каретки; б - разностей требуемых и фактических значений координат крана

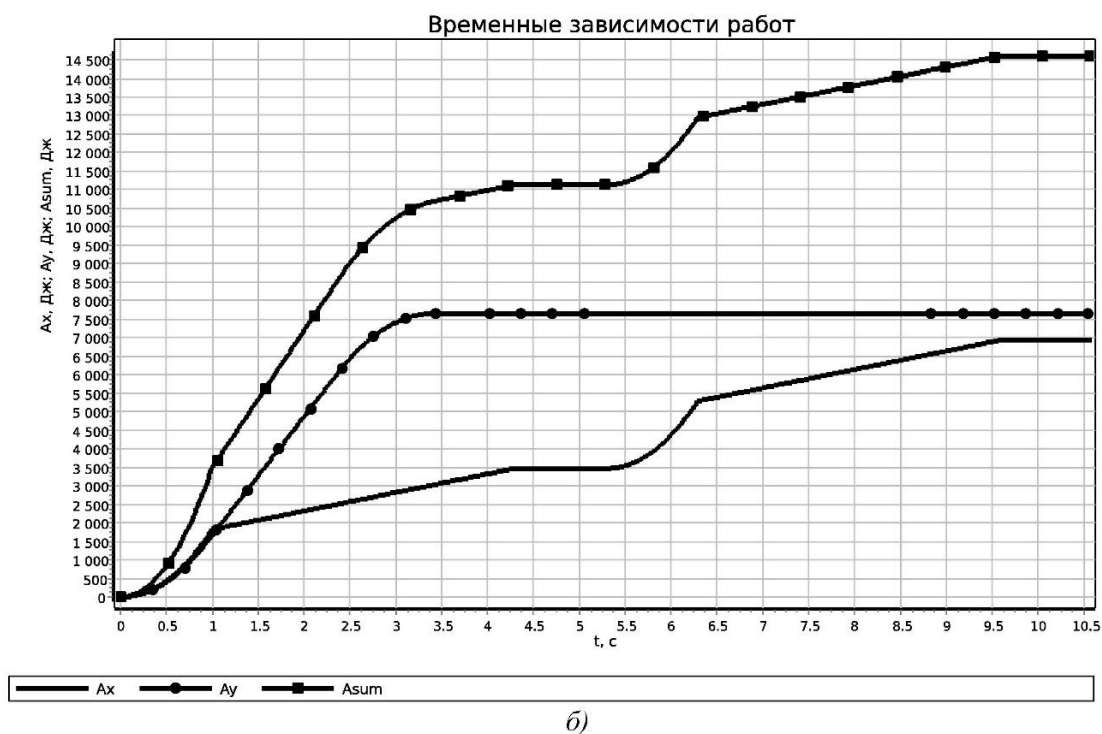
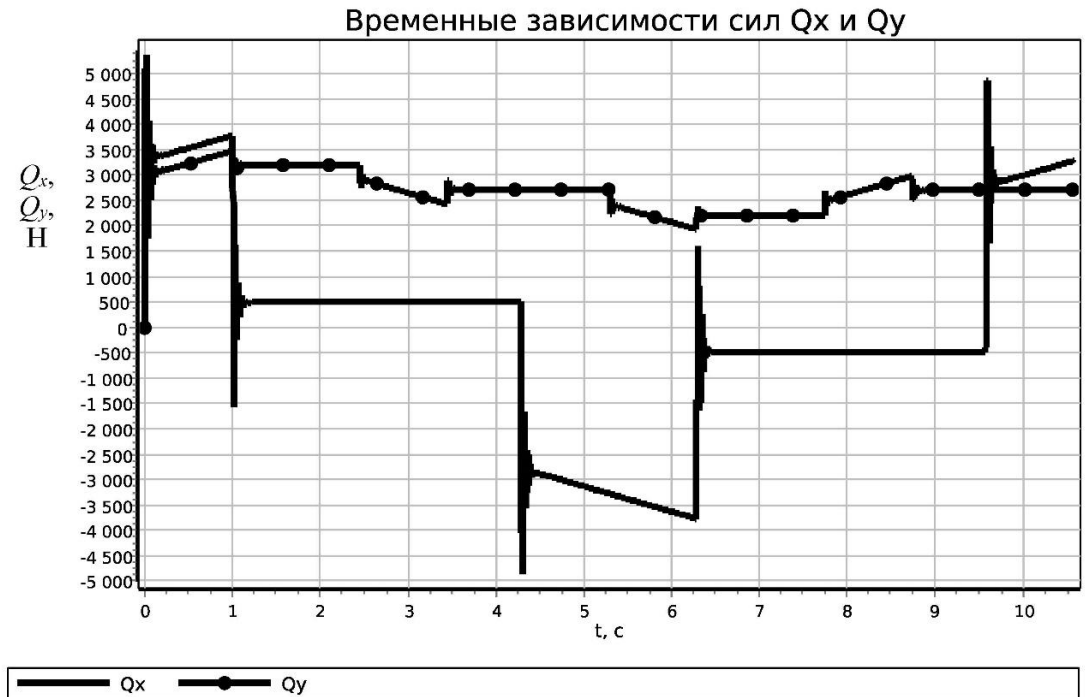


Рис. 5. Временные зависимости: а - сил приводов; б - работ приводов крана

## 6. Результаты экспериментов

На рис. 4 и 5 в качестве примера использования разработанной модели приведены временные зависимости параметров, полученных при заданных перемещениях на 4.28 м по горизонтальной координате  $x$  и на 2.46

м по вертикальной координате  $y$ . Перемещение в целевую точку с указанными координатами, полная остановка и последующий возврат выполняются из начальной точки с нулевыми координатами.

На рис. 4 приведены временные зависимости требуемых и фактических координат

стеллажного крана-штабелера  $x$  и  $y$  (рис. 4, а, требуемые и фактические координаты при выбранном масштабе визуально совпадают). На рис. 4, б приведены соответствующие временные зависимости разностей требуемых и фактических значений координат, обеспечиваемые двумя блоками *Пропорционально-интегрально-дифференцирующий регулятор*. На рис. 5, а приведены временные зависимости сил  $Q_x$  и  $Q_y$ , создаваемых приводами тележки и каретки соответственно, обеспечивающие перемещения звеньев, близкие к требуемым. На рис. 5, б, приведены временные зависимости работ  $A_x$  и  $A_y$  каждого из приводов тележки и каретки соответственно, а также суммарной работы  $A_{\Sigma}$  двух приводов на рассматриваемом перемещении.

Горизонтальные участки на графиках работ  $A_x$  и  $A_y$  соответствуют перемещениям в режиме торможения (в том числе управляемого торможения при опускании каретки), при которых, согласно принятым допущениям, расход энергии не учитывается.

Значение суммарной работы  $A_{\Sigma}$  в конечный момент времени процесса будет соответствовать полным затратам энергии при перемещении. В рассматриваемом процессе это 14550 Дж.

## 7. Заключение

Разработана математическая модель стеллажного крана-штабелера в больших пространственных перемещениях с учетом диссипации энергии в приводах и элементах поступательного перемещения тележки и каретки стеллажного крана-штабелера. Модель имеет вид системы из двух дифференциальных уравнений Лагранжа второго порядка. Для вывода дифференциальных уравнений использованы частные производные аналитических выражений кинетической и потенциальной энергий динамической системы стеллажного крана-штабелера, а также диссипативной функции Релея.

По выведенным дифференциальным уравнениям, с использованием Российского программного продукта SimInTech, являющегося в настоящий момент доступным бес-

платным аналогом распространенных зарубежных программных продуктов, таких, как Simulink/Matlab, в виде блочной диаграммы была разработана имитационная математическая модель стеллажного крана-штабелера.

Разработанная модель может быть использована для моделирования динамических процессов перемещения тележки и каретки стеллажного крана-штабелера на заданные расстояния, и определения соответствующих затрат энергии перемещений. То есть, для моделирования элементов рабочего цикла стеллажного крана-штабелера. Особенности разработанной модели являются: возможность учета затрат энергии в приводах; учет диссипации энергии при поступательном движении звеньев тележки и каретки по модели вязкого трения; использование пропорционально-интегрально-дифференцирующих регуляторов для определения управляющих силовых воздействий, обеспечивающих отработку приводами требуемых перемещений, заданных в виде временных зависимостей.

В качестве составной части комплексной математической модели стеллажного крана-штабелера, используется разработанная методика определения временных интервалов при равноускоренном движении, представленная в виде аналитических выражений скоростей и перемещений. Методика позволяет рассчитать временные интервалы разгонов, торможений и движения с постоянной скоростью, обеспечивающие перемещения звеньев стеллажного крана-штабелера на заданные расстояния.

При принятии допущения о том, что на погрузку и выгрузку груза номинальной массы в целевую ячейку склада расходуется постоянное количество энергии, разработанная комплексная модель позволяет определять переменные слагаемые энергетических затрат в рабочем цикле, и выполнять сравнительный анализ различных режимов работы стеллажного крана-штабелера по критериям энергетических и временных затрат.

Также разработанную модель в перспективе можно использовать для проверки работоспособности разрабатываемых аналитических и численных алгоритмов управления.



## Список литературы

1. Кorytov M.C., Bezrodina A.E. 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
2. Geyer E., Arndt T., Mehling U. Construction of a new logistics center in Flieden // Beton- und Stahlbetonbau. 2021. Vol. 116. P. 88-90. DOI: 10.1002/best.202100003
3. Huang Q., Ye Y., Zhu Z., Lu T. Route-optimization based storage allocation algorithm in intelligent high-bay warehouses // 4th International conference on intelligent autonomous systems (ICOIAS 2021). 2021. P. 240-245. DOI: 10.1109/ICoIAS53694.2021.00050
4. Zaerpour N., Gharehgozli A., De Koster R. Vertical expansion: a solution for future container terminals // Transportation Science. 2019. Vol. 53. № 5. P. 1235-1251. DOI: 10.1287/trsc.2018.0884
5. Rucker A., Rief J., Fottner J. An investigation of mean energy demand, performance and reference cycles for stacker cranes // FME Transactions. 2020. Vol. 48. № 2. P. 307-312. DOI: 10.5937/fme2002307R
6. Rucker A., Rief J., Fottner J. Development of a method for the energy efficiency determination of stacker cranes in automated high-bay warehouses // FME Transactions. 2020. Vol. 48. № 4. P. 753-760. DOI: 10.5937/fme2004753R
7. Лагереv A.B., Лагереv И.А. Общий подход к созданию цифровых двойников мобильных канатных дорог на основе мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2022. № 1. С. 38-60. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-01-38-60
8. 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. № 1. P. 899-910. DOI: 10.3233/JIFS-191827
9. Беленький И.М. Введение в аналитическую механику. М.: Высшая школа, 1964. 324 с.
10. Зотев В.Е. Параметрическая иден-

## References

1. Korytov M.S., Bezrodina A.E. Stellazhnyh 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)
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. Huang Q., Ye Y., Zhu Z., Lu T. Route-optimization based storage allocation algorithm in intelligent high-bay warehouses. In: *4th International conference on intelligent autonomous systems (ICOIAS 2021)*, 2021, pp. 240-245. DOI: 10.1109/ICoIAS53694.2021.00050
4. 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
5. 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
6. Rucker A., Rief J., Fottner J. Development of a method for the energy efficiency determination of stacker cranes in automated high-bay warehouses. *FME Transactions*, 2020, Vol. 48, No. 4, pp. 753-760. DOI: 10.5937/fme2004753R
7. 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-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2022, No. 1, pp. 38-60. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-01-38-60 (In Russian)
8. 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:

тификация диссипативных механических систем на основе разностных уравнений / Под ред. В.П. Радченко. М: Машиностроение, 2009. 344 с.

11. 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, № 9. P. 22-28.

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

† 10.3233/JIFS-191827

† 9. Belenkiy I.M. *Vvedenie v analiticheskuyu mekhaniku* [Introduction to Analytical Mechanics]. Moscow, Vysshaya shkola, 1964. 324 p. (In Russian)

† 10. Zoteev V.E. *Parametricheskaya identifikatsiya dissipativnykh mekhanicheskikh sistem na osnove raznostnykh uravneniy* [Parametric identification of dissipative mechanical systems based on difference equations]. Radchenko (Ed.). Moscow, Machinostroenie, 2009. 344 p. (In Russian)

† 11. 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.

† 12. 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



УДК (UDC) 621.877.3

## АНАЛИТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ВИБРОЗАЩИТНОЙ СИСТЕМЫ ЧЕЛОВЕКА-ОПЕРАТОРА

## ANALYTICAL ANALYSIS OF THE VIBRATION PROTECTION SYSTEM OF A HUMAN OPERATOR

Корытов М.С., Щербаков В.С., Кашапова И.Е.  
Korytov M.S., Sherbakov V.S., Kashapova I.E.<sup>1</sup> – Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (Омск, Россия)  
<sup>1</sup> – Siberian State Automobile and Highway University (Omsk, Russian Federation)

**Аннотация.** Задача математического описания и исследования систем виброизоляции сидений операторов мобильных машин актуальна, поскольку операторы многих строительных, дорожных и других мобильных машин подвергаются существенным вибрационным воздействиям. Было предложено оригинальное аналитическое решение дифференциального уравнения вынужденных колебаний линейного осциллятора с кинематическим возбуждением, описывающего вертикальные колебания сиденья с оператором, при заданных синусоидальных колебаниях основания сиденья. Аналитическое дифференцирование по времени выражения абсолютного перемещения виброзащищаемой массы сиденья с оператором позволило получить аналитическое выражение абсолютной скорости массы, упрощение которого позволило получить компактное выражение первой, а затем нулевой производной абсолютной координаты в установившемся режиме колебаний. Из выражения абсолютного перемещения виброзащищаемой массы с использованием тригонометрического преобразования было получено аналитическое выражение его амплитуды, из которого, в свою очередь, было получено аналитическое выражение коэффициента передачи виброзащитной системы. Уравнение на основе аналитического выражения производной коэффициента передачи по круговой частоте было решено аналитически, что позволило получить аналитические выражения резонансных амплитуд абсолютных перемещений и коэффициента передачи. Приведены примеры функциональных зависимостей, полученных при использовании выведенных аналитических выражений. Полученные аналитические выражения позволяют проводить исследования виброзащитных систем сидений с максимальной точностью.

**Ключевые слова:** вибрации, виброзащита, кинематическое возбуждение.

**Дата принятия к публикации:** 24.03.2023  
**Дата публикации:** 25.06.2023

**Сведения об авторах:**

**Корытов Михаил Сергеевич** – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Автомобильный транспорт», ФГБОУ ВО «Сибирский госу-

**Abstract.** The task of mathematical description and study of vibration isolation systems for seats of mobile machine operators is relevant, since operators of many construction, road and other mobile machines are exposed to significant vibration effects. An original analytical solution was proposed for the differential equation of forced oscillations of a linear oscillator with kinematic excitation, which describes the vertical oscillations of the seat with the operator, for given sinusoidal oscillations of the seat base. Analytical differentiation in time of the expression for the absolute displacement of the vibration-protected mass of the seat with the operator made it possible to obtain an analytical expression for the absolute velocity of the mass, the simplification of which made it possible to obtain a compact expression for the first and then the zero derivative of the absolute coordinate in the steady state oscillation mode. From the expression for the absolute displacement of the vibration-protected mass using a trigonometric transformation, an analytical expression for its amplitude was obtained, from which, in turn, an analytical expression for the transmission coefficient of the vibration protection system was obtained. The equation based on the analytical expression of the derivative of the transfer coefficient with respect to the circular frequency was solved analytically, which made it possible to obtain analytical expressions for the resonant amplitude of absolute displacements and the transfer coefficient. Examples of functional dependencies obtained using the derived analytical expressions are given. The obtained analytical expressions make it possible to conduct studies of vibration protection systems of seats with maximum accuracy.

**Keywords:** vibrations, vibration protection, kinematic excitation.

**Date of acceptance for publication:** 24.03.2023  
**Date of publication:** 25.06.2023

**Authors' information:**

**Mikhail S. Korytov** – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of Department of Automobile transport at Siberian State-Impact Auto-

дарственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», *e-mail: kms142@mail.ru.*

ORCID: 0000-0002-5104-7568

**Щербakov Виталий Сергеевич** – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Автоматизация и энергетическое машиностроение», ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», *e-mail: sherbakov\_vs@sibadi.org.*

ORCID: 0000-0002-3084-2271

**Кашапова Ирина Евгеньевна** – аспирант кафедры «Автоматизация и энергетическое машиностроение» ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», *e-mail: iriska-97-17-13@mail.ru.*

ORCID: 0000-0002-0631-564X

mobile and Road University (SibADI), *e-mail: kms142@mail.ru.*

ORCID: 0000-0002-5104-7568

**Vitaliy S. Sherbakov** - Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Department of Automation and power engineering at Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI), *e-mail: sherbakov\_vs@sibadi.org.*

ORCID: 0000-0002-3084-2271

**Irina E. Kashapova** – postgraduate, Department of Automation and power engineering at Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI), *e-mail: iriska-97-17-13@mail.ru.*

ORCID: 0000-0002-0631-564X

## 1. Введение

Проблема виброизоляции весьма актуальна для операторов всех мобильных машин [1]. В наибольшей степени низкочастотным и высокочастотным вибрационным воздействиям подвержены операторы таких строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин, как гидравлические экскаваторы [2], фронтальные погрузчики [3], автогрейдеры [4], дорожные катки [5], бетоносмесители [6], виброплиты [7], бульдозеры [8], дорожные фрезы [9], гидромолоты [10].

Не менее тяжелые условия работы в плане вибраций у операторов горных машин [11], проходческих комбайнов [12] многих видов сельскохозяйственной техники [13], лесопогрузчиков [14].

При решении задач виброзащиты операторов перечисленных машин, можно выделить два основных варианта используемых конструктивных решений: это применение виброизоляторов кабины оператора [15] и сиденья оператора [16]. Совместное применение обоих вариантов увеличивает эффективность виброзащиты. Виброзащитные системы сидений операторов позволяют выполнять защиту не только от высокочастотных, но и от низкочастотных вибраций сравнительно большой амплитуды, и являются одним из наиболее важных элементов виброзащиты.

Активные виброзащитные системы [17], широко применяемые для виброзащиты объектов производственного оборудования [18],

для сидений операторов мобильных машин применяются сравнительно редко, ввиду их относительно большой сложности и стоимости, в том числе из-за наличия в них таких элементов, как резинокордные пневматические оболочки [19], необходимости применения электротехнических элементов и т.д.

Рассмотрим аналитическое математическое описание пассивной виброзащитной системы от имеющих наибольшую амплитуду и оказывающих наиболее негативное влияние на оператора вертикальных перемещений сиденья оператора. Система сиденья с оператором представлена при этом в виде массы с одной поступательной степенью свободы [20].

## 2. Постановка задачи

Для математического описания пассивной виброзащитной системы, использовалась расчетная схема с кинематическим возбуждением перемещений основания сиденья (рис. 1). В подобной системе в виде временной зависимости задается перемещение основания виброзащитной системы (т.е., основания сиденья) в неподвижной системе координат.

При описании виброзащитной системы сиденья оператора мобильной строительной или дорожной машины, имеющие место перемещения основания сиденья практически не зависят от виброзащищаемой массы (масса базовой машины многократно превосходит массу сиденья с оператором), по этой

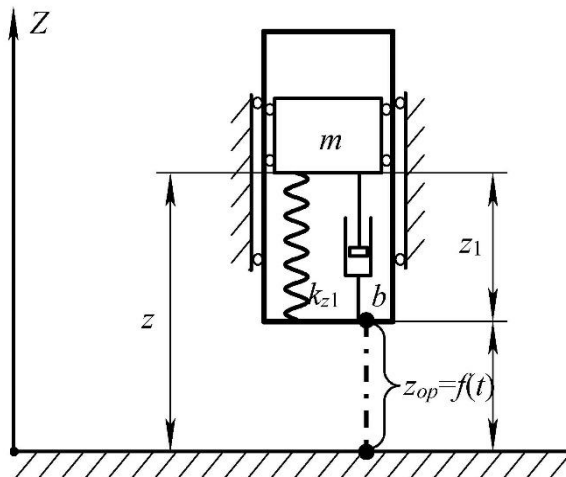


Рис. 1. Расчетная схема виброзащитной системы с одной степенью свободы в виде линейного осциллятора с кинематическим возбуждением

причине использовалась модель с кинематическим возбуждением.

Рассматривались гармонические (синусоидальные) внешние воздействия на систему, которые являются одним из самых распространенных воздействий на виброзащищаемый объект, и приняты во всем мире в качестве стандарта исследуемых воздействий [21].

Для исследования модели линейного осциллятора с кинематическим возбуждением применяются методы численного решения дифференциальных уравнений, точность которых зачастую нестабильна, а вычислительный процесс получения решения – относительно ресурсоемкий и долгий [22].

Целесообразно получить аналитическое описание модели с кинематическим возбуждением и решение задачи динамики для нее, по возможности, также в аналитическом виде. Это позволит более точно и быстро определять значения коэффициента передачи при виброизоляции сиденья с оператором, определять значения амплитуд при различных частотах, а также исследовать влияние характеристик виброзащитной системы на виброизолирующие свойства.

$$m \cdot \ddot{z} + b \cdot (\dot{z} - \dot{z}_{op}) + k_{z1} \cdot (z - z_{op}) = m \cdot \ddot{z} + b \cdot (\dot{z} - A_{mp} \cdot w \cdot \cos(t \cdot w)) + k_{z1} \cdot (z - A_{mp} \cdot \sin(t \cdot w)) = 0. \quad (3)$$

Разрешенное относительно старшей производной  $\ddot{z}$ , уравнение (3) принимает вид:

### 3. Вывод аналитических зависимостей

На рис. 1 и при последующем выводе формул приняты следующие обозначения:  $m$  – масса виброзащищаемого объекта (сиденья с оператором);  $z$  – вертикальная координата виброзащищаемого объекта в неподвижной системе координат;  $z_1$  – локальная вертикальная координата виброзащищаемого объекта на подвижном основании, относительно этого основания (что соответствует деформации механизма виброзащитной системы);  $z_{op}$  – вертикальная координата основания виброзащищаемого объекта в неподвижной системе координат;  $b$  – коэффициент сопротивления демфера (вязкого трения);  $k_{z1}$  – коэффициент пропорциональности (упругости) статической силовой характеристики механизма виброзащитной системы.

Гармонические синусоидальные воздействия характеризовались следующими параметрами:  $F_A$  – амплитуда силового воздействия;  $A_{mp}$  – амплитуда кинематического воздействия;  $T_o$  – период внешнего воздействия;  $w$  – угловая (круговая) частота внешнего воздействия. Символ  $t$  использовался для обозначения времени.

Дифференциальное уравнение, описывающее вынужденные колебания модели гармонического осциллятора с кинематическим возбуждением, имеет общий вид [22]

$$m \cdot \ddot{z} + b \cdot \dot{z}_1 + k_{z1} \cdot z_1 = 0. \quad (1)$$

Дальнейшие выкладки приведены для исходного дифференциального уравнения (1) при нулевых начальных значениях абсолютной координаты и скорости массы.

Учитывая, что гармоническое кинематическое возбуждение описывается временной зависимостью координаты основания сиденья

$$z_{op} = A_{mp} \cdot \sin(t \cdot w), \quad (2)$$

а также с учетом соотношения  $z_1 = z - z_{op}$  (рис. 1), дифференциальное уравнение (1) принимает вид:

$$\ddot{z} = -\frac{b(\dot{z} - A_{mp} w \cos(tw)) + k_{z1}(z - A_{mp} \sin(tw))}{m}. \quad (4)$$

Аналитическое решение дифференциально-го уравнения (4), полученное при помощи инструментов символьных вычислений в среде

$$z(t) = e^{-\sigma_{21}} \left( \frac{e^{\sigma_{21}} \sin(tw)(\sigma_{14} - \sigma_1 + \sigma_{13} - \sigma_{12})}{\sigma_{25} \sigma_{24} \sqrt{\sigma_{29}}} - \frac{A_{mp} m w e^{\sigma_{21}} \cos(tw)(b\sqrt{\sigma_{29}} - 2k_{z1} m + b^2)}{\sigma_{24} \sqrt{\sigma_{29}}} \right) - e^{-\sigma_{20}} \left( \frac{e^{\sigma_{20}} \sin(tw)(\sigma_{14} - \sigma_1 - \sigma_{13} + \sigma_{12})}{\sigma_{26} \sigma_{23} \sqrt{\sigma_{29}}} + \frac{A_{mp} m w e^{\sigma_{20}} \cos(tw)(2k_{z1} m + b\sqrt{\sigma_{29}} - b^2)}{\sigma_{23} \sqrt{\sigma_{29}}} \right) + \frac{2A_{mp} m^3 w e^{-\sigma_{21}} (\sigma_9 - \sigma_8 - \sigma_{11} + \sigma_{22} - \sigma_7 + \sigma_6 + \sigma_5 - \sigma_4 + \sigma_{19} + \sigma_3 - \sigma_{16} - \sigma_2 - \sigma_{18} + \sigma_{17} + \sigma_{15})}{\sigma_{10}} + \frac{2A_{mp} m^3 w e^{-\sigma_{20}} (\sigma_8 - \sigma_9 - \sigma_{11} + \sigma_{22} + \sigma_7 - \sigma_6 - \sigma_5 + \sigma_4 + \sigma_{19} - \sigma_3 - \sigma_{16} + \sigma_2 - \sigma_{18} + \sigma_{17} + \sigma_{15})}{\sigma_{10}}, \quad (5)$$

где

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= 2A_{mp} b m^2 (3k_{z1}^2 + 3k_{z1} m w^2 + 2m^2 w^4); \\ \sigma_2 &= 4b^2 k_{z1}^2 m^2 w^2; \sigma_3 = 16b^2 k_{z1} m^3 w^4; \\ \sigma_4 &= 8k_{z1}^2 m^4 w^4; \sigma_5 = 8k_{z1}^3 m^3 w^2; \\ \sigma_6 &= 4b^2 m^4 w^6; \sigma_7 = 4b^4 m^2 w^4; \\ \sigma_8 &= 8k_{z1} m^5 w^6; \sigma_9 = 8k_{z1}^4 m^2; \\ \sigma_{10} &= \sigma_{26} \sigma_{25} \sigma_{24} \sigma_{23} \sqrt{\sigma_{29}}; \sigma_{11} = b^3 w^2 \sigma_{29}^{3/2}; \\ \sigma_{12} &= 2A_{mp} k_{z1} m^2 \sigma_{27} \sqrt{\sigma_{29}}; \\ \sigma_{13} &= 2A_{mp} b^2 m \sigma_{27} \sqrt{\sigma_{29}}; \\ \sigma_{14} &= 2A_{mp} b^3 m \sigma_{27}; \sigma_{15} = 4b k_{z1}^2 m^2 w^2 \sqrt{\sigma_{29}}; \\ \sigma_{16} &= 4b^3 m^2 w^4 \sqrt{\sigma_{29}}; \sigma_{17} = 8b k_{z1} m^3 w^4 \sqrt{\sigma_{29}}; \\ \sigma_{18} &= 4b^3 k_{z1} m w^2 \sqrt{\sigma_{29}}; \sigma_{19} = 4b m^4 w^6 \sqrt{\sigma_{29}}; \\ \sigma_{20} &= \frac{t(b - \sqrt{\sigma_{29}})}{2m}; \\ \sigma_{21} &= \frac{t(b + \sqrt{\sigma_{29}})}{2m}; \sigma_{22} = b^5 w^2 \sqrt{\sigma_{29}}; \quad (6) \\ \sigma_{23} &= \sigma_{28} - 2k_{z1} m - b\sqrt{\sigma_{29}} + b^2; \\ \sigma_{24} &= \sigma_{28} - 2k_{z1} m + b\sqrt{\sigma_{29}} + b^2; \\ \sigma_{25} &= \sigma_{28} + 2k_{z1} m - b\sqrt{\sigma_{29}} - b^2; \\ \sigma_{26} &= \sigma_{28} + 2k_{z1} m + b\sqrt{\sigma_{29}} - b^2; \end{aligned}$$

MATLAB, при начальных условиях  $z(0) = 0$ ;  $\dot{z}(0) = 0$  после упрощения имеет вид:

$$\begin{aligned} \sigma_{27} &= m w^2 + k_{z1}; \sigma_{28} = 2m^2 w^2; \\ \sigma_{29} &= b^2 - 4k_{z1} m. \end{aligned}$$

Дифференцирование выражения (5) по времени позволило получить аналитическое выражение скорости  $\dot{z}(t)$  изменения абсолютной координаты виброзащищаемой массы в неподвижной системе координат, которое не приводится здесь ввиду его громоздкости.

В указанном выражении, в отдельных слагаемых присутствуют множители вида

$$e^{-\left( \frac{t(b + \sqrt{b^2 - 4k_{z1} m})}{2m} \right)}, \quad (7)$$

обращающиеся в 0 при  $t \rightarrow \infty$ .

Подстановка вместо указанных множителей нулей в аналитическое выражение  $\dot{z}(t)$  и последующее упрощение последнего, позволили получить достаточно компактное выражение первой производной координаты в установившемся режиме колебаний:



$$\dot{z}(t) = \frac{A_{mp} w (k_{z1}^2 \cos(t w) + b^2 w^2 \cos(t w) - k_{z1} m w^2 \cos(t w) + b m w^3 \sin(t w))}{b^2 w^2 + k_{z1}^2 - 2 k_{z1} m w^2 + m^2 w^4}. \quad (8)$$

Интегрирование выражения скорости (8) по времени позволило получить компактное выражение перемещения  $z(t)$ :

$$z(t) = - \frac{A_{mp} (b m w^3 - k_{z1}^2 \sin(t w) - b^2 w^2 \sin(t w) + b m w^3 \cos(t w) + k_{z1} m w^2 \sin(t w))}{b^2 w^2 + k_{z1}^2 - 2 k_{z1} m w^2 + m^2 w^4} + C, \quad (9)$$

где  $C$  – постоянная интегрирования:

$$C = \frac{A_{mp} b m w^3}{b^2 w^2 + k_{z1}^2 - 2 k_{z1} m w^2 + m^2 w^4}. \quad (10)$$

$$z(t) = \frac{A_{mp} (k_{z1}^2 \sin(t w) + b^2 w^2 \sin(t w) - b m w^3 \cos(t w) - k_{z1} m w^2 \sin(t w))}{b^2 w^2 + k_{z1}^2 - 2 k_{z1} m w^2 + m^2 w^4}. \quad (11)$$

Из выражений (11) и (8) могут быть получены аналитические выражения коэффициента передачи (коэффициента динамичности) виброзащитной системы, представляющего собой отношение амплитуды колебаний массы  $m$  к амплитуде колебаний основания (либо, что эквивалентно, отношение амплитуд соответствующих скоростей). Для этого, например, из выражения абсолютного перемещения виброзащищаемой массы (11) необходимо предварительно получить аналитическое выражение его амплитуды.

Выражение в скобках в числителе формулы (11) может быть преобразовано с ис-

$$z(t) = - \frac{A_{mp} \sin \left( \arcsin \left( \frac{b m w^3}{\sigma_1} \right) - t w \right) \sqrt{(b^2 w^2 + k_{z1}^2 - m k_{z1} w^2)^2 + b^2 m^2 w^6}}{b^2 w^2 + k_{z1}^2 - 2 k_{z1} m w^2 + m^2 w^4}. \quad (15)$$

Выражение (15) принимает абсолютное максимальное значение при максимальном значении единственной в данной формуле функции синуса:

$$\left[ \sin \left( \arcsin \left( \frac{b m w^3}{\sigma_1} \right) - t w \right) \right]_{\max} = 1. \quad (16)$$

При подстановке единицы (16) в (15), и последующем преобразовании, получено известное аналитическое выражение  $A_z$  – амплитуды абсолютных перемещений виброзащищаемой массы при вынужденных колебаниях [24]:

пользованием тригонометрического преобразования [23]:

$$A \cdot \sin(\alpha) + B \cdot \cos(\alpha) = \sqrt{A^2 + B^2} \cdot \sin(\alpha + \phi), \quad (12)$$

где

$$\phi = \arcsin \left( \frac{B}{\sqrt{A^2 + B^2}} \right). \quad (13)$$

Из числителя формулы (11)

$$\alpha = t w; \quad A = b^2 w^2 + k_{z1}^2 - m k_{z1} w^2;$$

$$B = -b m w^3, \quad (14)$$

отсюда выражение (11) может быть преобразовано к виду

$$A_z = \frac{A_{mp} \sqrt{b^2 w^2 + k_{z1}^2}}{\sqrt{b^2 w^2 + k_{z1}^2 - 2 k_{z1} m w^2 + m^2 w^4}}. \quad (17)$$

Из (17) выводится аналитическое выражение коэффициента передачи (коэффициента динамичности) виброзащитной системы:

$$K_d = \frac{A_z}{A_{mp}} = \frac{\sqrt{b^2 w^2 + k_{z1}^2}}{\sqrt{b^2 w^2 + k_{z1}^2 - 2 k_{z1} m w^2 + m^2 w^4}}. \quad (18)$$

Выведенное аналитическое выражение (18) тождественно известному выражению коэффициента передачи, которое одинаково

для систем с силовым и с кинематическим возбуждением колебаний [25]:

$$K_d = \frac{1 + \eta^2}{\sqrt{(1 - \bar{w}^2)^2 + \eta^2}}, \quad (19)$$

где

$$\bar{w} = \frac{w}{w_0} = \frac{w}{\sqrt{\frac{k_{z1}}{m}}}; \quad \eta = \frac{w \cdot b}{k_{z1}}. \quad (20)$$

При подстановке (20) в (19) получаем известную формулу в развернутом виде:

$$K_d = \frac{\frac{b^2 \cdot w^2}{k_{z1}^2} + 1}{\sqrt{\left(\frac{m \cdot w^2}{k_{z1}} - 1\right)^2 + \frac{b^2 \cdot w^2}{k_{z1}^2}}}. \quad (21)$$

При сравнении выведенного выражения коэффициента передачи (18) с известным (21) видно, что последнее может быть получено из (18) путем умножения на дробь  $\frac{k_{z1}}{k_{z1}}$ ,

которая при переносе под знак квадратного корня принимает вид  $\frac{k_{z1}^2}{k_{z1}^2}$ . Вычисляемые по формулам (18) и (21) значения коэффициен-

$$\frac{dK_d}{dw} = \frac{b^2 w}{\sqrt{b^2 w^2 + k_{z1}^2} \sqrt{\sigma_1}} - \frac{\sqrt{b^2 w^2 + k_{z1}^2} (2b^2 w + 4m^2 w^3 - 4k_{z1} m w)}{2\sigma_1^{3/2}}. \quad (22)$$

Уравнение  $\frac{dK_d}{dw} = 0$  имеет единственный действительный положительный корень:

$$w_{rez} = \sqrt{\frac{k_{z1}^{3/2} \sqrt{2b^2 + k_{z1} m} - k_{z1}^2 \sqrt{m}}{b^2 \sqrt{m}}}. \quad (23)$$

Амплитуда абсолютных перемещений при резонансе, при подстановке (23) в (17):

$$A_{zrez} = \frac{A_{mp} \sqrt{\frac{\sigma_1}{\sqrt{m}} + k_{z1}^2}}{\sqrt{\frac{\sigma_1}{\sqrt{m}} + k_{z1}^2 + \frac{m \sigma_1^2}{b^4} - \frac{2k_{z1} \sqrt{m} \sigma_1}{b^2}}}, \quad (24)$$

где

$$\sigma_1 = k_{z1}^{3/2} \sqrt{2b^2 + k_{z1} m} - k_{z1}^2 \sqrt{m}. \quad (25)$$

Коэффициент передачи при резонансе:

та передачи совпадают при любых значениях аргументов.

Из формулы (18) может быть выведено аналитическое выражение резонансной частоты вынужденных колебаний  $w_{rez}$  системы с кинематическим возбуждением, которое отличается от аналогичного выражения системы с силовым возбуждением.

Предложенное выражение (18) коэффициента передачи (коэффициента динамичности), если рассматривать его как функцию частоты  $K_d = f(w)$ , может быть продифференцировано для получения аналитического выражения его производной по  $w$ . Тогда приравнивание выражения производной к нулю даст уравнение, действительный положительный корень которого по аргументу  $w$  будут соответствовать глобальному максимуму функции  $K_d = f(w)$ , т.е. искомому резонансу.

Производная коэффициента передачи по частоте  $w$ :

$$K_{drez} = \frac{\sqrt{\frac{\sigma_1}{\sqrt{m}} + k_{z1}^2}}{\sqrt{\frac{\sigma_1}{\sqrt{m}} + k_{z1}^2 + \frac{m \sigma_1^2}{b^4} - \frac{2k_{z1} \sqrt{m} \sigma_1}{b^2}}}. \quad (26)$$

Практическое значение также имеет задача определения частоты  $w_k$ , соответствующей заданному значению коэффициента передачи.

Решение уравнения

$$\frac{A_z}{A_{mp}} = K_{ds} \quad (27)$$

относительно  $w$  ( $K_{ds}$  – заданное значение коэффициента передачи; вместо  $A_z$  в (27) подставляется выражение (17)), имеет вид:

$$w_k = \frac{\sqrt{2 \cdot (b^2 - b^2 K_{ds}^2 + 2 K_{ds}^2 k_{z1} m + \sigma_1)}}{2 K_{ds} m}, \quad (28)$$

$$\text{где } \sigma_1 = \sqrt{b^4 K_{ds}^4 - 2b^4 K_{ds}^2 + b^4 - 4b^2 K_{ds}^4 k_{z1} m + 4b^2 K_{ds}^2 k_{z1} m + 4 K_{ds}^2 k_{z1}^2 m^2}.$$

При частотах, равных или больших  $w_k$ , коэффициент передачи  $K_d$  будет соответственно равен или меньше  $K_{ds}$ .

Локальная координата деформации механизма виброзащитной системы  $z_1$  в установившемся режиме вынужденных колебаний определяется как разность выражений (11) и (2)

$$z_1 = z - z_{op} = \frac{A_{mp} (k_{z1}^2 \sin(t w) + b^2 w^2 \sin(t w) - b m w^3 \cos(t w) - k_{z1} m w^2 \sin(t w))}{b^2 w^2 + k_{z1}^2 - 2k_{z1} m w^2 + m^2 w^4} - A_{mp} \cdot \sin(t \cdot w). \quad (29)$$

Выражение (29) может быть разложено по сомножителям  $\sin(t w)$  и  $\cos(t w)$ , а затем с использованием описанного выше преобразования (12) преобразовано к виду

$$z_1 = -\sin \left( \arcsin \left( \frac{A_{mp} b m w^3}{\sigma_1 \sigma_2} \right) - t w \right) \sigma_1, \quad (30)$$

где

$$\sigma_1 = \sqrt{\left( A_{mp} - \frac{A_{mp} (b^2 w^2 + k_{z1}^2 - m k_{z1} w^2)}{\sigma_2} \right)^2 + \frac{A_{mp}^2 b^2 m^2 w^6}{\sigma_2^2}}; \quad \sigma_2 = b^2 w^2 + k_{z1}^2 - 2k_{z1} m w^2 + m^2 w^4. \quad (31)$$

Абсолютное максимальное значение выражение (30) принимает при замене функции синуса на единицу. Тогда, амплитуда локальной координаты  $z_1$  будет определяться как

$$A_{z1} = \frac{A_{mp} m w^2}{\sqrt{b^2 w^2 + k_{z1}^2 - 2k_{z1} m w^2 + m^2 w^4}}. \quad (32)$$

Из (32) может быть получена формула амплитуды колебаний основания  $A_{mp1}$ , вызывающих колебания локальной координаты  $z_1$  с амплитудой  $A_{z1}$ :

$$A_{mp1} = \frac{A_{z1} \sqrt{b^2 w^2 + k_{z1}^2 - 2k_{z1} m w^2 + m^2 w^4}}{m w^2}. \quad (33)$$

#### 4. Результаты экспериментов

Все выведенные аналитические выражения прошли верификацию путем сравнения с соответствующими значениями, полученными при решении дифференциального уравнения (4) численным методом.

На рис. 2 приведены в качестве примера некоторые результаты использования полученных аналитических зависимостей в виде графиков. На рис. 2, а показаны полученные при значениях  $m=200$  кг;  $b=20$  Н/(м/с);  $k_{z1}=500$  Н/м;  $A_{mp}=0.05$  м;  $T_o=1.5$  с временные зависимости перемещения и скорости виброзащитаемой массы, а также перемещения основания в неподвижной системе координат в начальный интервал времени. На рис. 2, б показан временной фрагмент, являющийся продолжением того же процесса, что и на рис. 2, а, но уже начиная с 10000 с времени процесса, т.е. в установившемся режиме колебаний. Зависимости перемещения  $z(t)$  на рис. 2, б, полученные по формулам (5) и (11), т.е. по полному решению и компактной формуле для установившегося режима колебаний, визуально совпадают друг с другом, т.е. имеют пренебрежимо малое расхождение.



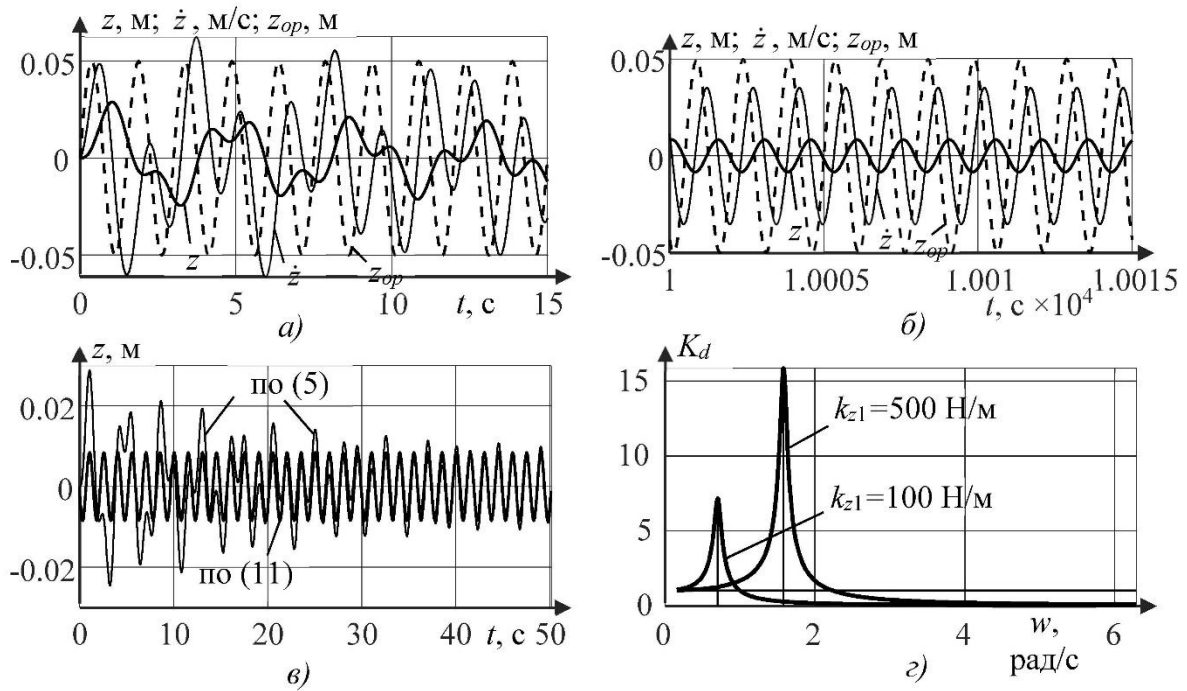


Рис. 2. Зависимости параметров вынужденных колебаний системы с кинематическим возбуждением (примеры): а) начальный интервал времени, временные зависимости; б) установившиеся колебания, временные зависимости; в) сравнение формул полного решения и установившегося движения в начальный интервал времени; г) функциональные зависимости коэффициента передачи от круговой частоты

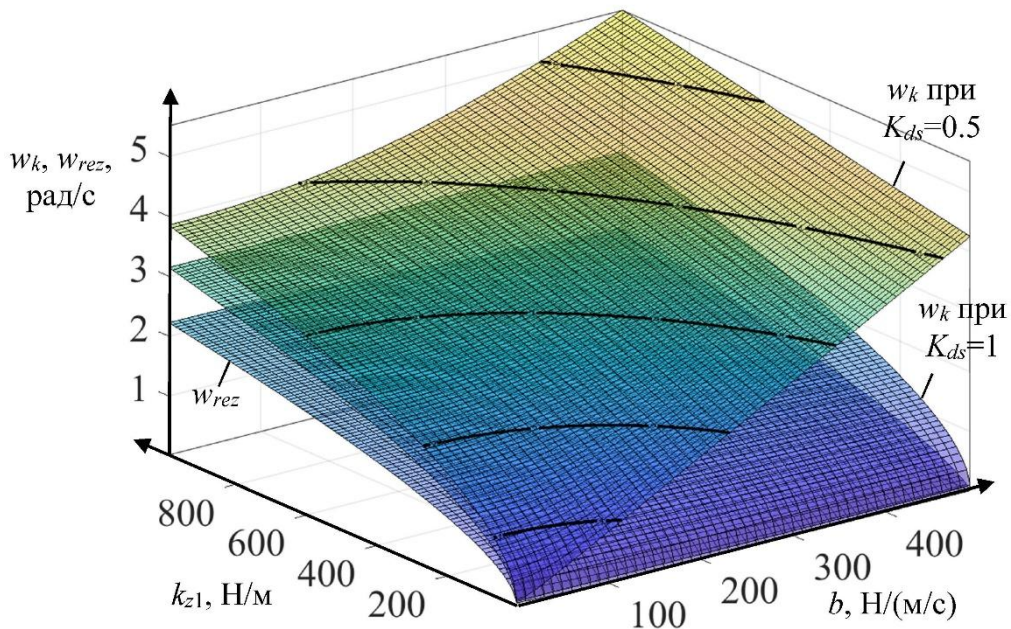


Рис. 3. Зависимости круговых частот  $w_k$  и  $w_{rez}$  от параметров  $b$  и  $k_{z1}$  (примеры)

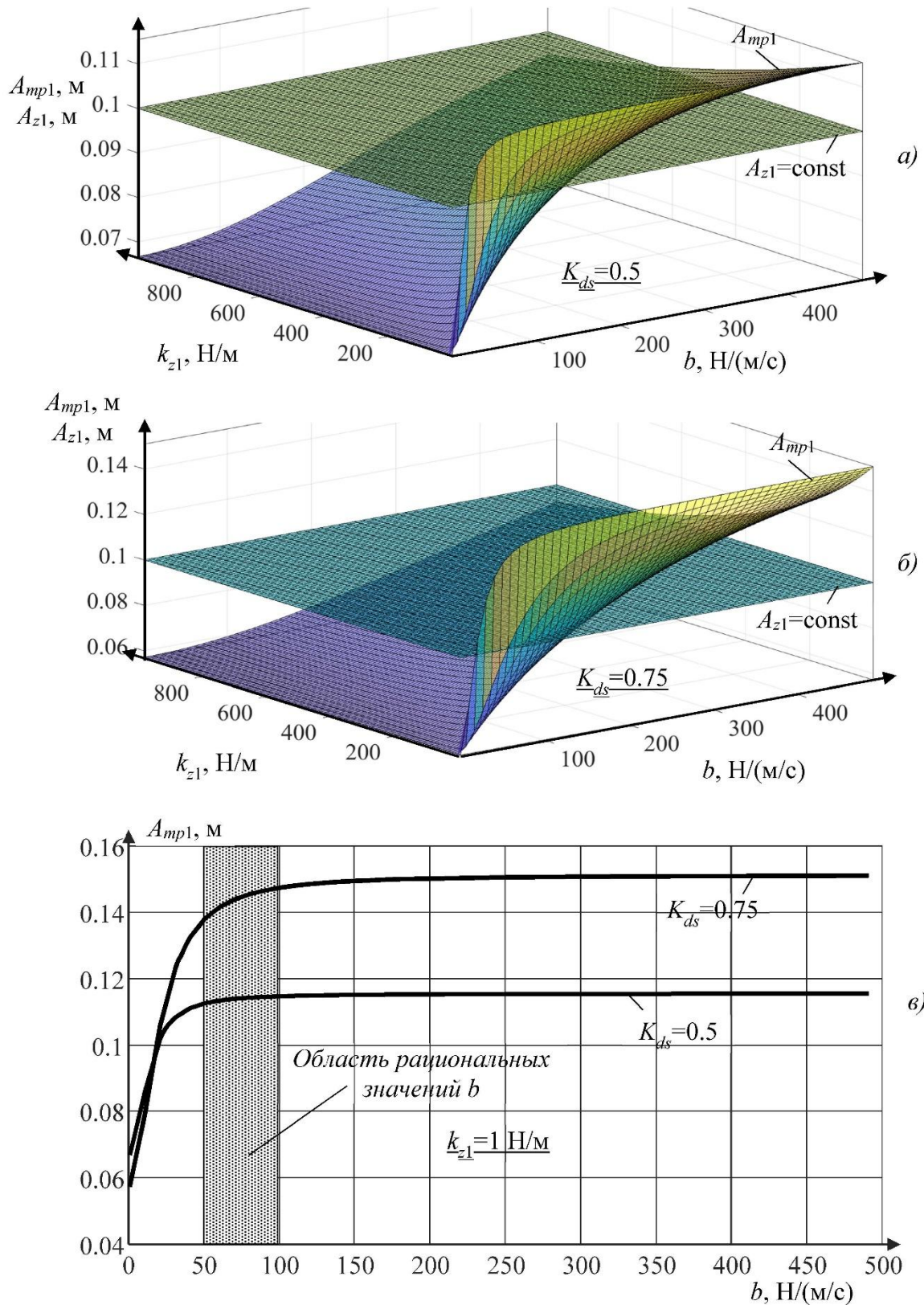


Рис. 4. Зависимости амплитуды колебаний основания  $A_{mp1}=f(k_{z1}, b)$ , вызывающих колебания локальной координаты  $z_1$  с постоянной амплитудой  $A_{z1}=0,1$  м для соответствующих частот  $w_k$ : а) для частот  $w_k$ , соответствующих  $K_{ds}=0.5$ ; б) для частот  $w_k$ , соответствующих  $K_{ds}=0.75$ ; в) графики  $A_{mp1}=f(b)$  при  $k_{z1}=1 \text{ H/M}$  (примеры)



На рис. 2, в для тех же исходных данных для сравнения также приведены зависимости перемещения  $z(t)$ , полученные по формулам (5) и (11), но уже в начальный интервал времени. Видно, что график полной формулы постепенно все больше приближается к графику компактной формулы установившегося движения.

Наконец, на рис. 2, г приведены две функциональные зависимости коэффициента передачи виброзащитной системы от круговой частоты колебаний основания, для того же сочетания значений исходных данных, что приведено выше, и для указанного сочетания при отличающемся значении параметра наклона статической силовой характеристики виброзащитной системы  $k_{z1}=100$  Н/м.

Видно, что при уменьшении коэффициента наклона статической силовой характеристики, т.е. при приближении характеристики к квазиулевым, резонансная частота уменьшается, и в пределе стремится к нулю.

На рис. 3 приведены три функциональные зависимости круговых частот  $w_k$  и  $w_{rez}$  от параметров  $b$  и  $k_{z1}$  для постоянной массы  $m=200$  кг. Параметры  $b$  и  $k_{z1}$  варьировались в пределах и с шагами  $k_{z1}=[1:10:1000]$  Н/м;  $b=[1:10:500]$  Н/(м/с).

Верхняя поверхность на рис. 3 – график функции круговой частоты  $w_k=f(k_{z1}, b)$  при заданном значении коэффициента передачи  $K_{ds}=0.5$ . Средняя поверхность – аналогичный график функции круговой частоты  $w_k=f(k_{z1}, b)$  при заданном значении коэффициента передачи  $K_{ds}=1$ . Нижняя поверхность – график функции резонансной частоты  $w_{rez}=f(k_{z1}, b)$ . Для нижней поверхности коэффициент передачи будет переменным.

На рис. 4 приведены зависимости амплитуды колебаний основания  $A_{mp1}$ , вызывающих колебания локальной координаты  $z_1$  с постоянной амплитудой  $A_{z1}=0,1$  м (в качестве примера), от  $k_{z1}$  и  $b$ , причем, при заданных значениях коэффициента передачи системы ( $K_{ds}=0.5$  и  $K_{ds}=0.75$ ). Поскольку собственная деформация механизма виброзащитной системы в реальных механизмах всегда ограничена, параметр  $A_{mp1}$  целесообразно максимизировать, поскольку это позволяет гасить колебания основания с большей амплитудой,

не выходя за пределы хода механизма  $A_{z1}=0,1$  м (т.е. не используя отбойники).

Зависимости на рис. 4 были получены следующим образом. Сначала по (28) определялись матрицы значений  $w_k$  (для  $K_{ds}=0.5$  и  $K_{ds}=0.75$ ), а затем по этим значениям  $w_k$ , используя формулу (33), вычислялись матрицы значений  $A_{mp1}$ , приведенные в виде поверхностей на рис. 4 а и 4 б для  $K_{ds}=0.5$  и  $K_{ds}=0.75$  соответственно.

## 5. Обсуждение результатов

Анализ графиков на рис. 3 подтверждает данные о том, что виброзащитные системы с большими углами наклона статической силовой характеристики и большим поглощением энергии обеспечивают приемлемый уровень виброизоляции лишь при сравнительно больших частотах колебаний основания. Установлено, что для заданного значения коэффициента передачи  $K_{ds}=1$  (когда амплитуды колебаний виброзащитаемой массы и основания равны), соответствующая круговая частота не зависит от значения коэффициента сопротивления  $b$  (см. среднюю поверхность на рис. 3). Частоты резонанса всегда ниже, чем частоты, при которых обеспечивается приемлемый уровень виброизоляции.

Наконец, при одновременном стремлении к нулю коэффициента наклона статической характеристики  $k_{z1}$ , и коэффициента сопротивления  $b$ , как резонансные частоты, так и частоты приемлемого уровня виброизоляции стремятся также к нулю, что теоретически означает максимально эффективную виброизоляцию, причем на любых частотах, как высоких, так и низких.

Анализ приведенных на рис. 4 а и б поверхностей  $A_{mp1}=f(k_{z1}, b)$ , полученных для  $K_{ds}=0.5$ ,  $K_{ds}=0.75$ , а также для других значений в диапазоне  $0 < K_{ds} < 1$ , показал, что наибольшие значения амплитуды колебаний основания  $A_{mp1}$ , при которых амплитуда локальной координаты  $z_1$  находится на заданном предельном уровне, достигаются при  $k_{z1} \rightarrow 0$ , т.е. в режиме квазиулевым жесткости. Но при этом, что немаловажно, при стремлении коэффициента сопротивления к

нулю  $b \rightarrow 0$ , наибольшее значение амплитуды колебаний основания  $A_{mp1}$  стремятся к минимальному значению (0.06...0.07 м). В то же время, даже незначительное увеличение значения коэффициента сопротивления  $b$  (до 50...100 Н/(м/с), не более) позволяет увеличить значение амплитуды колебаний основания  $A_{mp1}$  в 1.5...2 раза. Еще большее увеличение  $b$  (свыше 50...100 Н/(м/с)) нецелесообразно, поскольку при этом уменьшается диапазон частот, при котором коэффициент передачи меньше или равен заданному значению (см. рис. 3). То есть, при больших значениях  $b$  и одновременно при очень малых значениях  $k_{z1}$ , значения  $w_k$  (которые необходимо минимизировать) существенно больше, чем при  $k_{z1} \rightarrow 0$  и  $b \rightarrow 0$ . Поэтому целесообразно использование систем с  $k_{z1} \rightarrow 0$  и  $b=50...100$  Н/(м/с). При подобном сочетании допустимые ходом механизма колебания основания  $A_{mp1}$  возрастают приблизительно в два раза, в то же время значения частоты  $w_k$ , соответствующей заданному значению коэффициента передачи, остается малым, близким к нулю.

### Список литературы

1. Aiello G., Vallone M., Catania P. Optimising the efficiency of olive harvesting considering operator safety // *Biosystems Engineering*. 2019. Vol. 185. Pp. 15-24. DOI: 10.1016/j.biosystemseng.2019.02.016
2. Mian J., Shoushi L., Yong G., Jigang W. The improvement on vibration isolation performance of hydraulic excavators based on the optimization of powertrain mounting system // *Advances in mechanical engineering*. 2019. Vol. 11. No. 5. DOI: 10.1177/1687814019849988
3. Chi F., Zhou J., Zhang Q., Wang Y., Huang P. Avoiding the health hazard of people from construction vehicles: a strategy for controlling the vibration of a wheel loader // *International Journal of Environmental Research and Public Health*. 2017. Vol. 14. No. 3. Pp. 275. DOI: 10.3390/ijerph14030275
4. Robinah N., Safiki A., Thomas O., Annette B. Impact of road infrastructure equipment on the environment and surroundings // *Global journal of environmental science and*

### 6. Заключение

Полученные аналитические зависимости позволяют проводить теоретические исследования виброзащитных систем с одной степенью свободы с максимально возможной точностью. Вычислительная сложность проводимых на математической модели экспериментов существенно, на порядки снижается по сравнению с использованием методов численного интегрирования дифференциальных уравнений. Исключаются скачки и разрывы исследуемых функций, вызванные зачастую имеющей место нестабильностью процессов численного интегрирования дифференциальных уравнений.

Полученные результаты могут представлять интерес для проектировщиков, разработчиков и исследователей систем виброзащиты кресел операторов строительных, дорожных и прочих мобильных и самоходных машин.

### References

1. Aiello G., Vallone M., Catania P. Optimising the efficiency of olive harvesting considering operator safety. *Biosystems Engineering*. 2019. Vol. 185. Pp. 15-24. DOI: 10.1016/j.biosystemseng.2019.02.016
2. Mian J., Shoushi L., Yong G., Jigang W. The improvement on vibration isolation performance of hydraulic excavators based on the optimization of powertrain mounting system. *Advances in mechanical engineering*. 2019. Vol. 11. No. 5. DOI: 10.1177/1687814019849988
3. Chi F., Zhou J., Zhang Q., Wang Y., Huang P. Avoiding the health hazard of people from construction vehicles: a strategy for controlling the vibration of a wheel loader. *International Journal of Environmental Research and Public Health*. 2017. Vol. 14. No. 3. Pp. 275. DOI: 10.3390/ijerph14030275
4. Robinah N., Safiki A., Thomas O., Annette B. Impact of road infrastructure equipment on the environment and surroundings. *Global journal of environmental science and*

management-GJESM. 2022. Vol. 8. No. 2. Pp. 251-264. DOI: 10.22034/gjesm.2022.02.08

5. Mikheyev, V.V., Saveliev, S.V., Shushubaeva, M.K. Natural adaptation of deformable work tools during vibratory soil compaction and enhancement of their performance // *Journal of Physics: Conference Series*. 2019. Vol. 1260. No. 6. Pp. 062015. DOI: 10.1088/1742-6596/1260/6/062015

6. Zhao W., Mao K., Ma R. et al. Influence of mixing process of high performance concrete // 2019 International conference on advanced electronic materials, computers and materials engineering (AEMCME 2019). 2019. Vol. 563. Pp. 022036. DOI: 10.1088/1757-899X/563/2/022036

7. Jia J., Liu H., Wan Y. Dynamic characteristics modelling of the tamper-asphalt mixture interaction: application to predict asphalt mat density // *International journal of pavement engineering*. 2019. Vol. 20. No. 5. Pp. 530-543. DOI: 10.1080/10298436.2017.1316642

8. Lynas D., Burgess-Limerick R. Whole-body vibration associated with dozer operation at an Australian surface coal mine // *Annals of work exposures and health*. 2019. Vol. 63. No. 8. Pp. 881-889. DOI: 10.1093/annweh/wxz054

9. Furmanov D., Chizhov V., Tyuremnov I., Troshin D. Loads on cutter teeth for removing asphalt pavement // XXII International scientific conference: construction the formation of living environment (FORM-2019). 2019. Vol. 97. P. 06031. DOI: 10.1051/e3sconf/20199706031

10. Galdin N.S., Semenova I.A., Galdin V.N. Analysis of the striker stroke impact on the hydropneumatic impact devices energy performance // *Journal of Physics: Conference Series*. 2019. Vol. 1260. No. 11. Pp. 112010. DOI: 10.1088/1742-6596/1260/11/112010

11. Ivanov S., Meleshkova Z., Mikalauskas A., Ivanova L. Modeling of nonlinear vibration protection systems of mining machines // *Procedia Computer Science*. 2019. Vol. 156. Pp. 292-299. DOI: 10.1016/j.procs.2019.08.205

12. Yang X., Chen H., Mao J., Wei Y. Dynamical behavior of coal shearer traction-swing coupling under corrected loads // *Scientific reports*. 2020. Vol. 10. No. 1. Pp. 8630.

management-GJESM. 2022. Vol. 8. No. 2. Pp. 251-264. DOI: 10.22034/gjesm.2022.02.08

5. Mikheyev V.V., Saveliev S.V., Shushubaeva M.K. Natural adaptation of deformable work tools during vibratory soil compaction and enhancement of their performance. *Journal of Physics: Conference Series*. 2019. Vol. 1260. No. 6. Pp. 062015. DOI: 10.1088/1742-6596/1260/6/062015

6. Zhao W., Mao K., Ma R. et al. Influence of mixing process of high performance concrete. 2019 International conference on advanced electronic materials, computers and materials engineering (AEMCME 2019). 2019. Vol. 563. Pp. 022036. DOI: 10.1088/1757-899X/563/2/022036

7. Jia J., Liu H., Wan Y. Dynamic characteristics modelling of the tamper-asphalt mixture interaction: application to predict asphalt mat density. *International journal of pavement engineering*. 2019. Vol. 20. No. 5. Pp. 530-543. doi: 10.1080/10298436.2017.1316642

8. Lynas D., Burgess-Limerick R. Whole-body vibration associated with dozer operation at an Australian surface coal mine. *Annals of work exposures and health*. 2019. Vol. 63. No. 8. Pp. 881-889. DOI: 10.1093/annweh/wxz054

9. Furmanov D., Chizhov V., Tyuremnov I., Troshin D. Loads on cutter teeth for removing asphalt pavement // XXII International scientific conference: construction the formation of living environment (FORM-2019). 2019. Vol. 97. Pp. 06031. DOI: 10.1051/e3sconf/20199706031

10. Galdin N.S., Semenova I.A., Galdin V.N. Analysis of the striker stroke impact on the hydropneumatic impact devices energy performance. *Journal of Physics: Conference Series*. 2019. Vol. 1260. No. 11. Pp. 112010. DOI: 10.1088/1742-6596/1260/11/112010

11. Ivanov S., Meleshkova Z., Mikalauskas A., Ivanova L. Modeling of nonlinear vibration protection systems of mining machines. *Procedia Computer Science*. 2019. Vol. 156. Pp. 292-299. DOI: 10.1016/j.procs.2019.08.205

12. Yang X., Chen H., Mao J., Wei Y. Dynamical behavior of coal shearer traction-swing coupling under corrected loads. *Scientific reports*. 2020. Vol. 10. No. 1. Pp. 8630.



DOI: 10.1038/s41598-020-65184-w

13. Yilmaz D., Gokduman M. Development of a measurement system for noise and vibration of combine harvester // *International journal of agricultural and biological engineering*. 2020. Vol. 13. No. 6. P. 104-108. DOI: 10.25165/j.ijabe.20201306.5554

14. Poje A., Grigolato S., Potočnik I. Operator exposure to noise and whole-body vibration in a fully mechanised CTL forest harvesting system in karst terrain // *Croatian Journal of Forest Engineering*. 2019. Vol. 40. Pp. 139-250.

15. Lyashenko M.V., Pobedin A.V., Potapov P.V. Analysis of possible dynamic vibration dampers uses in tractor cabins suspensions // *Procedia Engineering*. 2016. Vol. 150. P. 1245-1251. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.132

16. Dhanjee K.C., Sanjay K.P., Vivekanand K., Netai C.K. Whole-body vibration exposure of heavy earthmoving machinery operators in surface coal mines: a comparative assessment of transport and non-transport earthmoving equipment operators // *International journal of occupational safety and ergonomics: JOSE*. 2020. P. 1-10. DOI: 10.1080/10803548.2020.1785154

17. Burian, Y.A., Sitnikov, D.V., Silkov, M.V., Belkov, V.N. The active system of vibration isolation with digital twin and control by acceleration // *Journal of Physics: Conf. Series*. 2021. Vol. 1791. No. 1. P. 012007. DOI: 10.1088/1742-6596/1791/1/012007

18. Burian Yu.A., Silkov V.M., Sitnikov V.D. Quasi-zero stiffness vibration isolation support with stiffness corrector based on a rubber-cord air spring // *AIP Conference Proceedings*. 2020. Vol. 2285. Pp. 030007. DOI: 10.1063/5.0027543

19. Burian, Yu.A., Silkov, M.V., Sitnikov, D.V. Vibration isolation support with quasi-zero stiffness effect with a rubber-cord air spring in the stiffness corrector // *AIP Conference Proceedings*. 2021. Vol. 2412. Pp. 030019. DOI: 10.1063/5.0075036

20. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Titenko V.V., Pochekueva I.E. Oscillations simulation of the vibration protection suspended load with a movable base // *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. Vol.

DOI: 10.1038/s41598-020-65184-w

13. Yilmaz D., Gokduman M. Development of a measurement system for noise and vibration of combine harvester. *International journal of agricultural and biological engineering*. 2020. Vol. 13. No. 6. Pp. 104-108. DOI: 10.25165/j.ijabe.20201306.5554

14. Poje A., Grigolato S., Potočnik I. Operator exposure to noise and whole-body vibration in a fully mechanised CTL forest harvesting system in karst terrain. *Croatian Journal of Forest Engineering*. 2019. Vol. 40. Pp. 139-250.

15. Lyashenko M.V., Pobedin A.V., Potapov P.V. Analysis of possible dynamic vibration dampers uses in tractor cabins suspensions. *Procedia Engineering*. 2016. Vol. 150. Pp. 1245-1251. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.132

16. Dhanjee K.C., Sanjay K.P., Vivekanand K., Netai C.K. Whole-body vibration exposure of heavy earthmoving machinery operators in surface coal mines: a comparative assessment of transport and non-transport earthmoving equipment operators. *International journal of occupational safety and ergonomics: JOSE*. 2020. Pp. 1-10. DOI: 10.1080/10803548.2020.1785154

17. Burian Y.A., Sitnikov D.V., Silkov M.V., Belkov V.N. The active system of vibration isolation with digital twin and control by acceleration. *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. Vol. 1791. No. 1. Pp. 012007. DOI: 10.1088/1742-6596/1791/1/012007

18. Burian Yu.A., Silkov V.M., Sitnikov V.D. Quasi-zero stiffness vibration isolation support with stiffness corrector based on a rubber-cord air spring. *AIP Conference Proceedings*. 2020. Vol. 2285. Pp. 030007. DOI: 10.1063/5.0027543

19. Burian Yu.A., Silkov M.V., Sitnikov D.V. Vibration isolation support with quasi-zero stiffness effect with a rubber-cord air spring in the stiffness corrector. *AIP Conference Proceedings*. 2021. Vol. 2412. Pp. 030019. DOI: 10.1063/5.0075036

20. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Titenko V.V., Pochekueva I.E. Oscillations simulation of the vibration protection suspended load with a movable base. *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. Vol. 1791(1). Pp.

1791(1). Pp. 012013.

DOI: 10.1088/1742-6596/1791/1/012013

21. Chang, Y., Zhou, J., Wang, K. A quasi-zero-stiffness dynamic vibration absorber // *Journal of sound and vibration*. 2021. Vol. 494. Pp. 115859.

DOI: 10.1016/j.jsv.2020.115859

22. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Titenko V.V., Pohekueva I.E. Study of the antivibration suspended seat oscillations with quasi-zero stiffness effect under sinusoidal excitation // *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. Vol. 1901(1). Pp. 012120. DOI: 10.1088/1742-6596/1901/1/012120

23. Hongguang F., Xiuqin Z., Zhenbing Z. Automated and readable simplification of trigonometric expressions // *Mathematical and Computer Modelling*. 2006. Vol. 44. No. 11-12. Pp. 1169-1177.

DOI: 10.1016/j.mcm.2006.04.002

24. Liu X.T., Rao S.S. Vibration Analysis in the presence of uncertainties using universal grey system theory // *Journal of vibration and acoustics*. 2018. Vol. 140(3). Pp. 031009. DOI: 10.1115/1.4038940

25. Комкин А.И. Вибрация. Воздействие, нормирование, защита // *Безопасность жизнедеятельности*. 2004. № 5. С. 1-16.

† 012013. DOI: 10.1088/1742-6596/1791/1/012013

† 21. Chang Y., Zhou J., Wang K. A quasi-zero-stiffness dynamic vibration absorber // *Journal of sound and vibration*. 2021. Vol. 494. Pp. 115859. DOI: 10.1016/j.jsv.2020.115859

† 22. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Titenko V.V., Pohekueva I.E. Study of the antivibration suspended seat oscillations with quasi-zero stiffness effect under sinusoidal excitation. *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. Vol. 1901(1). Pp. 012120. DOI: 10.1088/1742-6596/1901/1/012120

† 23. Hongguang F., Xiuqin Z., Zhenbing Z. Automated and readable simplification of trigonometric expressions. *Mathematical and Computer Modelling*. 2006. Vol. 44. No. 11-12. Pp. 1169-1177. DOI: 10.1016/j.mcm.2006.04.002

† 24. Liu X.T., Rao S.S. Vibration Analysis in the presence of uncertainties using universal grey system theory. *Journal of vibration and acoustics*. 2018. Vol. 140(3). Pp. 031009. DOI: 10.1115/1.4038940

† 25. Комкин А.И. Вибрация. Воздействие, нормирование, защита. *Безопасность жизнедеятельности*. 2004. No. 5. pp. 1-16. (In Russian)

УДК (UDC) 625.1/5

СИЛОВОЙ РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА КАНАТНОЙ ФИКСАЦИИ КОНЦЕВОЙ ОПОРЫ  
МОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТНО-ПЕРЕГРУЗОЧНОГО КАНАТНОГО КОМПЛЕКСАFORCE CALCULATION OF THE FASTENING MECHANISM OF THE END TOWER OF  
A MOBILE TRANSPORT AND RELOADING ROPE UNIT USING A HOLDING ROPEТаричко В.И.<sup>1</sup>, Лагерев А.В.<sup>2</sup>, Лагерев И.А.<sup>3</sup>  
Tarichko V.I.<sup>1</sup>, Lagerev A.V.<sup>2</sup>, Lagerev I.A.<sup>3</sup><sup>1</sup> - АО «Конструкторское бюро специального машиностроения» (Санкт-Петербург, Россия)<sup>2</sup> - Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)<sup>3</sup> - Кубанский государственный технологический университет (Краснодар, Россия)<sup>1</sup> - OJSC «Special Design Bureau of machine building» (Saint Petersburg, Russian Federation)<sup>2</sup> - Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)<sup>3</sup> - Kuban State Technological University (Krasnodar, Russian Federation)

**Аннотация.** Мобильные транспортно-перезрузочные канатные комплексы на базе специальных самоходных колесных шасси повышенной грузоподъемности и проходимости являются в настоящее время перспективным видом канатных транспортных технологий для проведения логистических операций в сложных природных условиях при необходимости их быстрого развертывания. Однако вопросы проектирования и анализа рабочих процессов, протекающих в основном технологическом оборудовании указанных комплексов при эксплуатации однопролетных мобильных канатных дорог маятникового типа, еще исследованы в недостаточной степени. В данной статье представлена математическая модель, предназначенная для проведения силового расчета механизма канатной фиксации концевой опоры во время эксплуатации мобильного транспортно-перезрузочного канатного комплекса. Модель позволяет определить величину усилия в удерживающем канате и опорные реакции в узлах крепления концевой опоры и канатной лебедки в зависимости от конструктивных размеров механизма и опоры, эксплуатационной нагрузки со стороны несущей-тяговой канатной системы мобильной канатной дороги, пространственной ориентации канатного шкива и других параметров. Также представлен анализ полученных количественных результатов тестового силового расчета механизма канатной фиксации концевой опоры и сформулированы соответствующие рекомендации.

**Ключевые слова:** мобильная канатная дорога, мобильная канатная установка, канатная фиксация, концевая опора, силового расчет.

**Дата принятия к публикации:** 22.05.2023  
**Дата публикации:** 25.06.2023

**Сведения об авторах:**

**Таричко Вадим Игоревич** – кандидат технических наук, заместитель генерального конструктора, АО «Конструкторское бюро специального машино-

**Abstract.** Mobile transport and reloading rope units based on special self-propelled wheeled chassis with increased load capacity and cross-country capability are currently a promising type of rope transport technologies for logistics operations in difficult natural conditions, if necessary, their rapid deployment. However, the issues of designing and analyzing the work processes occurring in the main technological equipment of these units during the operation of single-span mobile ropeways of the pendulum type have not yet been sufficiently investigated. This article presents a mathematical model designed to perform a force calculation of the mechanism of rope fixation of the end tower during the operation of a mobile transport and reloading rope unit. The model makes it possible to determine the magnitude of the force in the holding rope and the support reactions in the attachment points of the end tower and the rope winch, depending on the design dimensions of the mechanism and the tower, the operational load from the carrying-traction rope system of the mobile ropeway, the spatial orientation of the rope pulley and other parameters. The analysis of the obtained quantitative results of the test force calculation of the rope fixation mechanism of the end tower is also presented and appropriate recommendations are formulated.

**Keywords:** mobile ropeway, mobile rope unit, rope fixation, end tower, force calculation.

**Date of acceptance for publication:** 22.05.2023  
**Date of publication:** 25.06.2023

**Authors' information:**

**Vadim I. Tarichko** – Candidate of Technical Sciences, Deputy general designer, OJSC Special Design Bureau of machine building, e-mail: 32.6909@mail.ru.

строения», e-mail: 32.6909@mail.ru

ORCID: ID/0000-0003-0286-725X

**Лагерев Александр Валерьевич** – доктор технических наук, профессор, заместитель директора по научной работе НИИ фундаментальных и прикладных исследований ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», e-mail: bsu-avl@yandex.ru.

ORCID: 0000-0003-0380-5456

**Лагерев Игорь Александрович** – доктор технических наук, доцент, и.о. ректора ФГБОУ ВО «Кубанский государственный технологический университет», e-mail: lagerev-bgu@yandex.ru.

ORCID: 0000-0002-0921-6831

ORCID: ID/0000-0003-0286-725X

**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.

ORCID: 0000-0003-0380-5456

**Igor A. Lagerev** - Doctor of Technical Sciences, Assistant Professor, Rector at Kuban State Technological 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

В настоящее время канатные системы, использующие принцип передачи движения с помощью гибких стальных канатов, применяются в качестве ключевого конструктивного элемента при создании транспортного и перегрузочного оборудования для решения различных логистических задач. Это обусловлено существенными технико-экономическими, социальными и экологическими достоинствами транспортного оборудования на основе канатных технологий [1, 2].

В последние десятилетия наблюдается рост интереса к канатному транспорту для организации как пассажирских, так и грузовых или грузо-пассажирских перевозок [3, 4]. Это связано с развитием в современном мире таких глобальных процессов, как повышение значимости экологических требований при оценке качества функционирования промышленных и социальных объектов или охраняемых природных экосистем [5, 6], реализация концепции «Умный город» [7, 8], переход к технологиям Индустрии 4.0 применительно к сфере транспорта [9], востребованность освоения труднодоступных и отдаленных природных территорий со сложным рельефом [10].

В настоящее время канатные транспортные технологии реализуются в виде двух технических концепций – стационарных канатных дорог и мобильных канатных дорог.

Наибольшее распространение получили стационарные канатные дороги, которые нашли широкое применение во многих отраслях промышленности (горной, металлургической, энергетической, строительной, лесной, сельскохозяйственной и др.) [11-13], в качестве систем городского внеуличного общественного транспорта, как транспортный элемент спортивной, туристической или рекреационной инфраструктуры [1, 2, 6, 14]. Их принципиальной особенностью является работа на одном месте установки в течение всего срока эксплуатации, изменение места установки производится, как правило, в исключительных случаях.

На практике достаточно часто возникают транспортно-логистические задачи, требующие мобильности используемого технологического оборудования [2]. К таким задачам можно отнести проведение транспортно-перегрузочных работ на труднодоступных или экологически уязвимых территориях, при отсутствии необходимой транспортной инфраструктуры, территориях с неблагоприятным природным рельефом, в зонах разрушений природных или техногенных аварий и др. Для решения указанных задач естественным конструктивно-функциональным аналогом стационарных канатных дорог являются мобильные канатные дороги [15]. Специальные многоосные колесные самоходные шасси российского производства и полуприцепы стандартной конструкции, обладающие по-



вышенной грузоподъемностью и проходимостью, по своим техническим характеристикам пригодны для размещения на них основного технологического оборудования для обеспечения работы однопролетных мобильных канатных дорог [15, 16].

## 2. Модели и методы

Согласно представленной в [15] классификации известных в настоящее время мобильных транспортно-технологических канатных комплексов, канатная фиксация концевой опоры в рабочем положении в процессе эксплуатации мобильной канатной дороги может выполняться для следующих вариантов конструктивного исполнения указанных мобильных комплексов:

- с концевым расположением концевой опоры канатной системы с опиранием на несущую раму самоходного колесного шасси [17];

- с выносным расположением концевой опоры канатной системы с опиранием на грунт [18].

Для указанных вариантов конструктивного исполнения мобильных комплексов канатная фиксация может иметь следующие варианты комплектации [15]:

- с одинарным подъемным гидроцилиндром и одноветвевым удерживающим канатом;

- с одинарным подъемным гидроцилиндром и двухветвевым удерживающим канатом;

- со сдвоенными параллельно установленными и синхронно работающими гидроцилиндрами одинакового типоразмера и одноветвевым удерживающим канатом;

- со сдвоенными параллельно установленными и синхронно работающими гидроцилиндрами одинакового типоразмера и двухветвевым удерживающим канатом.

Общая последовательность расчетных действий, направленных на проведение силового расчета механизма канатной фиксации концевой опоры в рабочем положении, совпадает при рассмотрении обоих перечисленных вариантов конструктивного исполнения мобильных транспортно-технологических канатных комплексов, однако конкретная форма расчетных зависимостей будет отличаться.

В данном исследовании был рассмотрен вариант конструктивного исполнения с концевым расположением концевой опоры канатной системы с опиранием на несущую раму самоходного колесного шасси и оба варианта комплектации механизма канатной фиксации – с одно- и двухветвевым удерживающим канатом. Общий вид рассмотренного мобильного транспортно-технологического канатного комплекса приведен на рис. 1 и 2 [1].

На рис. 1 и 2 цифровые обозначения соответствуют следующим конструктивным элементам: 1 - надрамная конструкция; 2 - несущая рама; 3 - самоходное колесное шасси (самоходная концевая станция мобильной канатной дороги); 4 - концевая опора; 5 - подъемный гидроцилиндр; 6 – шток подъемного гидроцилиндра; 7 - канатный шкив; 8 - несущее-тяговый канат; 9 - транспортная стойка; 10 – шарнирный узел крепления удерживающего каната; 11 – удерживающий канат; 12 – канатная лебедка с электроприводом вращения барабана; 13 – выносная опора; 14 – анкерное устройство; 15 – уравнительный блок; 16 – соединительная муфта; 17 – обойма уравнительного блока; элемент I – механизм поворота канатного шкива.

Основной технической задачей, решаемой с помощью канатной фиксации концевой опоры, является ограничение функционального назначения подъемных гидроцилиндров: их единственной задачей является подъем концевой опоры из исходного транспортного положения в требуемое рабочее положение, тогда как задача фиксации концевой опоры в процессе эксплуатации мобильного канатного комплекса исключается. Задача фиксации концевой опоры возлагается на удерживающий канат, который и воспринимает всю эксплуатационную нагрузку от натяжения несущее-тягового каната, веса самого каната и транспортируемого груза, ветровой нагрузки и сил инерции. Это позволяет существенно снизить массогабаритные характеристики приводных гидроцилиндров и мощность насосной установки гидросистемы мобильного комплекса вследствие существенного уменьшения расчетных нагрузок, которые должны преодолеть подъемные гидроцилиндры. Это также



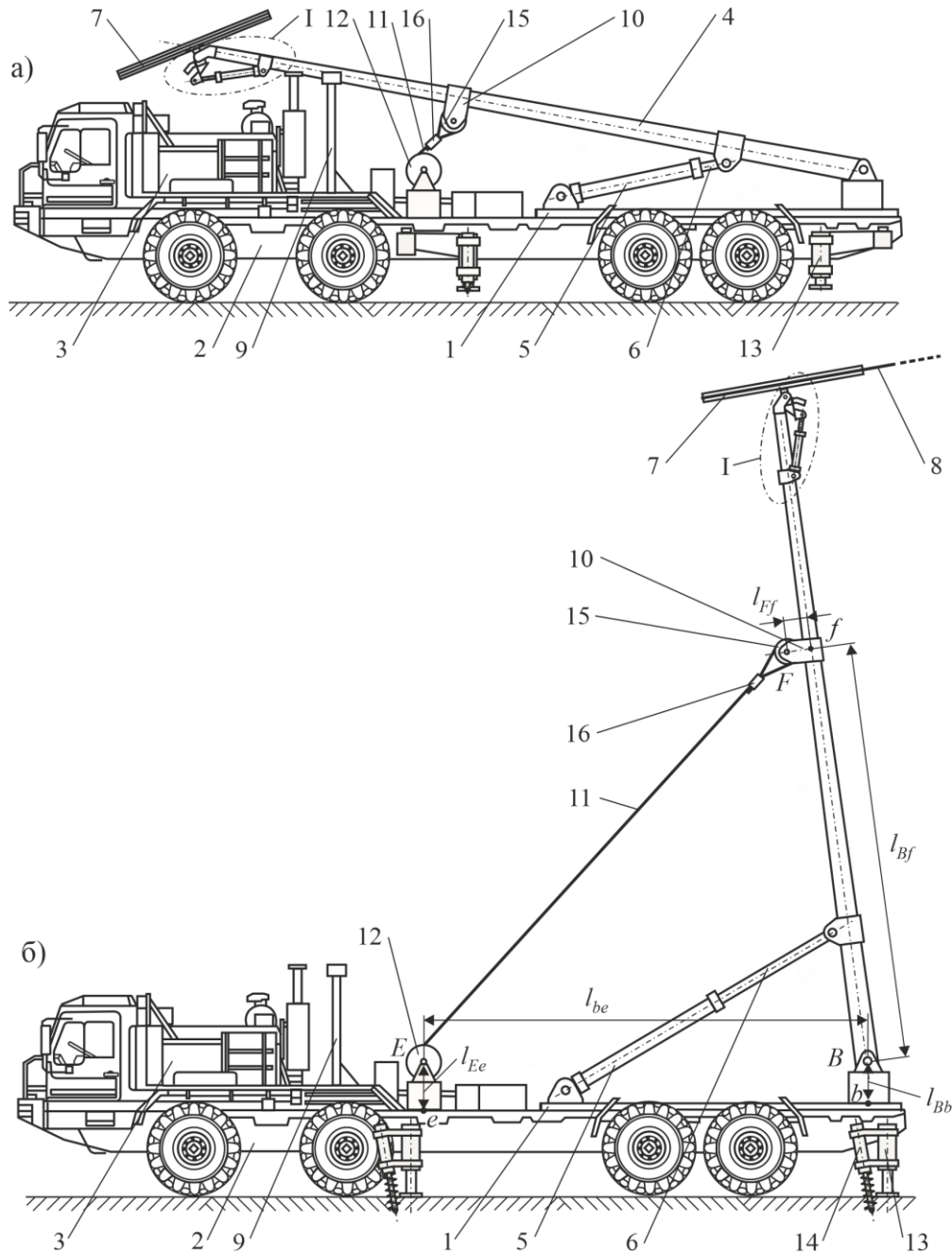


Рис. 1. Общий вид сбоку рассмотренного мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса [15]: а – в транспортном положении; б – в рабочем положении

позволяет снизить опорные реакции в элементах несущей металлоконструкции самоходного колесного шасси, так как использование удерживающего каната дает возможность конструктору существенно увеличить плечо действия силы натяжения каната, воспринимающей эксплуатационные нагрузки, и, таким образом, снизить величину указанной силы, а также величину опорных реакций и локальной нагруженности несущей металлоконструкции.

Основной технической задачей, решаемой с помощью канатной фиксации концевой опоры, является ограничение функционального назначения подъемных гидроцилиндров: их единственной задачей является подъем концевой опоры из исходного транспортного положения в требуемое рабочее положение, тогда как задача фиксации концевой опоры в процессе эксплуатации мобильного канатного комплекса исключается. Задача фиксации концевой опоры возлагается на удерживающий канат, который и вос-

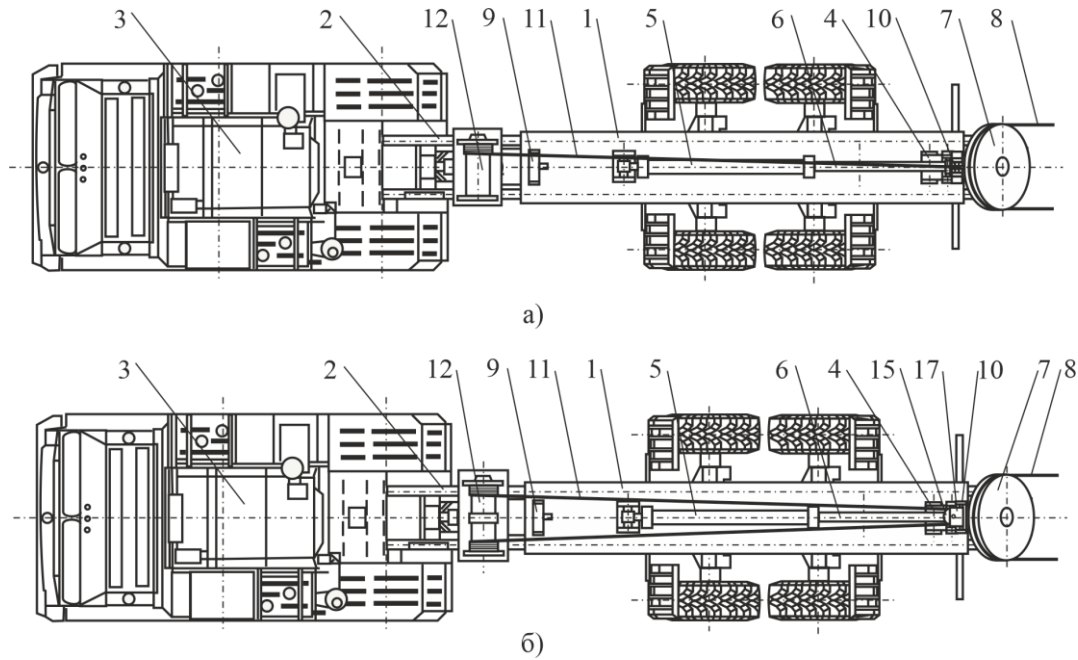


Рис. 2. Общий вид сверху рассмотренного мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса с одинарным подъемным гидроцилиндром [15]: а – при одноветвевом удерживающем канате; б – при двухветвевом удерживающем канате

принимает всю эксплуатационную нагрузку от натяжения несущего-тягового каната, веса самого каната и транспортируемого груза, ветровой нагрузки и сил инерции. Это позволяет существенно снизить массо-габаритные характеристики приводных гидроцилиндров и мощность насосной установки гидросистемы мобильного комплекса вследствие существенного уменьшения расчетных нагрузок, которые должны преодолевать подъемные гидроцилиндры. Это также позволяет снизить опорные реакции в элементах несущей металлоконструкции самоходного колесного шасси, так как использование удерживающего каната дает возможность конструктору существенно увеличить плечо действия силы натяжения каната, воспринимающей эксплуатационные нагрузки, и, таким образом, снизить величину указанной силы, а также величину опорных реакций и локальной нагруженности несущей металлоконструкции.

На рис. 3 приведены расчетные схемы для силового расчета механизма подъема и фиксации концевой опоры в рабочем положении при канатной фиксации опоры при использовании одноветвевых канатов. Продольное осевое усилие  $R_r$ , которое воспринимается удерживающим канатом в процес-

се работы мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса, должно обеспечивать фиксацию концевой опоры в требуемом рабочем положении с учетом суммарной действующей на канатный шкив нагрузки  $T_r$ , а также веса канатного шкива с элементами механизма его ориентации  $G_{rp}$  и распределенного веса металлоконструкции опоры  $g_t$ . Усилие  $R_r$  в удерживающем одно- или двухветвевом канате составляет:

- при  $\gamma_{wb} \leq \gamma_w \leq \gamma_{br}$

$$R_r = k_R \frac{T_r \cos \alpha_{rp} - (G_{rp} + 0,5g_t H_t) \cos \gamma_w}{n_{br}(l_{Bf} - l_{Ff} \cos \beta_r) \sin \beta_r} H_t;$$

- при  $\gamma_{br} < \gamma_w \leq \gamma_{w,max}$

$$R_r = k_R \frac{T_r \cos \alpha_{rp} - M_{br}/H_t - (G_{rp} + 0,5g_t H_t) \cos \gamma_w}{n_{br}(l_{Bf} - l_{Ff} \cos \beta_r) \sin \beta_r} H_t,$$

где  $k_R$  - коэффициент запаса;  $H_t$  - высота концевой опоры;  $M_{br}$  - тормозной момент, создаваемый внешним тормозным устройством против самопрокидывания концевой опоры;  $n_{br}$  - число ветвей удерживающего каната;  $l_{Bf}$ ,  $l_{Ff}$  - расстояния между точками  $B$  и  $f$ ,  $F$  и  $f$ ;  $\gamma_w$  - угол наклона концевой опоры в рабочем положении;  $\gamma_{w,max}$  - максималь-

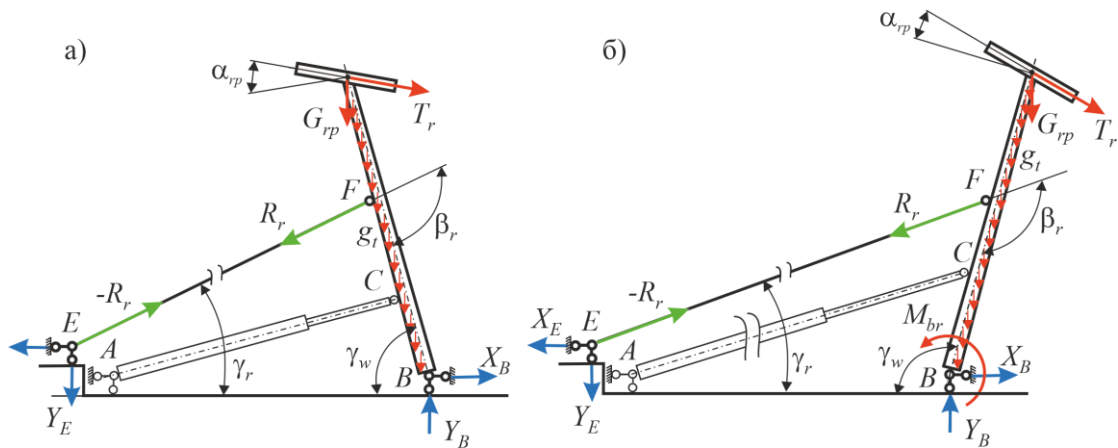


Рис. 3. Расчетные схемы для силового расчета механизма канатной фиксации концевой опоры с помощью одноветвевго каната: а – при  $\gamma_w \leq 90^\circ$ ; б - при  $\gamma_w > 90^\circ$

ный угол наклона концевой опоры в рабочем положении;  $\gamma_{br}$  - угол наклона концевой опоры, при достижении которого начинает действовать тормозной момент  $M_{br}$ ;  $\beta_r$  - угол между продольными осями удерживающего каната и концевой опоры в рабочем положении, определяемый по зависимостям:

$$\begin{aligned}
 & - \text{при } l_{be} - l_{Bf} \cos \gamma_w - l_{Ff} \sin \gamma_w \leq 0 \\
 & \quad \beta_r = \pi + \gamma_w + \gamma_r = \pi + \gamma_w + \\
 & \quad + \arctg \left( \frac{l_{Bb} - l_{Ee} + l_{Bf} \sin \gamma_w - l_{Ff} \cos \gamma_w}{l_{be} - l_{Bf} \cos \gamma_w - l_{Ff} \sin \gamma_w} \right); \\
 & - \text{при } l_{be} - l_{Bf} \cos \gamma_w - l_{Ff} \sin \gamma_w > 0 \\
 & \quad \beta_r = \gamma_w + \gamma_r = \gamma_w + \\
 & \quad + \arctg \left( \frac{l_{Bb} - l_{Ee} + l_{Bf} \sin \gamma_w - l_{Ff} \cos \gamma_w}{l_{be} - l_{Bf} \cos \gamma_w - l_{Ff} \sin \gamma_w} \right),
 \end{aligned}$$

где  $l_{Bb}$ ,  $l_{Ee}$ ,  $l_{be}$  - расстояния между точками В и b, E и e, b и e.

Необходимость включения в состав технологического оборудования мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса внешнего тормозного устройства связана с явлением самопрокидывания концевой опоры при ее повороте в пределах  $\pi/2 \leq \gamma_w \leq \gamma_{w,max}$  [19, 20]. Для безопасности работы гидравлического механизма установки концевой опоры в рабочее положение с помощью подъемного гидроцилиндра тормозной момент  $M_{br}$  должен начинать действовать при угле наклона  $\gamma_w = \gamma_{br} < \pi/2$ , на-

пример, начиная с  $\gamma_{br} \sim 75...80^\circ$ . Минимально необходимое значение тормозного момента  $[M_{br}]$  может быть определено из условия, что на интервале  $\gamma_w > \pi/2$  усилие на штоке, преодолеваемое подъемным гидроцилиндром, составляет

$$n_{hc} R_{hc} (\pi/2 < \gamma_w \leq \gamma_{w,max}) > 0,$$

где  $n_{hc}$  - число подъемных гидроцилиндров механизма установки концевой опоры в рабочее положение;  $R_{hc}$  - усилие на штоке подъемного гидроцилиндра.

Так как максимальный момент опрокидывания концевой опоры, формируемый действием весовых нагрузок  $G_{rp}$  и  $g_t$ , наблюдается при  $\gamma_w = \gamma_{w,max}$ , то минимальный тормозной момент  $[M_{br}]$  определяется как:

$$[M_{br}] = |k_{br} (G_{rp} + 0,5g_t H_t) H_t \cos \gamma_{w,max}|,$$

где  $k_{br}$  - коэффициент запаса торможения, который может приниматься по рекомендациям для стреловых подъемных сооружений и грузовых канатных дорог  $k_{br} = 1,25$  [21, 22].

Так как в общем случае тормозной момент  $M_{br}(\gamma_w)$  может являться функцией угла поворота  $\gamma_w$ , то минимальное значение момента  $M_{br}(\gamma_w)$  на всем интервале углов поворота  $\gamma_{br} \leq \gamma_w \leq \gamma_{w,max}$  должно удовлетворять условию

$$M_{br}(\gamma_w) \geq [M_{br}].$$

Несмотря на то, что включение в состав технологического оборудования мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса внешнего тормозного устройства целесообразно с точки зрения повышения безопасности проведения монтажных работ во время перевода концевой опоры из исходного транспортного положения в конечное рабочее положение, тем не менее это не является обязательным, так как использова-

ние при подъеме концевой опоры канатной лебедки параллельно работе подъемного гидроцилиндра позволяет удерживать опору от самопрокидывания при больших значениях угла  $\gamma_w$ .

Опорные реакции в местах шарнирного крепления к несущей раме концевой опоры и удерживающего одноответвеного каната (рис. 2) составляют:

$$Y_B = -T_r \cos(\gamma_w + \alpha_{rp}) + G_{rp} + g_t H_t + R_r \left| \sin \left[ \arctg \left( \frac{l_{Bb} - l_{Ee} + l_{Bf} \sin \gamma_w - l_{Ff} \cos \gamma_w}{l_{be} - l_{Bf} \cos \gamma_w - l_{Ff} \sin \gamma_w} \right) \right] \right|;$$

$$X_B = R_r \cos \left[ \arctg \left( \frac{l_{Bb} - l_{Ee} + l_{Bf} \sin \gamma_w - l_{Ff} \cos \gamma_w}{l_{be} - l_{Bf} \cos \gamma_w - l_{Ff} \sin \gamma_w} \right) \right] - T_r \sin(\gamma_w + \alpha_{rp});$$

$$Y_E = -R_r \left| \sin \left[ \arctg \left( \frac{l_{Bb} - l_{Ee} + l_{Bf} \sin \gamma_w - l_{Ff} \cos \gamma_w}{l_{be} - l_{Bf} \cos \gamma_w - l_{Ff} \sin \gamma_w} \right) \right] \right|;$$

- при  $l_{be} - l_{Bf} \cos \gamma_w - l_{Ff} \sin \gamma_w \geq 0$

$$X_E = -R_r \cos \left[ \arctg \left( \frac{l_{Bb} - l_{Ee} + l_{Bf} \sin \gamma_w - l_{Ff} \cos \gamma_w}{l_{be} - l_{Bf} \cos \gamma_w - l_{Ff} \sin \gamma_w} \right) \right],$$

- при  $l_{be} - l_{Bf} \cos \gamma_w - l_{Ff} \sin \gamma_w < 0$

$$X_E = R_r \cos \left[ \arctg \left( \frac{l_{Bb} - l_{Ee} + l_{Bf} \sin \gamma_w - l_{Ff} \cos \gamma_w}{l_{be} - l_{Bf} \cos \gamma_w - l_{Ff} \sin \gamma_w} \right) \right].$$

### 3. Компьютерная реализация

Разработанная в разделе 2 математическая модель, предназначенная для силового расчета и анализа механизма канатной фиксации концевой опоры мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса была реализована как часть алгоритмического обеспечения компьютерной программы «Компоновка и силовой анализ технологического оборудования мобильного канатного комплекса» [23]. Она включает головную процедуру *Design\_of\_Mechanism\_for\_Instaling\_and\_Fixing\_of\_End\_Tower\_of\_Mobile\_Ropeway* и 24 процедуры типа Procedure. Данная программа носит универсальный характер, так как позволяет выполнить компоновку и силовой анализ основного технологического оборудования для мобильных транспортно-перегрузочных канатных ком-

плексов всех известных в настоящее время вариантов их конструктивного исполнения [15]. Применительно к решению рассматриваемой в данной статье задаче силового расчета механизма канатной фиксации в указанной программе были использованы следующие процедуры:

- *DetRopeFixK* – силовой расчет механизма установки и фиксации концевой опоры в рабочем положении для режима работы II при канатной фиксации опоры для варианта исполнения K;

- *DiameterRope* – вычисление диаметра удерживающего каната;

- *MiniMax* – определение минимального и максимального значения силового фактора в пределах заданного интервала изменения угла  $\gamma_w$ ;



• *MiniMaxForce* – определение минимального и максимального значения силового фактора, а также угловых координат расположения этих значений в пределах заданного интервала изменения угла  $\gamma_w$ .

Результатом выполнения компьютерной программы применительно к решению рассматриваемой является расчет для концевой опоры заданной длины  $H_t$  следующих данных:

1) минимального значения тормозного момента  $[M_{br}]$  для устранения явления самопрокидывания концевой опоры при ее установке в рабочее положение;

2) максимального значения продольного осевого усилия  $R_r$  и диаметра одноветвевое  $d_{cr}$  и двухветвевое  $d_{cr(2)}$  удерживающего каната, необходимых для канатной фиксации концевой опоры в рабочем положении;

3) максимальных и минимальных значений опорных реакций  $X_B$ ,  $Y_B$ ,  $X_E$ , и  $Y_E$  при канатной фиксации концевой опоры в рабочем положении;

4) графиков изменения в пределах интервала углов  $\gamma_w \leq \gamma_{wmax}$ , соответствующих интервалу углов рабочего положения концевой опоры, таких параметров, как продольное осевое усилие в удерживающем канате  $R_r(\gamma_w)$ , опорные реакции  $X_B(\gamma_w)$ ,  $Y_B(\gamma_w)$ ,  $X_E(\gamma_w)$  и  $Y_E(\gamma_w)$ , плечо действия усилия в удерживающем канате  $h_r(\gamma_w)$ , угла наклона удерживающего каната  $\gamma_r(\gamma_w)$ , угла между продольными осями удерживающего каната и концевой опоры  $\beta_r(\gamma_w)$ .

#### 4. Обсуждение результатов

На рис. 4 показаны характерные графики изменения нормированного значения продольного осевого усилия  $\bar{R}_r = R_r/T_r$ , действующего в удерживающем одноветвевом канате в зависимости от угла наклона концевой опоры при работе мобильного канатного комплекса  $\gamma_w$  и угла  $\alpha_{rp}$  при высоте опоры  $H_t = 10$  м, расстояния присоединения удерживающего каната  $l_{Bf}/H_t$  и соотношении

нагрузок  $k_T = (G_{rp} + 0,5g_i H_t)/T_r = 0,05$ . При использовании двухветвевое каната количественные значения усилия  $\bar{R}_r$  необходимо уменьшить в 2 раза для всех значений угла  $\gamma_w$ .

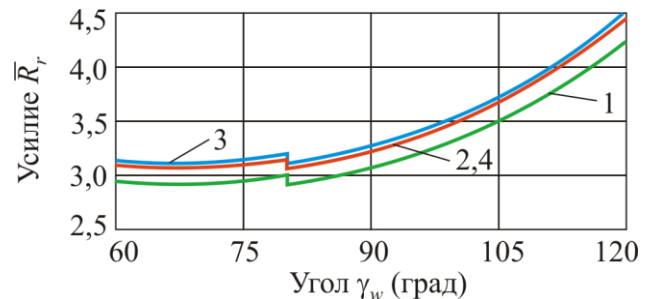


Рис. 4. Изменение нормированного усилия  $\bar{R}_r$  в одноветвевом канате в зависимости от угла наклона концевой опоры  $\gamma_w$  (1 -  $\alpha_{rp} = 20^\circ$ ; 2 -  $\alpha_{rp} = 10^\circ$ ; 3 -  $\alpha_{rp} = 0^\circ$ ; 4 -  $\alpha_{rp} = -10^\circ$ )

Анализ рис. 4 показывает, что величина усилия натяжения удерживающего каната  $R_r$  заметно зависит от положения концевой опоры при работе мобильной канатной дороги (т.е. от угла  $\gamma_w$ ). Наиболее благоприятны условия эксплуатации при  $\gamma_w < 90^\circ$ , причем в достаточно широком интервале  $60^\circ < \gamma_w < 90^\circ$  осевое усилие натяжения каната  $R_r$  практически неизменно, хотя и наблюдается его слабо выраженный минимум при  $\gamma_w \approx 68...70^\circ$ . Однако при  $\gamma_w > 90^\circ$  наблюдается интенсивный рост величины  $R_r$ , причем с приближением к значению угла наклона  $\gamma_w \rightarrow 120^\circ$  требуемое усилие натяжения удерживающего каната возрастает более чем в 1,5 раза по сравнению с возможным минимальным значением  $R_r$ .

Также видно, что усилие натяжения удерживающего каната  $R_r$  зависит от угла наклона плоскости канатного шкива к продольной оси концевой опоры  $\alpha_{rp}$ . Независимо от положения концевой опоры (т.е. угла  $\gamma_w$ ) наибольшее усилие натяжения каната соответствует перпендикулярной ориентации плоскости канатного шкива относительно продольной оси концевой опоры (т.е.  $\alpha_{rp} = 0$ ), а с отклонением значения  $\alpha_{rp}$  от 0



величина  $R_r$  ускоренно снижается, причем равные значения отклонения угла  $\alpha_{rp}$  в любую сторону от 0 приводят к равному результату. Учитывая приведенное в [16] математическое выражение для геометрической линии провисания несущего каната по II форме в виде параболической зависимости

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

максимальное значение усилия натяжения удерживающего каната  $R_{r,\max}$  будет наблюдаться в том случае, когда в процессе эксплуатации мобильной канатной дороги будет наблюдаться выполнение следующего условия:

$$\operatorname{tg} \alpha_{sl} - \frac{\psi_d q_{Rcr} L_{rp}}{2S_k} = 0,$$

где  $y_A$  - высотная отметка расположения центра канатного шкива;  $x$  - продольная координата;  $\alpha_{sl}$  - угол наклона прямой линии соединяющей центры канатных шкивов сопряженных мобильных канатных комплексов;  $\psi_d$  - коэффициент динамичности [24];  $q_{Rcr}$  - распределенная нагрузка на несущий канат от веса самого каната, транспортируемого груза и ветрового воздействия [16, 24];  $L_{rp}$  - пролет мобильной канатной дороги;  $S_k$  - горизонтальное усилие натяжения несущего каната [25].

Величина  $R_{r,\max}$  является функцией угла наклона концевой опоры в рабочем положении, т.е.  $R_{r,\max} = R_{r,\max}(\gamma_w)$ , вследствие чего определение диаметра удерживающего каната  $d_{cr}$  выбранного типа подбирается, исходя из условия, что его разрывное усилие (агрегатная прочность)  $[R_{bf}]$  удовлетворяет соотношению:

$$[R_{bf}](d_{cr}) \geq R_{r,\max}(\gamma_w)[n_{cr}],$$

где  $[n_{cr}]$  - коэффициент запаса прочности несущего каната (ориентируясь на рекомендации Ростехнадзора России для грузоподъемных кранов [26] применительно к неподвижным канатам при регулярной с

перерывами работы кранов, можно принимать  $[n_{cr}] = 4,0$  или  $4,5$ ).

На рис. 5 показаны графики изменения нормированных значений опорных реакций в местах шарнирного крепления к несущей раме концевой опоры и удерживающего одновиткового каната

$$\bar{X}_B = \frac{X_B}{T_r}; \quad \bar{Y}_B = \frac{Y_B}{T_r}; \quad \bar{X}_E = \frac{X_E}{T_r}; \\ \bar{Y}_E = \frac{Y_E}{T_r}; \quad \bar{Y}_D = \frac{Y_D}{T_r}$$

в зависимости от угла наклона концевой опоры  $\gamma_w$  и угла  $\alpha_{rp}$  при высоте концевой опоры  $H_t = 10$  м, соотношении нагрузок  $k_T = 0,05$  и расстояния присоединения удерживающего каната  $l_{Bf} / H_t = 0,9$ .

Анализ рис. 5 показывает, что характер изменения опорных реакций с ростом угла установки концевой опоры  $\gamma_w$  качественно соответствует характеру изменения усилия натяжения удерживающего каната, т.е. с ростом  $\gamma_w$  наблюдается рост как горизонтальных, так и вертикальных реакций в опорных шарнирах  $B$  и  $E$ . Однако имеется и отличие: горизонтальные опорные реакции  $\bar{X}_B$  и  $\bar{X}_E$  практически не испытывают влияния угла наклона плоскости канатного шкива к продольной оси концевой опоры  $\alpha_{rp}$ .

## 5. Заключение

Использование в конструкции основного технологического оборудования мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса механизма канатной фиксации концевой опоры в рабочем положении имеет ряд преимуществ перед другими вариантами [1] фиксации концевой опоры. В частности, в их числе:

- разделение двух основных функций - установки концевой опоры в рабочее положение и фиксации концевой опоры при эксплуатации;

- пониженный диаметр и мощность подъемного гидроцилиндра, объем рабочей жидкости для гидросистемы механизма установки концевой опоры в рабочее положение;

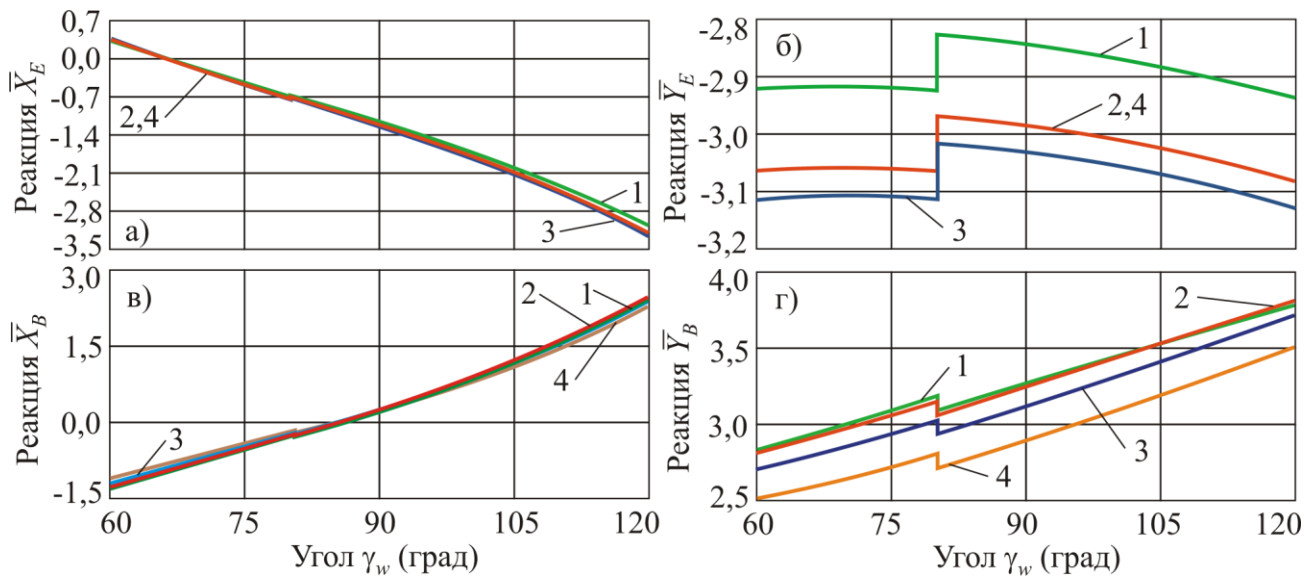


Рис. 5. Изменение нормированных опорных реакций в зависимости от угла наклона концевой опоры  $\gamma_w$ : а – реакция  $\bar{X}_E$ ; б – реакция  $\bar{Y}_E$ ; в – реакция  $\bar{X}_B$ ; г – реакция  $\bar{Y}_B$ ; (1 -  $\alpha_{rp} = 20^\circ$ ; 2 -  $\alpha_{rp} = 10^\circ$ ; 3 -  $\alpha_{rp} = 0^\circ$ ; 4 -  $\alpha_{rp} = -10^\circ$ )

- возможность использования канатной лебедки в качестве удобного средства предварительного натяжения несущего каната;

- возможность регулировки угла наклона концевой опоры в рабочем положении в широких пределах;

- возможность отказа от использования дополнительных внешних тормозных устройств против самопрокидывания концевой опоры при ее установке в рабочее положение;

- дешевизна и простота замены удерживающего каната при техническом обслуживании и ремонте основного технологического оборудования мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса механизма.

В качестве наиболее серьезного и опасного по своим последствиям недостатка канатной фиксации следует отметить потенциаль-

но возможный обрыв удерживающего каната, приводящий к аварийному отказу мобильной канатной дороги и возможному разрушению самого мобильного канатного комплекса вследствие мгновенного приложения к нему весьма значительной инерционной нагрузки.

При канатной фиксации концевой опоры во время работы мобильной канатной дороги продольное усилие растяжения в удерживающем канате для варианта конструктивного исполнения мобильного канатного комплекса с концевым расположением концевой опоры канатной системы с опиранием на несущую раму самоходного колесного шасси оказывается в  $\sim 3$  раза меньше усилия, которое необходимо создавать подъемным гидrocилиндром при гидравлической фиксации концевой опоры.

### Список литературы

1. Vuchic V.R. Urban Transit Systems and Technology. NY: John Wiley & Sons, Inc., 2007. 614 p.

2. Короткий А.А., Лагерев А.В., Месхи Б.Ч., Лагерев И.А., Панфилов А.В., Таричко В.И. Транспортно-логистические технологии и машины для цифровой урбанизированной среды. Ростов-на-Дону: ДГТУ,

### References

1. Vuchic V.R. Urban Transit Systems and Technology. New York, John Wiley & Sons, Inc., 2007. 614 p.

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 ma-

2019. 268 с. DOI: 10.5281/zenodo.3551132

3. El-JouZou H. A Comparative Study of Aerial Ropeway Transit (ART) Systems. Advantages and Possibilities // Master of Science in Urban Agglomerations Thesis, Frankfurt University of Applied Sciences. 2016. 210 p.

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

5. Duglio S. Environmental Management and Sustainable Labels in the Ski Industry: A Critical Review // *Sustainability*. 2016. №8. P. 851.

6. Лагерев А.В., Лагерев И.А. Перспективы внедрения инновационной технологии надземных пассажирских перевозок на основе подвесных пассажирских канатных дорог для модернизации системы общественного транспорта города Брянска, // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. 2017. №2. С. 163-177. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-02-163-177

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

8. Fistola R. The City from the Wire the Aerial Cable Transport for the Urban Mobility // *Journal of Land Use, Mobility and Environment*. 2020. №3. P. 59-65.

9. Wagner H., Lenz S., Stratmann S., Beha R. Seilbahnen als innovatives Beförderungsmittel im urbanen Bereich // *Mobilität 4.0 – neue Geschäftsmodelle für Produkt- und Dienstleistungsinnovationen. Schwerpunkt Business Model Innovation*. Wiesbaden: Springer Gabler, 2018. P. 73-96.

10. 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: 10.22281/2413-9920-2021-07-01-09-29

chines for the digital urban environment]. Rostov-on-Don, Don State Technical University, 2019. 268 p. DOI: 10.5281/zenodo.3551132 (In Russian)

3. El-JouZou H. A Comparative Study of Aerial Ropeway Transit (ART) Systems. Advantages and Possibilities. Master of Science in Urban Agglomerations Thesis, Frankfurt University of Applied Sciences. 2016. 210 p.

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

5. Duglio S. Environmental Management and Sustainable Labels in the Ski Industry: A Critical Review. *Sustainability*, 2016, No.8, pp. 851.

6. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Prospects of introduction of innovative technology overhead passenger traffic on the basis of the passenger ropeways for the modernization of the public transport system of the Bryansk city. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2017, No.2, pp. 163-177. DOI: 10.22281/2413-9920-2017-03-02-163-177. (In Russian)

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

8. Fistola R. The City from the Wire the Aerial Cable Transport for the Urban Mobility. *Journal of Land Use, Mobility and Environment*, 2020, No.3, pp. 59-65.

9. Wagner H., Lenz S., Stratmann S., Beha R. Seilbahnen als innovatives Beförderungsmittel im urbanen Bereich. In: *Mobilität 4.0 – neue Geschäftsmodelle für Produkt- und Dienstleistungsinnovationen. Schwerpunkt Business Model Innovation*. Wiesbaden: Springer Gabler, 2018. Pp. 73-96.

10. 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,

11. Дукельский А.И. Подвесные канатные дороги и кабельные краны. Москва-Ленинград: Машиностроение, 1966. 484 с.
12. Pestal E. Seilbahnen und Seilkrane in Holz und Materialtransport. Wien: Fromme, 1961. 410 p.
13. Booth W.G. The Design and Application of Aerial Ropeways: Master of Engineering Thesis. – Hamilton: McMaster University, 1965. 248 p.
14. 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
15. Лагереv А.В., Лагереv И.А., Таричко В.И. Конструкции и основы проектирования мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов. Брянск: РИСО БГУ, 2020. 207 с.
16. Лагереv А.В., Лагереv И.А., Таричко В.И. Надежность и безопасность эксплуатации мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов. Брянск: РИСО БГУ, 2022. 207 с.
17. Лагереv А.В., Лагереv И.А. Общий подход к созданию цифровых двойников мобильных канатных дорог на основе мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2022. №1. С. 38-60. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-01-38-60
18. Пат. 204003 Рос. Федерация: МПК В61D 7/00; В61D 7/06; В66С 23/16. Самоходная концевая станция мобильной канатной дороги / Лагереv А.В., Лагереv И.А., Таричко В.И.: заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «БГУ им. ак. И.Г. Петровского». – № 2020140506; заявл. 08.12.2020; опубл. 04.05.2021, Бюл. № 13.
19. Лагереv И.А., Таричко В.И., Лагереv А.В. Компоновка технологического оборудования на базовом шасси мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса // Научно-технический вестник Брянского
- pp. 9-29. DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-01-09-29. (In Russian)
11. Dukelskiy A.I. *Podvesnye kanatnye dorogi i kabelnye krany* [Overhead cableways and cable cranes]. Moscow-Leningrad, Mashinostroenie, 1966. 484 p. (In Russian)
12. Pestal E. Seilbahnen und Seilkrane in Holz und Materialtransport. Wien: Fromme, 1961. 410 p.
13. Booth W.G. The Design and Application of Aerial Ropeways: Master of Engineering Thesis. Hamilton, McMaster University, 1965. 248 p.
14. 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)
15. 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)
16. 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)
17. Lagerev A.V., Lagerev I.A. A general approach to the creation of digital twins of mobile ropeways based on mobile transport and reloading rope units. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2022, No.1, pp. 38-60. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-01-38-60 (In Russian)
18. Patent RU 204003, B61B 7/00, B61B 7/06, B66C 23/16. *Samokhodnaya kontseвая stantsiya mobilnoy kanatnoy dorogi* [Self-propelled terminal station of the mobile ropeway]. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Tarichko V.I. Declared 08.12.2020. Published



государственного университета. 2020. №3. С. 388-403. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-03-388-403.

20. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Tarichko V.I. Kinematic and Force Analysis of the End Tower Positioning Mechanism at Mobile Ropeway // В сб.: Proceedings of the 7th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2021). ICIE: International Conference on Industrial Engineering. Челябинск, 2022. С. 394-404. DOI:10.1007/978-3-030-85230-6\_46

21. Правила безопасности грузовых подвесных канатных дорог: Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности: утв. приказом Ростехнадзора от 22.11.2013 № 563. М.: Стандартинформ, 2014. 35 с.

22. Подъемно-транспортная техника: словарь-справочник: в 2-х т. Т.1 / Под ред. К.Д. Никитина, Л.Н. Горбунова. Красноярск: Сиб. федер. ун-т; Политехн. ин-т. 2007. 578 с.

23. Компоновка и силовой анализ технологического оборудования мобильного канатного комплекса: свид-во о регистрации программы для ЭВМ / Лагереv А.В., Таричко В.И., Лагереv И.А., Перминова Д.И.; заявитель и правообладатель ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г.Петровского» – № 2021614929; заявл. 23.03.21; опубл. 31.03.21.

24. 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

25. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Шнейдерович Р.М. Расчет на прочность деталей машин. М.: Машиностроение, 1966. 616 с.

26. Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения: Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности: утв. приказом Ростехнадзора от 12.11.2013 № 533. М.: Стандартинформ, 2014.

04.05.2021. (In Russian)

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

20. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Tarichko V.I. (2022) Kinematic and Force Analysis of the End Tower Positioning Mechanism at Mobile Ropeway. In: Radionov A.A., Gasiyarov V.R. (eds) Proceedings of the 7th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2021). ICIE 2021. pp. 394-404 Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. DOI: 10.1007/978-3-030-85230-6\_46

21. *Federalnye normy i pravila v oblasti promyshlennoy bezopasnosti "Pravila bezopasnosti passazhirskikh kanatnykh dorog i funikulerov"* [Federal norms and rules in the field of industrial safety "Safety rules for passenger ropeways and funiculars"]. Moscow, Federalnaya sluzhba po ekologicheskomu, tekhnologicheskomu i atomnomu nadzoru, 2014. (In Russian)

22. *Podemno-transportnaya tekhnika: slovar-spravochnik: v 2-kh t. T.1* [Hoisting-and-transport equipment: dictionary-reference book, in 2 vol. Vol. 1]. Eds. Nikitin K.D., Gorbunov L.N. Krasnoyarsk, Sibirskiy federalnyy universitet, Politekhnicheskii institut, 2007. 578 p. (In Russian)

23. Lagerev A.V., Tarichko V.I., Lagerev I.A., Perminova D.I. *Komponovka i silovoy analiz tekhnologicheskogo oborudovaniya mobilnogo kanatnogo kompleksa. Svidetelstvo o gosudarstvennoy registratsii programm dlya EVM* [Layout and force analysis of the technological equipment of the mobile rope complex. The Certificate on official registration of the computer program]. No. 2021614929, 2021. (In Russian)

24. 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: <https://doi.org/10.1007/s40864-018-0099-z>.

25. Birger I.A., Shorr B.F., Shneyderovich



† R.M. *Raschet na prochnost detaley mashin*  
† [Strength calculation of machine parts]. Mos-  
† cow, Mashinostroenie, 1966. 616 p. (In Rus-  
† sian)

† 26. *Federalnye normy i pravila v oblasti*  
† *promyshlennoy bezopasnosti "Pravila*  
† *bezopasnosti opasnykh proizvodstvennykh*  
† *obektov, na kotorykh ispolzuyutsya podemnye*  
† *sooruzheniya"* [Federal norms and rules in the  
† field of industrial safety "Safety rules for hazard-  
† ous production facilities where lifting facilities  
† are used"]. Moscow, Federalnaya sluzhba po  
† ekologicheskomu, tekhnologicheskomu i  
† atomnomu nadzoru, 2014. (In Russian)

УДК (UDC) 629.1.02

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ ЖЕСТКОСТИ СТАБИЛИЗАТОРОВ И УГЛА  
КРЕНА КУЗОВА ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯTHE RESULTS OF STUDIES OF THE RIGIDITY OF STABILIZERS AND THE ROLL  
ANGLE OF THE TRUCKТинт Наинг Вин, Алакин В.М.  
Tint Naing Win, Alakin V.M.Калужский филиал Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана  
(Калуга, Россия)

Kaluga Branch of Bauman Moscow State Technical University (Kaluga, Russia Russian Federation)

**Аннотация.** Проведен анализ изменения угла крена кузова при криволинейном движении по вариантам расчета и моделирования в системе Matlab&Simulink. Исследовано приращение значений потребной относительно установленной угловой жесткости подвески. Определены значения углов крена кузова фургона с учетом потребной и установленной угловой жесткости подвески. Разработаны математические модели процессов электромагнитной системы поперечной стабилизации с целью анализа изменения угла крена фургона «GAZelle NEXT» с системой электромагнитной стабилизации и с обычным стабилизатором при криволинейном движении. В результате исследований было выявлено уменьшение угла крена кузова с использованием системы электромагнитной стабилизации при криволинейном движении. По результатам значений углов крена, полученных при математическом моделировании углов по потребной жесткости, была проведена оценка погрешности отклонения углов крена по вариантам. В результате моделирования криволинейного движения доказана эффективность использования электромагнитной системы стабилизации по сравнению с обычными стабилизаторами на основе сравнения углов крена.

**Ключевые слова:** поперечная устойчивость, автомобиль, стабилизатор поперечной устойчивости, угол крена, угловая жесткость, подвески, электромагнитный стабилизатор

**Дата принятия к публикации:** 10.06.2023  
**Дата публикации:** 25.06.2023

**Сведения об авторах:**

**Тинт Наинг Вин** – аспирант кафедры «Колесные машины и прикладная механика» Калужского филиала ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)»,  
e-mail: tintnaingwin1990@gmail.com

ORCID: 0000-0001-8473-1545

**Алакин Виктор Михайлович** – кандидат технических наук, доцент кафедры «Колесные машины и прикладная механика» Калужского филиала ФГБОУ ВО «Московский государственный техни-

**Abstract.** Analyzes the change in the body roll angle during curvilinear motion according to the calculation and modeling options in the Matlab&Simulink system. The increase in the values of the required relative to the set angular stiffness of the suspension is investigated. The values of the roll angles of the van body are determined taking into account the required and set angular stiffness of the suspension. Mathematical models of the processes of the electromagnetic system of transverse stabilization have been developed in order to analyze the change in the roll angle of the GAZelle NEXT van with an electromagnetic stabilization system and with a conventional stabilizer during curvilinear motion. As a result of the research, it was found body roll reduction using an electromagnetic stabilization system for curvilinear motion. According to the results, the values of the roll angles obtained in the calculations in the mathematical modeling of the angles for the required stiffness, an assessment was made of the error in the deviation of the roll angles for the options. As a result of the curvilinear motion simulation, the effectiveness of using an electromagnetic stabilization system compared to conventional stabilizers was proven based on a comparison of roll angles.

**Keywords:** lateral stability, vehicle, anti-roll bar, roll angle, angular stiffness, suspension, electromagnetic stabilizer.

**Date of acceptance for publication:** 10.06.2023  
**Date of publication:** 25.06.2023

**Authors' information:**

**Tint Naing Win** – postgraduate, Department “Wheeled vehicles and Applied Mechanics” at Kaluga Branch of Bauman Moscow State Technical University,  
e-mail: tintnaingwin1990@gmail.com  
ORCID: 0000-0001-8473-1545

**Viktor M. Alakin** – Candidate Technical Sciences, Associate Professor of the Department “Wheeled vehicles and Applied Mechanics” at Kaluga Branch of Bauman Moscow State Technical University,

ческий университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)»,  
e-mail: [alakin.vic@yandex.ru](mailto:alakin.vic@yandex.ru)  
ORCID: 0000-0002-0250-2245

† e-mail: [alakin.vic@yandex.ru](mailto:alakin.vic@yandex.ru).  
† ORCID: 0000-0002-0250-2245  
†  
†  
†

## 1. Введение

Поперечная устойчивость грузовых фургонов при криволинейном движении в значительной степени определяет сохранность жизни человека и безопасность движения [1]. Значительную роль в повышении поперечной устойчивости автомобилей от опрокидывания играют стабилизаторы поперечной устойчивости. Основными недостатками применения обычного стабилизатора поперечной устойчивости являются снижение хода подвески, недостаточная плавность хода и отсутствие автоматического управления усилием стабилизации. Повышение жесткости рычажных стабилизаторов для улучшения поперечной стабилизации еще более усугубляет их недостатки и не решит проблему повышения поперечной устойчивости особенно при интенсивном криволинейном движении [2].

В последнее время автомобилестроители стали применять гидравлические и электрические, которые обеспечивают более эффективное выравнивание кузова автомобиля при криволинейном движении [3, 4]. Результаты обзора показали, что электромеханические стабилизаторы проще по конструкции, имеют меньшую потребляемую мощность, меньшее время отклика и лучше адаптируются к электрической системе, чем гидравлические стабилизаторы. На основании изложенного предлагается исследовать новую электромагнитную систему поперечной стабилизации применительно к фургонам «ГАЗель NEXT».

Для решения научной задачи исследовали потребную жесткость электромагнитного стабилизатора дополнительно к рычажным в составе рычажно-электромагнитной системы поперечной стабилизации по следующей методике. На первом этапе метода исследовали диапазон приращения потребной угловой подвески относительно установленной на фургонах для выбора параметров электро-

магнитного стабилизатора с учетом изменения поперечных сил инерции. На втором этапе исследовали процесс рычажно-электромагнитной системы поперечной стабилизации с электромагнитным стабилизатором в системе Matlab&Simulink для получения параметров рабочего цикла электромагнитного стабилизатора в составе рычажно-электромагнитной системы поперечной стабилизации. На третьем этапе провели сравнительный анализ изменения углов крена кузова по вариантам расчета потребной угловой жесткости электромагнитного стабилизатора, установленной угловой жесткости штатной подвески и по результатам моделирования процесса электромагнитной системы поперечной стабилизации в системе Matlab&Simulink.

Целью данной работы являлось определение диапазона потребной жесткости электромагнитного стабилизатора дополнительно к рычажным в составе электромагнитной системы поперечной стабилизации и анализ изменения угла крена кузова при криволинейном движении по вариантам изыскания угловой жесткости и моделирования процесса рычажно-электромагнитной системы поперечной стабилизации с электромагнитным стабилизатором и с рычажным стабилизатором в системе Simulink&Matlab.

## 2. Комплексная методика

На первом этапе было определено приращение потребной угловой жесткости подвески при действии поперечных сил в результате интенсивного маневрирования фургона.

Потребная угловая жесткость передней и задней подвески определяется согласно [3]:

$$C_{y1(nompeб)} = \frac{0,4 h_{kp1} M_{n1} g}{[\psi_{kp}]} + M_{n1} g h_{kp1}, \quad (1)$$

$$C_{y2(nompeб)} = \frac{0,4 h_{kp2} M_{n2} g}{[\psi_{kp}]} + M_{n2} g h_{kp2}, \quad (2)$$

где  $M_{n1}$  и  $M_{n2}$  – подрессоренная масса передней и задней оси фургона;  $g$  – ускорение свободного падения;  $\psi_{кр}$  – угол крена;  $h_{кр1}$  и  $h_{кр2}$  – плечо крена переднего и заднего моста.

Угловую жесткость установленной передней пружинной подвески и задней рессорной подвески без стабилизатора исследуемого фургона ГАЗель NEXT определяется по формуле [3]:

$$C_{y1(подв)} = 0,5B^2C_{np}, \quad (3)$$

$$C_{y2(подв)} = 0,5B_p^2C'_p\eta, \quad (4)$$

где  $B$  и  $B_p$  – расстояние между серединами пружин и рессор;  $C_{np}$  и  $C_p$  – жесткость пружинной и рессорной подвески;  $\eta$  – коэффициент увеличения жесткости.

Угловая жесткость обычного стабилизатора определяется по формуле [3]:

$$C_{y.T_{1,2}} = 2C_{T_{1,2}} \left( \frac{B_{1,2}}{2} \right)^2, \quad (5)$$

где:  $C_{T_{1,2}}$  – жесткость стабилизатора переднего и заднего моста;  $B_{1,2}$  – колея передней и задней оси.

Тогда полные угловые жесткости установленных передней  $C_{y1(устан)}$  и задней  $C_{y2(устан)}$  подвески:

$$C_{y1(устан)} = C_{y1(подв)} + C_{y.T_1}, \quad (6)$$

$$C_{y2(устан)} = C_{y2(подв)} + C_{y.T_2}, \quad (7)$$

В итоге был выявлен диапазон приращения потребной относительно установленной угловой жесткости передней ( $\Delta C_{y1}$ ) и задней ( $\Delta C_{y2}$ ) подвески для установки электромагнитного стабилизатора по формулам:

$$\Delta C_{y1} = C_{y1(потреб)} - C_{y1(устан)}, \quad (8)$$

$$\Delta C_{y2} = C_{y2(потреб)} - C_{y2(устан)}, \quad (9)$$

На примере фургона ГАЗель NEXT был получен диапазон приращения потребной угловой жесткости для передней подвески от 1600 до 83459 Нм/рад и для задней от 24000 до 125540 Нм/рад, которые приняли в виде искомым параметров дополнительных электромагнитных стабилизаторов.

На втором этапе был проведен расчет и сравнение углов крена кузова по вариантам определения установленной и потребной угловой жесткости подвески фургона с учетом предложения, составляющей интенсивности приращения угла поворота колес при двой-

ном маневрировании (переставке) на обгоне в виде  $(1 - \cos(\omega t))$  в составе зависимости [3, 5]:

$$\psi_{кр(M)} = \frac{P_{кy(M)}h_{кр}}{C_{y(потреб)}(устан) - G_k h_{кр}} (1 - \cos(\omega t)), \quad (10)$$

где  $h_{кр}$  – плечо крена;  $C_{y(потреб)}(устан)$  – общая потребная или установленная угловая жесткость подвески фургона;  $G_k$  – сила тяжести автомобиля,  $P_{кy(M)}$  – поперечная сила при маневрировании;  $t$  – время двойного поворота колес;  $1 - \cos(\omega t)$  – составляющая интенсивности приращения угла при двойном маневрировании при обгоне.

Результаты сравнения углов крена  $\psi_{кр}$  по вариантам установленной и потребной угловой жесткости на примере фургона ГАЗель NEXT при маневрировании представлены на рис. 1 и 2.

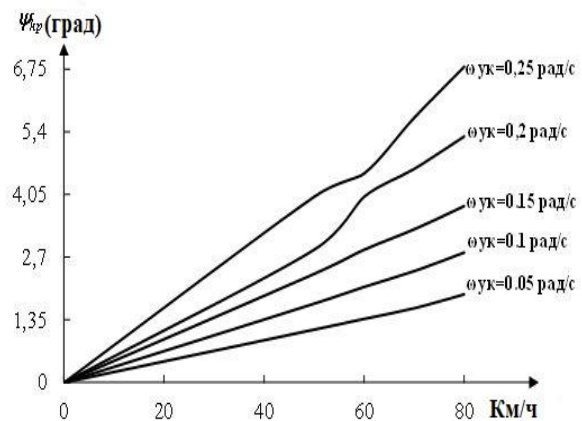


Рис. 1. Угла крена кузова по вариантам потребной угловой жесткости подвески

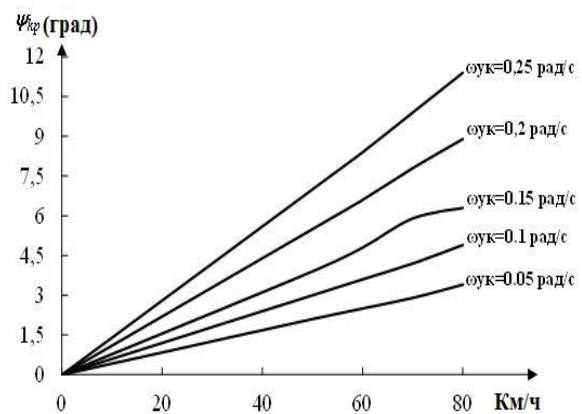


Рис. 2. Угла крена кузова по вариантам установленной угловой жесткости подвески



В итоге было выявлено снижение угла крена  $\psi_{кр}$  на 5 град по варианту изыскания потребной жесткости относительно установленной. Это подтверждает актуальность проведенных исследований и возможность снижения угла крена на основе использования приращения потребной жесткости в виде дополнительных электромагнитных стабилизаторов.

Третий этап был направлен на разработку математических моделей и их реализацию в программном пакете Matlab & Simulink с целью исследования процесса рычажно-электромагнитной системы поперечной стабилизации и сравнительного анализа крена кузова с электромагнитным стабилизатором и без электромагнитного стабилизатора.

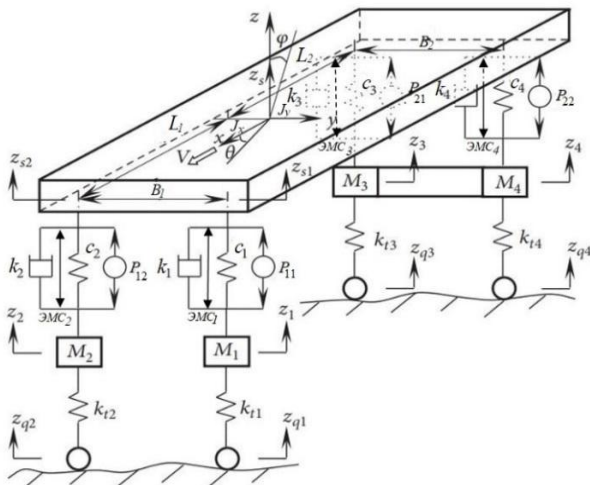


Рис. 3. Схема поперечно-угловых колебаний кузова автомобиля

На рис. 3. приняты следующие обозначения: ЭМС<sub>1,2,3,4</sub> – электромагнитные стабилизаторы;  $J_x, J_y$  – момент инерции поддресоренной массы;  $\psi$  – угол крена;  $P_{11,12,21,22}$  – сила в подвеске;  $C_{1,2,3,4}$  – жесткость подвески;  $M_{1,2,3,4}$  – неподдресоренные массы;  $k_{1,2,3,4}$  – коэффициенты демпфирования амортизатора;  $k_{11,12,13,14}$  – жесткость шин;  $V$  – направление движения;  $z_{q1,2,3,4}$  – усредненные значения неровностей под колесами;  $B_1, B_2$  – колея передней и задней оси.

Далее для моделирования были разработаны дифференциальные уравнения наклонов кузова с обычным стабилизатором в следующем виде [6]:

$$M_n \ddot{z} = P_{11} + P_{12} + P_{21} + P_{22} - M_n g,$$

$$J_y \ddot{\psi} = P_{11} \cdot \frac{L_1}{2} + P_{12} \cdot \frac{L_1}{2} - P_{21} \cdot \frac{L_1}{2} - P_{22} \cdot \frac{L_1}{2},$$

$$J_x \ddot{\psi} = P_{11} \cdot \frac{B}{2} + P_{12} \cdot \frac{B}{2} - P_{21} \cdot \frac{B}{2} - P_{22} \cdot \frac{B}{2} +$$

$$+ \psi_{кр} C_{см.i} - P_{\delta} h_{кр} - M_n g h_{кр} \psi_{кр}, \quad (11)$$

где  $P_{21}, P_{22}$  – сила в второй подвеске;  $P_{\delta}$  – боковая сила;  $C_{см.i}$  – угловая жесткость обычного стабилизатора  $i$ -й оси;  $P_{11}, P_{12}$  – сила в первой подвеске левого и правого борта;  $h_{кр}$  – плечо крена;  $L_1$  – продольная координата.

Дифференциальные уравнения наклонов кузова с электромагнитным стабилизатором имеют в следующем виде:

$$M_n \ddot{z} = P_{11} + P_{12} + P_{21} + P_{22} - M_n g,$$

$$J_y \ddot{\psi} = P_{11} \cdot \frac{L_1}{2} + P_{12} \cdot \frac{L_1}{2} - P_{21} \cdot \frac{L_1}{2} - P_{22} \cdot \frac{L_1}{2},$$

$$J_x \ddot{\psi} = P_{11} \cdot \frac{B}{2} + P_{12} \cdot \frac{B}{2} - P_{21} \cdot \frac{B}{2} - P_{22} \cdot \frac{B}{2} +$$

$$+ \psi_{кр} C_{см.i} + \psi_{кр} C_{эмс.i} - P_{\delta} h_{кр} - M_n g h_{кр} \psi_{кр}, \quad (12)$$

где  $C_{эмс.i}$  – угловая жесткость электромагнитного стабилизатора  $i$ -й оси.

Представлены графические результаты моделирования с обычным стабилизатором (рис. 4) и с использованием системы электромагнитной стабилизации (рис. 5).

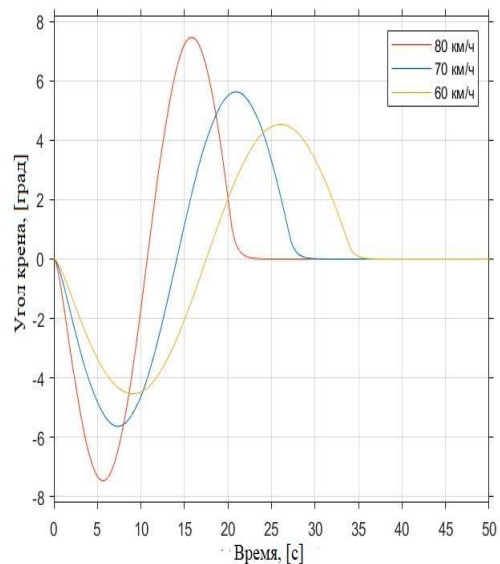


Рис. 4. График изменение угла крена кузова с обычным стабилизатором при маневрировании в зависимости от скорости (60:70:80) км/ч и радиуса кривизны  $R_m=20$  м

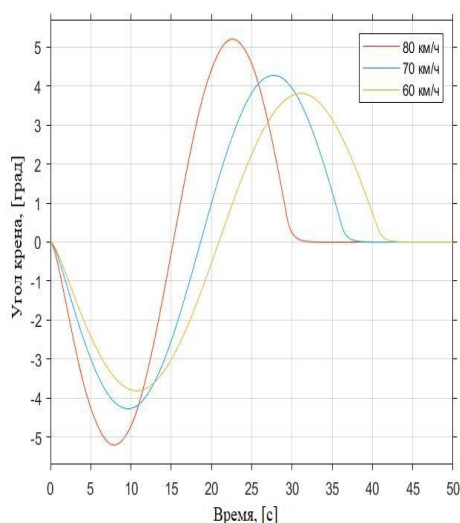


Рис. 5. Изменение угла крена кузова с электромагнитным стабилизатором при маневрировании в зависимости от скорости (60:70:80) км/ч и радиуса кривизны  $R_m=20$  м

В результате математического моделирования в системе Matlab/Simulink были выявлены пределы углов крена кузова с рычажным стабилизатором от 1,86 до 9,3 град, а по варианту с применением электромагнитного стабилизатора установлено снижение углов от 1,01 до 6,5 град, что указывает на обоснованность применения электромагнитного стабилизатора дополнительно к рычажным. Также применительно к фургону ГАЗель NEXT найдены параметры цикла электромагнитного стабилизатора в виде диапазона срабатывания электромагнитного стабилизатора от 0 до 12 с.

В итоге моделирования выявлен снижение углов крена на 3...5 град по варианту с электромагнитным стабилизатором в отличие с рычажным стабилизатором на примере фургона ГАЗель NEXT (в табл. 1 и 2).

На заключительном этапе был проведен анализ относительной погрешности определения углов крена по расчетной методике и математическому моделированию. Для этого составили таблицы углов крена кузова, по соответствующим результатам определения потребной относительно установленной жесткости и итогам математического моделирования процесса наклона кузова с электромагнитным стабилизатором и с рычажным стабилизатором в виде ряда значений в табл. 1 и 2.

Таблица 1

Результаты определения углов крена кузова при различной жесткости подвески

| Вариант | Углы крена, град, по угловой жесткости |                         |
|---------|--|-------------------------|
|         | потребной ( $X_1$ )                    | установленной ( $X_4$ ) |
| 1       | 1,14                                   | 2,22                    |
| 2       | 2,72                                   | 4,56                    |
| 3       | 4,08                                   | 6,84                    |
| 4       | 5,44                                   | 9,12                    |
| 5       | 6,8                                    | 11,4                    |

Таблица 2

Результаты определения углов крена кузова при моделировании с различными стабилизаторами

| Вариант | Углы крена, град, при моделировании со стабилизаторами |                            |
|---------|--|----------------------------|
|         | рычажным ( $X_2$ )                                     | электромагнитным ( $X_3$ ) |
| 1       | 1,86   | 1,01                       |
| 2       | 3,7  | 2,6                        |
| 3       | 5,58   | 3,9                        |
| 4       | 7,4  | 4,2                        |
| 5       | 9,3  | 6,5                        |

Были определены абсолютные погрешности расчетных значений углов крена (табл. 1 и 2) для варианта ( $X_1$ -  $X_4$ ) и ( $X_2$ - $X_3$ ) по зависимости [7]:

$$x_{1,4(1,2,3,4,5)} = X_{1(1,2,3,4,5)} - X_{4(1,2,3,4,5)}, \quad (13)$$

$$x_{2,3(1,2,3,4,5)} = X_{2(1,2,3,4,5)} - X_{3(1,2,3,4,5)}, \quad (14)$$

Средняя относительная погрешность определения углов крена для сравниваемых вариантов ( $X_1$ - $X_4$ ) и ( $X_2$  - $X_3$ ) определяется по формулам:

$$\Delta x_{1,4} = \left[ \frac{(x_{1,4(1,2,3,4,5)} / X_{1,4 \text{ сред } (1,2,3,4,5)})}{n} \right] \cdot 100\%, \quad (15)$$

$$\Delta x_{2,3} = \left[ \frac{(x_{2,3(1,2,3,4,5)} / X_{2,3 \text{ сред}(1,2,3,4,5)})}{n} \right] \cdot 100\%, \quad (16)$$

В результате, относительная погрешность оказалась в пределах 12%, что можно считать достаточным уровнем для проведения этапа экспериментальных исследований.

### Заключение

1. Предложен метод определения необходимого приращения угловой жесткости подвески. В результате был получен диапазон приращения потребной угловой жесткости для передней подвески от 1600 до 83459 Нм/рад и для задней от 24000 до 125540 Нм/рад на примере фургона ГАЗель NEXT для применения дополнительных электромагнитных стабилизаторов.

2. Проведен анализ сравнения расчетных углов крена кузова по вариантам установленной и потребной угловой жесткости подвески. Было выявлено снижение угла крена  $\psi_{кр}$  на 5 град по варианту изыскания потребной жесткости относительно установленной. Это подтверждает актуальность проведенных исследований и возможность снижения угла крена на основе приращения потребной жесткости и применения электромагнитного стабилизатора.

### Список литературы

1. Тинт Наинг Вин, Сидоров В.Н. Исследование конструкции и принципов работы стабилизатор поперечной устойчивости // Научно-технические технологии в приборостроении и развитии инновационной деятельности в ВУЗе: Материалы Региональной научно-технической конференции. Калуга: МГТУ им.Н.Э Баумана. 2019.Т.2. С 226-231

2. Пат. 2293664 Российская федерация, МПК В60G 21/05. Стабилизатор поперечной устойчивости автомобиля / Сливинский Е.В., Некрасов А.Н.; заявитель и патентообладатель ЕГУ им. И. А. Бунина. №2005136507, заявл. 24.11.2005; опубл. 20.02.2007. блл. №5.

3. Тинт Наинг Вин, Алакин В.М. Разра-

3. Разработаны математические модели процессов рычажно-электромагнитной системы поперечной стабилизации с электромагнитным стабилизатором и с использованием рычажных стабилизаторов. В результате математического моделирования в системе Simulink /Matlab были определены пределы угла крена с рычажным стабилизатором от 1,86 до 9,3 град и выявлено снижение углов до пределов от 1,01 до 6,5 град по варианту с использованием системы рычажно-электромагнитной стабилизации. В итоге получено снижение углов крена на 3...5 град по варианту с электромагнитным стабилизатором в отличие с рычажным стабилизатором на примере фургона ГАЗель NEXT. Моделирование также позволило изыскать рабочие параметры цикла электромагнитного стабилизатора в виде диапазона времени срабатывания электромагнитного стабилизатора от 0 до 12 с в составе рычажно-электромагнитной системы поперечной стабилизации, применительно к фургону ГАЗель NEXT.

4. Анализ погрешности определения углов крена по расчетной методике и математическому моделированию получен в пределах 12%, что является достаточным уровнем для положительной оценки результатов.

### References

1. Tint Naing Win, Sidorov V.N. Research on the design and operation of the anti-roll bar. *Science-intensive technologies in instrumentation and mechanical engineering and the development of innovative activities in the university: Proceedings of the Regional Scientific and Technical Conference*. Kaluga: BMSTU, 2019, Vol. 2, pp. 226-231. (In Russian)

2. Patent RU 2293664 *Stabilizator poperechnoy ustoychivosti avtomobilya* [Anti-roll bar of the car]. Slivinsky E.V. Nekrasov A.N. Declared 24.11.2005. Published 20.02.2007. Bulletin No.5.

3. Tint Naing Win, Alakin V.M. Development of a methodology for justifying the design and operating parameters of a lever-electromagnetic system for stabilizing the lat-

ботка методики обоснования конструкции и рабочих параметров рычажно – электромагнитной системы стабилизации поперечной устойчивости грузовых фургонов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2022. № 2, С 142-149. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-142-149

4. Никитин Г.С., Тинт Наинг Вин. Результаты динамического моделирования поперечной устойчивости малотоннажного фургона при криволинейном движении// Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2022. № 4, С 322-329. DOI:10.22281/2413-9920-2022-08-04-322-329

5. Артамонов М.Д., Иларионов В.А., Морин М.М. Основы теории и конструкции автомобиля. М., Машиностроение, 1974. 288 с.

6. Жилейкин М.М., Котиев Г.О. Моделирование систем транспортных средств. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2020. 240 с.

7. Шпаков П. С., Попов В. Н. Статистическая обработка экспериментальных данных. М.: Издательство Московского государственного горного университета, 2003. 268 с.

eral stability of cargo vans. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2022, № 2, pp. 142-149. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-142-149 (In Russian)

4. 12. Nikitin G.S., Alakin V.M. The results of dynamic modeling of the lateral stability of a light-tonnage van during curvilinear motion. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2022, № 4, pp. 322-329. DOI:10.22281/2413-9920-2022-08-04-322-329 (In Russian)

5. Artamonov M.D., Ilarionov V.A., Morin M.M. *Osnovy teorii i konstruksii avtomobilya* [Fundamentals of the theory and design of the car]. Mashinostroyeniye, Moscow, 1974. 288 p. (In Russian)

6. Zhileykin M.M., Kotiev G.O. *Modelirovaniye sistem transportnykh sredstv*. [Modeling of vehicle systems.] MGTU im. N.E. Baumana, Moscow, 2020. 240 p. (In Russian)

7. Shpakov P.S., Popov V.N. *Statisticheskaya obrabotka eksperimental'nykh dannykh* [Statistical processing of experimental data]. Izdatelstvo Moskovskogo gosudarstvennogo gornogo universiteta, Moscow, 2003. 268 p. (In Russian)



УДК (UDC) 62-237

МОДЕРНИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ УСТОЙЧИВОСТИ  
ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО КРАНА КЖ-971 И ОЦЕНКА ЕЁ ЭФФЕКТИВНОСТИMODERNIZATION OF THE SYSTEM FOR ENSURING THE STABILITY OF  
THE RAILROAD CRANE KZH-971 AND EVALUATION OF ITS EFFECTIVENESSШубин А.А., Мокин Д.Г., Шутов Р.А.  
Shubin A.A., Mokin D.G., Shutov R.A.Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана «Национальный исследовательский университет», Калужский филиал (Калуга, Россия)  
Moscow State Technical University named after N.E. Bauman (National research university), Kaluga branch (Kaluga, Russia)

**Аннотация.** Вес груза на стреле железнодорожно-гидравлического крана КЖ-971 создает грузовой момент, который изгибает опорно-поворотный круг крана. Для частичного уравновешивания грузового момента на кране установлен стационарный противовес, жестко закрепленный на поворотной платформе. При увеличении вылета стрелы увеличивается неуравновешенная часть грузового момента и напряжения в опорно-поворотном круге. В данной статье для обеспечения постоянного значения неуравновешенной части грузового момента и снижения изгибающих напряжений предлагается установить на железнодорожный кран КЖ-971 противовес с системой телескопирования и возможностью поворота относительно вертикальной оси для работы в стесненных условиях. Проведен прочностной анализ опорно-поворотного круга на изменение максимальных напряжений от использования подвижного противовеса. Смоделирована система адаптивного управления положением подвижного противовеса, с помощью которой в дальнейшем планируется разработать прибор для удобного управления из кабины оператора крана. Показаны преимущества использования подвижного противовеса с возможностью поворота относительно вертикальной оси выполнении погрузочных и ремонтных работ в стесненных условиях. Обобщены результаты прочностного анализа опорно-поворотного круга при расположении нагрузок в основных рабочих положениях.

**Ключевые слова:** железнодорожный кран, подвижный противовес, система адаптивного управления, опорно-поворотный круг.

**Дата принятия к публикации:** 15.05.2023  
**Дата публикации:** 25.06.2023

**Сведения об авторах:**

**Шубин Александр Анатольевич** – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Подъемно-транспортные системы», Калужский филиал ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана», e-mail: ashubin@bmstu.ru.

**Abstract.** The weight of the load hanging on the boom of a railroad hydraulic crane KZH-971 creates a load moment that bends the crane slewing ring. To partially balance the load moment, a stationary counterweight is installed on the crane, rigidly fixed on a slewing platform. With an increase in the boom departure, the unbalanced part of the load moment and tensions in the slewing ring increases. In this article, to ensure a constant value of the unbalanced part of the load moment and reduce bending tensions, it is proposed to install a counterweight on the railroad crane with a telescoping system and the ability to rotate about the vertical axis for a work in cramped conditions. A strength analysis of the slewing ring for the change in maximum tensions from the use of a movable counterweight was carried out. An adaptive control system for the position of a movable counterweight has been modeled, with the help of which it will be possible to develop a device for convenient control from the crane operator's cabin in the future. The advantages of using a movable counterweight with the possibility of rotation relative the vertical axis are shown when performing loading and repair work in cramped conditions. The results of the strength analysis of the slewing ring with the location of loads in the main working positions are summarized.

**Keywords:** railroad crane, movable counterweight, adaptive control system, slewing ring.

**Date of acceptance for publication:** 15.05.2023  
**Date of publication:** 25.06.2023

**Authors' information:**

**Alexander A. Shubin** – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department «Lifting and transport systems» at Bauman Moscow State Technical University (Kaluga Branch), e-mail: ashubin@bmstu.ru.

**Мокин Дмитрий Геннадьевич** – кандидат технических наук, доцент, кафедра «Подъемно-транспортные системы», Калужский филиал ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана»,  
*e-mail: mokin.dg@bmstu.ru.*

**Шутов Роман Александрович** – студент, кафедра «Подъемно-транспортные системы», Калужский филиал ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана»,  
*e-mail: schutov.romik@yandex.ru.*

**Dmitriy G. Mokin** – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Department «Lifting and transport systems» at Bauman Moscow State Technical University (Kaluga Branch),  
*e-mail: mokin.dg@bmstu.ru.*

**Roman A. Shutov** – student, Department «Lifting and transport systems» at Bauman Moscow State Technical University (Kaluga Branch),  
*e-mail: schutov.romik@yandex.ru.*

## 1. Введение

Железнодорожные краны, входящие в состав восстановительного поезда, используют для ликвидации последствий чрезвычайных ситуаций (сход подвижного состава, крушения, аварии), а также при строительстве искусственных сооружений на железной дороге (укладка мостовых перекрытий, путепроводов, линий электропередачи) [1, 2].

Грузоподъемность легких и средних железнодорожных кранов составляет от 20 до 30 т, тяжелых – от 80 до 250 т.

Железнодорожный кран представляет собой самоходную подвижную единицу, которая оснащена механизмами, присущими всем кранам (механизм подъема груза, механизм поворота платформы, механизм изменения вылета и механизм подъема стрелы), а также системой обеспечения устойчивости крана.

Для уравнивания момента, создаваемого весом стрелы, а также части момента, создаваемого весом груза, кран оснащают противовесом. Противовес может быть стационарным или подвижным.

Например, железнодорожный кран КЖ-971 грузоподъемностью 80 т, который производит АО «Кировский Машзавод 1 мая», оснащают стационарным противовесом, жестко закрепленным на поворотной раме крана, что в определенной степени ограничивает его возможности по грузоподъемности и по нагрузкам на опорно-поворотное устройство [2]. Грузоподъемность такого крана при расположении стрелы вдоль рельсового пути примерно вдвое превышает его грузоподъемность при расположении стрелы поперек рельсового пути при одинаковых запасах

устойчивости [3]. Это обусловлено конструкцией системы обеспечения устойчивости.

Краны большой грузоподъемности (рис. 1) оснащают подвижными противовесами 3, которые кроме изменения вылета благодаря механизму телескопирования 4 имеют возможность поворота относительно вертикальной оси за счет гидроцилиндров поворота 1. Для повышения устойчивости при выполнении работ краны оснащают выдвижными аутригерами 2. Данная конструкция противовеса позволяет расширить возможности его применения в стесненных условиях работы [1, 4].

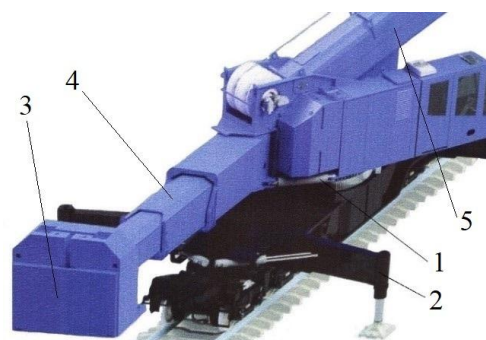


Рис. 1. Железнодорожный кран с подвижным противовесом: 1 – гидроцилиндр поворота противовеса; 2 – аутригер; 3 – подвижный противовес; 4 – механизм выдвижения противовеса; 5 – стрела

## 2. Постановка задачи

Рассмотрим возможность введения системы обеспечения устойчивости на основе применения подвижного противовеса в конструкцию крана КЖ-971 и определим эффективность такого решения.

Предлагается оснастить железнодорожный кран КЖ-971 трехсекционной телеско-

пической системой выдвижения противовеса от гидроцилиндров, которая хорошо зарекомендовала себя на таких кранах как КЖ-1572 и Multi Tasker KRC 1600-200. Помимо механизма выдвижения конструкция включает систему поворота противовеса относительно вертикальной оси и систему управления параметрами вылета и поворота противовеса в соответствии с текущими параметрами груза и вылета стрелы. Это позволяет повысить эффективность применения крана: увеличить вес груза на максимальном вылете, обеспечить долговечность подшипника опорно-поворотного устройства (при использовании подвижного противовеса произойдет выравнивание нагрузки на тела качения) [1, 2, 4].

Для оценки эффективности предлагаемого решения необходимо:

- составить расчетную схему крана и выполнить расчет его устойчивости;
- оценить изменение нагрузок в опорно-поворотном устройстве крана от внедрения подвижного противовеса.

Расчетная схема и методика расчета устойчивости башенных кранов подробно описаны в [5, 6, 7]. Эти схема и методика с использованием некоторых допущений применимы ко всем стреловым кранам.

На основе [5, 6, 7] сформируем расчетную схему крана (рис. 2).

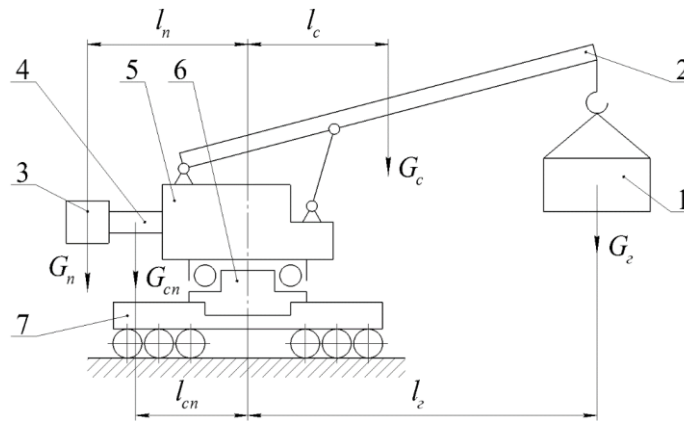


Рис. 2. Расчетная схема: 1 – груз; 2 – стрела; 3 – противовес; 4 – стрела противовеса; 5 – поворотная часть крана; 6 – опорно-поворотный круг; 7 – ходовая платформа;  $G_n$  – вес противовеса;  $l_n$  – расстояние от центра масс противовеса до оси вращения поворотной платформы;  $G_{cn}$  – вес трелы противовеса;  $l_{cn}$  – расстояние от центра масс стрелы противовеса до оси вращения поворотной платформы;  $G_c$  – вес стрелы;  $l_c$  – расстояние от центра масс стрелы до оси вращения поворотной платформы;  $G_z$  – вес груза;  $l_z$  – расстояние от центра масс груза до оси вращения поворотной платформы

В соответствии с расчетной схемой произведено сравнение максимально допустимого веса груза на крюке при максимальном вылете стрелы для неподвижного противовеса и подвижного при направлении стрелы вдоль рельсовых путей (рис. 3, а) и повороте стрелы относительно вертикальной оси (рис. 3, б).

В соответствии с грузовой характеристикой крана КЖ-971 при использовании стационарного противовеса весом  $G_n = 5,05$  т, вес груза на максимальном вылете составляет  $G_z = 15$  т.

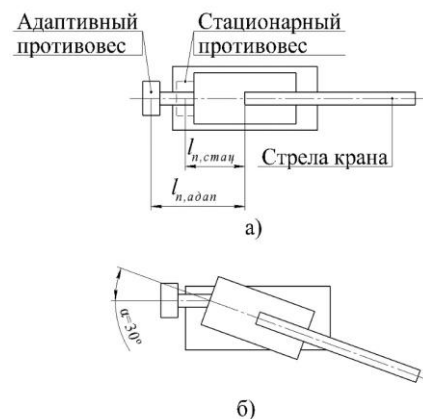


Рис. 3. Схема положения противовесов

Используя конструкторскую документацию, получены следующие значения:

- максимальный вылет стрелы крана  $l_{2\max} = 17,7$  м;
- вес стрелы  $G_c = 4,5$  т;
- расстояние от центра масс стрелы до оси вращения поворотной платформы  $l_c = 8,85$  м;
- расстояние от центра масс стационарного противовеса до оси вращения поворотной платформы  $l_{n.cmaц} = 3,53$  м;
- расстояние от центра масс подвижного противовеса до оси вращения поворотной платформы  $l_{n.adan} = 9,53$  м;
- вес стрелы противовеса  $G_{cn} = 1,515$  т.

Неуравновешенная часть грузового момента от применения стационарного противовеса определяется выражением

$$M_{неур} = G_2 \cdot gl_{2\max} + G_c \cdot gl_c - G_n \cdot gl_{n.cmaц}.$$

Неуравновешенная часть грузового момента для стационарного противовеса составляет  $M_{неур} = 2,82 \cdot 10^6$  Н·м. Это значение неуравновешенного момента использовалось при определении максимально возможного веса груза на крюке при расположении стрелы вдоль рельсовых путей и использовании адаптивного противовеса (рис. 3, а) и при повороте стрелы относительно вертикальной оси на  $30^\circ$  (рис. 3, б).

Соответственно, максимально возможный вес груза на крюке при расположении стрелы вдоль рельсовых путей и использовании подвижного противовеса (рис. 3, а) определяется выражением

$$G_{2.adan1} = \frac{M_{неур} + 1,15G_n \cdot gl_{n.adan}}{1,15gl_{2\max}}.$$

В этом случае вес груза на крюке составит  $G_{2.adan1} = 18$  т.

Для случая, когда вес груза на крюке при повороте стрелы относительно вертикальной оси на  $30^\circ$  (рис. 3, б) определяется выражением

$$G_{2.adan} = \frac{M_{неур} + 1,15G_n \cdot gl_{n.adan} \cdot \cos \alpha}{1,15gl_{2\max}} - \frac{G_c \cdot gl_c}{1,15gl_{2\max}}$$

Для этого случая вес груза на крюке составит  $G_{2.adan} = 17,5$  т.

Результаты расчета показывают, что использование подвижного противовеса в конструкции крана КЖ-971 позволяет на максимальном вылете и расположении стрелы вдоль рельсовых путей поднять груз на 20% больше, а при повороте стрелы на угол  $\alpha = 30^\circ$  от продольной оси – на 17% больше, чем при использовании стационарного противовеса.

### 3. Прочностной анализ опорно-поворотного круга

Величина неуравновешенного момента оказывает непосредственное влияние также на работу опорно-поворотного устройства [8].

Так, одной из причин быстрого износа опорно-поворотного круга грузоподъемных машин является неплоскостность опорного кольца. Оценка влияния неплоскостности представлена в [9].

Кроме этого, в процессе эксплуатации грузоподъемных кранов в контактной зоне дорожек качения колец опорно-поворотного круга возникают большие контактные напряжения, постепенно приводящие к износу колец. Модель единичного сечения опорно-поворотного круга и диаграмма распределения напряжений представлены в [10].

Методика расчета нагрузок, возникающих в опорно-поворотном круге экскаватора в процессе эксплуатации, приведена в [11].

Стоит также отметить, что одними из наиболее изнашиваемых поверхностей опорно-поворотного круга являются рабочие поверхности зубьев зубчатого венца [12, 13]. Прочностной анализ усталости зубьев в процессе работы приведен в [14].

Применение стационарного противовеса в конструкции крана предполагает неравномерное распределение напряжений на подшипник опорно-поворотного круга крана вследствие наличия неуравновешенной части грузового момента. Применение подвижного противовеса позволяет снизить неравномерность распределения напряжений. В модуле Simulation CAIP SolidWorks был произведен расчет напряжений, действующий



щих на опорно-поворотный круг для случаев применения стационарного противовеса и подвижного при расположении стрелы вдоль рельсовых путей (рис. 4).

В расчете опорно-поворотного круга на прочность для случаев 1, 2 участвуют нагрузки от веса груза  $G_2 = 15$  т, веса стрелы  $G_c = 4,5$  т и веса стационарного противовеса  $G_n = 5,05$  т. Для случая с подвижным противовесом в расчетной схеме дополнительно учитывается нагрузка от стрелы противовеса  $G_{cn} = 1,515$  т. Расстояние от центра масс стрелы противовеса до оси вращения поворотной платформы составляет  $l_{cn} = 0,5l_{n.adan}$  [15].

На рис. 4 показано, что максимальные напряжения возникают в зоне болтовых отверстий. Снижение максимальных напряжений в зоне болтовых отверстий от применения подвижного противовеса определяется по выражению (1):

$$\delta_{\sigma} = \frac{\sigma_{cm.max} - \sigma_{ad.max}}{\sigma_{cm.max}} \cdot 100\%, \quad (1)$$

где  $\sigma_{cm.max} = 1,22 \cdot 10^5$  МПа – максимальное напряжение на диаграмме 1 (рис. 4);  $\sigma_{ad.max} = 4,65 \cdot 10^4$  – максимальное напряжение на диаграмме 2 (рис. 4).

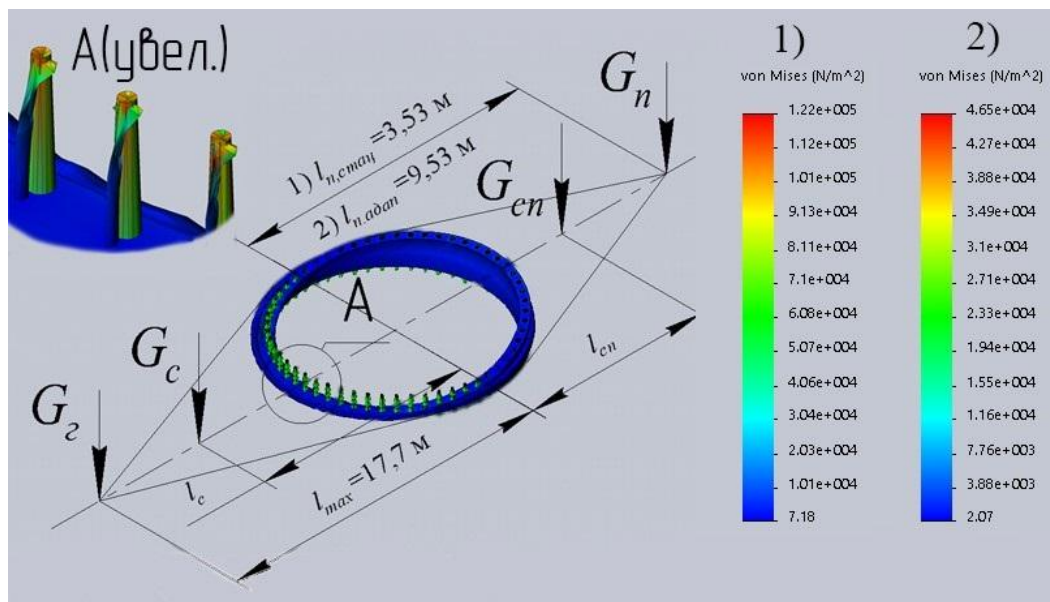


Рис. 4. Диаграммы напряжений на опорно-поворотном круге:  
 1 – напряжения при использовании стационарного противовеса;  
 2 – напряжения при использовании подвижного противовеса

Анализ результатов расчета показал, использование подвижного противовеса при подъеме груза весом  $G_2 = 15$  т позволяет снизить максимальные напряжения, возникающие в зоне болтовых отверстий опорно-поворотного круга, почти на 62%.

На рис. 5 приведены результаты расчетов максимальных напряжений с увеличенным весом груза на крюке  $G_{z.adan} = 17,5$  т и на максимальном вылете стрелы при ее повороте относительно вертикальной оси на угол  $\alpha = 30^\circ$ .

На рис. 5 приведены результаты расчетов максимальных напряжений с увеличенным весом груза на крюке  $G_{z.adan} = 17,5$  т и на максимальном вылете стрелы при ее повороте относительно вертикальной оси на угол  $\alpha = 30^\circ$ .

Используя выражение (1) и полученные результаты прочностного расчёта (рис. 4, 5), снижение максимальных напряжений, возникающих в зоне болтовых отверстий опорно-поворотного круга, составляет  $\delta_{\sigma 1} = 35\%$ .

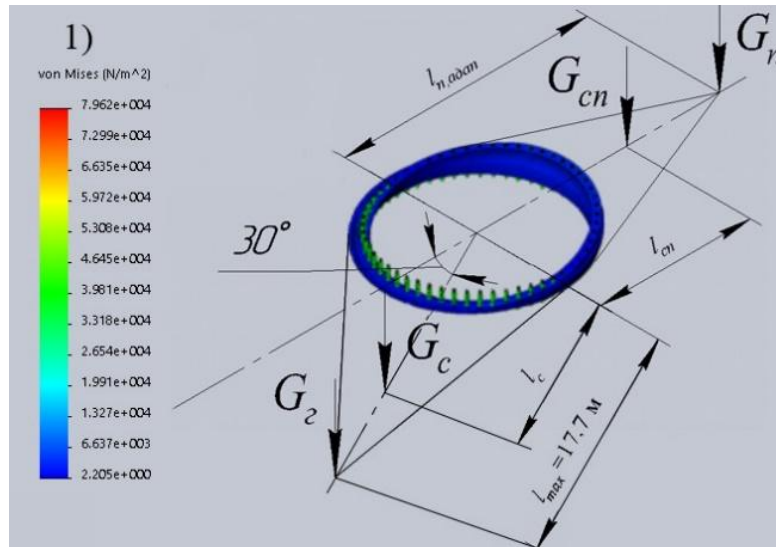


Рис. 5. Диаграмма распределения напряжений: 1 – напряжения от груза на крюке весом  $G_{2.adam} = 17,5$  т при повороте стрелы относительно вертикальной оси на угол  $\alpha = 30^\circ$

#### 4. Модель системы адаптивного управления противовесом

Подвижный противовес представляет собой габаритную конструкцию, которая должна быть оснащена системой управления параметрами выдвижения противовеса и его поворота относительно вертикальной оси.

Для этого в среде LabVIEW была разработана блок-диаграмма (рис. 6), соединяющая органы управления и индикаторы посредством математических и логических операций в систему мониторинга текущего состояния и основных технических характеристик подвижного противовеса [16].

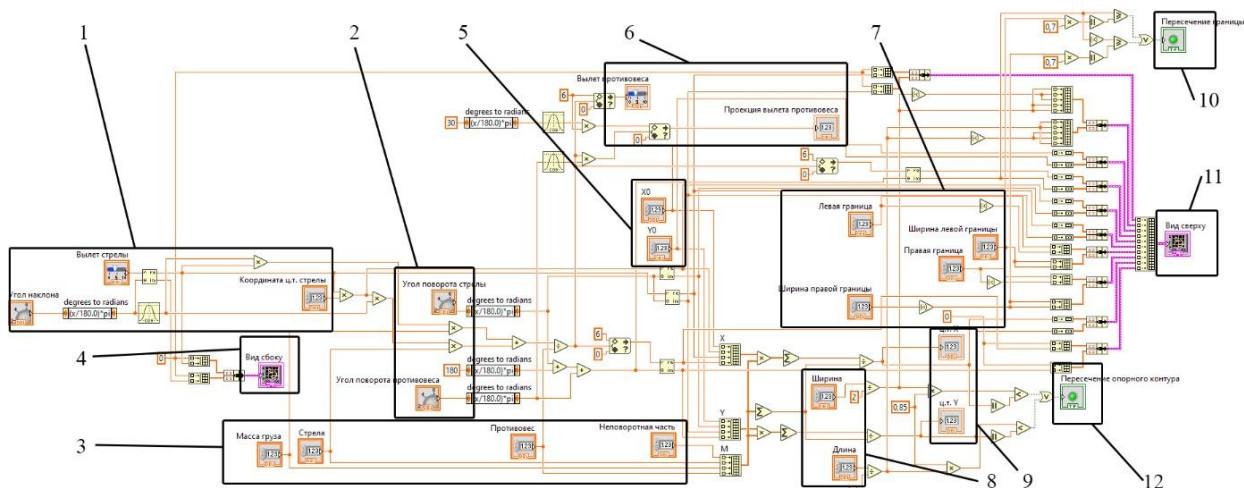


Рис. 6. Блок-диаграмма системы управления подвижным противовесом: 1 – блок ввода параметров стрелы; 2 – блок управления углами поворота стрелы и противовеса; 3 – блок ввода масс отдельных частей крана; 4, 11 – блоки вывода положения стрелы и поворотной платформы; 5 – блок ввода координат центра масс ходовой платформы; 6 – блок вывода параметров подвижного противовеса; 7 – блок ввода параметров зоны работы крана; 8 – блок ввода параметров опорного контура крана; 9 – блок вывода координат центра масс поворотной платформы; 10, 12 – блоки предупреждения о приближении к критическому положению поворотной платформы

В блоке 1 обрабатываются данные о таких параметрах стрелы, как угол наклона стрелы относительно горизонтальной плоскости, вылет стрелы, координата центра масс стрелы. В блоке 2 производится обработка параметров углов поворота стрелы крана и подвижного противовеса. В блоке 3 обрабатываются значения масс отдельных частей крана для последующего вывода координат центра масс поворотной платформы в блоке 9. В блоках 4, 11 выводится визуальная информация о положении как поворотной платформы крана в целом, так и стрелы в частности. В блоке 5 обрабатываются значения координат центра масс ходовой платформы. В блоке 6 выводятся значения параметров подвижного противовеса на основе значений в блоках 1, 2, 3. В блоке 7 происходит обработка параметров зоны работы крана. В блоке 8 обрабатываются параметры опорного

контура, предназначенного для повышения устойчивости крана при эксплуатации. В блоке 9 выводятся координаты центра масс крана с последующим указанием положения в блоке 11. В блоках 10, 12 выводятся предупреждения о приближении поворотной платформы к опасному для эксплуатации положению.

Выходным сигналом диаграммы является управляющее воздействие для определения положения противовеса в зависимости от текущего рабочего состояния крана. Эта диаграмма может быть использована при разработке системы управления подвижным противовесом крана.

Произведенные расчёты позволили построить зависимости грузоподъёмности от вылета стрелы для различных вариантов положения противовеса (рис. 7).

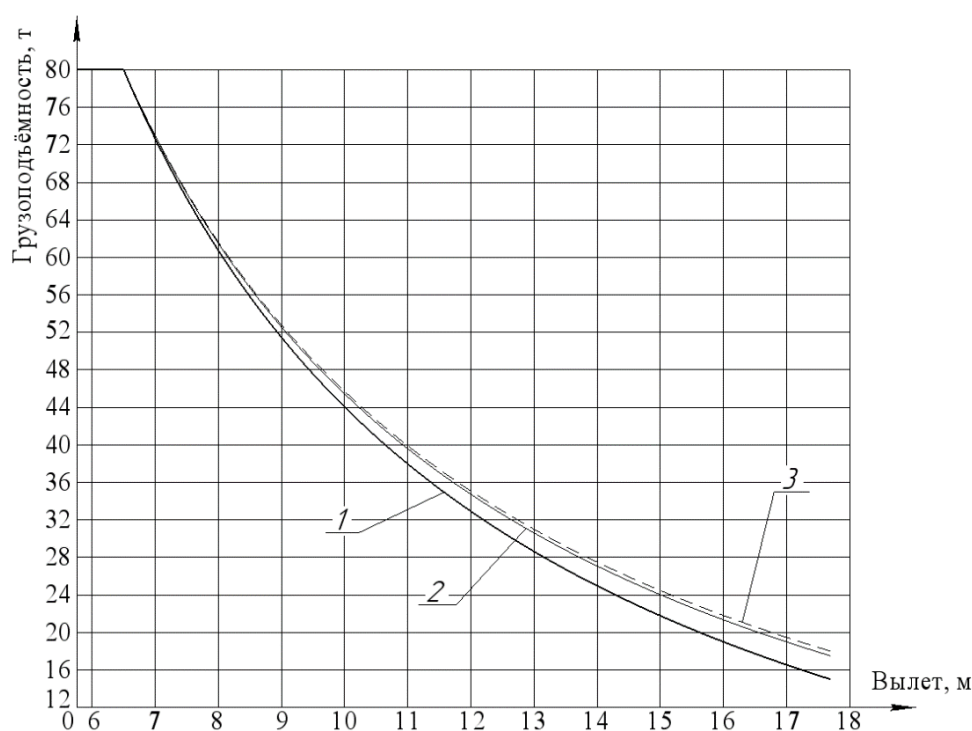


Рис. 7. Грузовые характеристики железнодорожного крана: 1 – стационарный противовес; 2 – подвижный противовес (поворот стрелы на угол  $\alpha = 30^\circ$ ; 3 – подвижный противовес (расположение стрелы вдоль рельсовых путей)

Анализ результатов расчетов показывает, что использование подвижного противовеса наиболее эффективно выражается при работе крана на больших вылетах стрелы (от 10 до 17,7 м). При этом на максимальном вылете стрелы может быть достигнуто уве-

личение грузоподъёмности крана почти на 17% при повороте стрелы относительно вертикальной оси на угол  $\alpha = 30^\circ$  (рис. 7, график 2) и на 20% при расположении стрелы вдоль рельсовых путей (рис. 7, график 3).

## 5. Заключение

Обоснована целесообразность оснащения железнодорожного крана КЖ-971 грузоподъемностью 80 т подвижным противовесом, что позволяет увеличить его грузоподъемность.

Управление положением противовеса в процессе работы крана в соответствии с текущими параметрами крана позволяет снизить нагрузки на опорно-поворотный круг. Применение подвижного противовеса на кране КЖ-971 позволит без изменения угла поворота противовеса на максимальном вылете поднимать на 3 т больше, а при повороте стрелы на угол  $30^\circ$  на максимальном вы-

лете кран может поднять на 2,5 т больше, чем при использовании стационарного противовеса.

Результаты прочностного расчёта в САПР SolidWorks показывают, что при подъёме стандартного груза максимальные напряжения в зоне болтовых отверстий снижаются почти на 62%, а при повороте стрелы и увеличении значения веса груза на крюке – на 35%.

В среде LabVIEW была разработана система управления положением подвижного противовеса в зависимости от вылета стрелы, её поворота и величины груза, висящего на крюке.

## Список литературы

1. Железнодорожный гидравлический кран КЖ-1572 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.cranekirov.ru/ru/production/cranes/kzh-1572> (Дата обращения: 23.03.2023).
2. Железнодорожный гидравлический кран КЖ-971 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.cranekirov.ru/ru/production/cranes/kzh-971> (Дата обращения: 23.03.2023).
3. Петухов П.З. Специальные краны. М.: Машиностроение, 1985. 248 с.
4. Кран на железнодорожном ходу Multi Tasker KRC 1600-200 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://kirow.info/catalog/cranes-train/KIROW-Multi-Tasker-1600-200/> (Дата обращения: 24.03.2023).
5. Булатов Б.Л., Синельщиков А.В. Расчет устойчивости башенных кранов на основе определения реакции в опорах // Вестник АГТУ. 2011. № 2. С. 27-30.
6. Синельщиков А.В., Джалмухамбетов А.И. Развитие методов расчета устойчивости башенных кранов // Вестник МГСУ. 2017. № 12 (111). С. 1342-1351.
7. Потахов Д.А. Динамика работы грузоподъемного железнодорожного крана в условиях нарушения опорного контура // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2020. № 3. С.

## References

1. Zheleznodorozhnyy gidravlicheskiy kran KZH-1572 (Railroad hydraulic crane KZH-1572) Available at: <http://www.cranekirov.ru/ru/production/cranes/kzh-1572> (In Russian).
2. Zheleznodorozhnyy gidravlicheskiy kran KZH-971 (Railroad hydraulic crane KZH-971) Available at: <http://www.cranekirov.ru/ru/production/cranes/kzh-971> (In Russian)
3. Petukhov P.Z. Special cranes. Moscow, Mashinostroenie, 1985, 248 p. (In Russian)
4. Kran na zheleznodorozhnom khodu Multi Tasker KRC 1600-200 (Crane on the railroad track Multi Tasker KRC 1600-200) Available at: <http://kirow.info/catalog/cranes-train/KIROW-Multi-Tasker-1600-200/> (In Russian)
5. Bulatov B.L., Sinelshchikov A.V. Calculation of the stability of tower cranes based on the determination of the reaction in the supports. *Vestnik AGTU*, 2011, No. 2, pp. 27-30. (In Russian)
6. Sinelshchikov A.V., Dzhalmutkhambetov A.I. Development of methods for calculating the stability of tower cranes. *Vestnik MGSU*, 2017, No. 12 (111), pp. 1342-1351. (In Russian)
7. Potakhov D.A. Dynamics of operation of a lifting railroad crane in conditions of violation of the reference contour. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No. 3,



426-433.

8. Ермоленко В.А., Витчук П.В. Особенности расчета показателей надежности грузоподъемных машин // Надежность. 2016. Т. 16. № 2 (57). С. 20-25.

9. Багаутдинов И.Н., Шестаков Я.И. Оценка влияния неплоскостности опорного кольца опорно-поворотного круга платформы машины ЛП-19В на напряженное состояние механизма поворота // Известия ВУЗов. Лесной журнал. 2002. № 4. С. 65-71.

10. Колесник Н.П., Заяц Г.В. Напряженно-деформированное состояние шариковых опорно-поворотных кругов с учетом влияния элементов поворотной рамы // Вісник ПДАБА. 2010. № 10 (151). С. 11-26.

11. Буянкин П.В. Расчет нагрузок в опорно-поворотном устройстве экскаватора-мехлопаты // Вестник КузГТУ. 2014. № 2 (102). С. 19-21.

12. Витчук П.В., Шубин А.А., Крылов К.Ю. Классификация дефектов и отказов башенных и автомобильных кранов // Подъемно-транспортное дело. 2015. № 4-5 (82). С. 38-40.

13. Анцев В.Ю., Витчук П.В., Крылов К.Ю. Дефекты и отказы автомобильных кранов // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2016. № 7-1. С. 88-93.

14. Кузнецова В.Н., Савинкин В.В. Моделирование режимов нагружения кинематической пары «Ведущая шестерня - венец поворотного круга» при исследованиях энергоемкости механизма поворота экскаватора // Вестник СибАДИ. 2015. № 2 (42). С. 75-81.

15. Алямовский А.А. SOLIDWORKS Simulation и FloEFD. Практика, методология, идеология. М.: ДМК Пресс, 2018. 658 с.

16. Трэвис Д. LabVIEW для всех. М.: ДМК Пресс, 2011. 904 с.

pp. 426-433. (In Russian)

8. Ermolenko V.A., Vitchuk P.V. Features of calculating reliability indicators of lifting machines. *Nadezhnost*, 2016, Vol. 16, No. 2(57), pp. 20-25. (In Russian)

9. Bagautdinov I.N., Shestakov Ya.I. Evaluation of the influence of the non-flatness of the support ring of the slewing ring of the LP-19V platform machine on the stress state of the slewing mechanism. *Izvestiya VUZov. Lesnoy zhurnal*, 2002, No. 4, pp. 65-71. (In Russian)

10. Kolesnik N.P., Zayats G.V. The stress-strain state of ball slewing rings, taking into account the influence of the elements of the slewing frame. *Visnik PDABA*, 2010, No. 10 (151), pp. 11-26. (In Russian)

11. Buyankun P.V. Calculation of loads in the slewing device of the excavator-mechanical shovel. *Vestnik KuzGTU*, 2014, No. 2 (102), pp. 19-21. (In Russian)

12. Vitchuk P.V., Shubin A.A., Krylov K.Yu. Classification of defects and failures of tower and automobile cranes. *Podemno-transportnoe delo*, 2015, No. 4-5 (82), pp. 38-40. (In Russian)

13. Antsev V.Yu., Vitchuk P.V., Krylov K.Yu. Defects and failures of automobile cranes. *Izvestiya Tulsikogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskie nauki*, 2016, No. 7-1, pp. 88-93. (In Russian)

14. Kuznetsova V.N., Savinkin V.V. Modeling of loading modes of kinematic pair «Driving gear - crown of the slewing ring» in researches of the energy intensity of the excavator slewing mechanism. *Vestnik SibADI*, 2015, No. 2 (42), pp. 75-81. (In Russian)

15. Alyamovskiy A.A. SOLIDWORKS Simulation and FloEFD. Practice, methodology, ideology. Moscow, DMK Press, 2018, 658 p. (In Russian)

16. Trevis D. LabVIEW for all. Moscow, DMK Press, 2011, 904 p. (In Russian)

УДК (УДК) 551.583.13

АНАЛИЗ МНОГОЛЕТНИХ ТРЕНДОВ ТЕМПЕРАТУРЫ В БАССЕЙНЕ РЕКИ  
КАФИРНИГАН В ТАДЖИКИСТАНЕANALYSIS OF THE LONG-TERM TEMPERATURE TRENDS IN THE KOFARNIHON  
RIVER BASIN IN TAJIKISTANГулахмадов Н.А., Янинг Чен  
Gulahmadov N.A. Yaning ChenСиньцзянский институт экологии и географии Китайской академии наук (Урумчи, Китай)  
Xinjiang Institute of Ecology and Geography, Chinese Academy of Sciences (Urumqi, China)

**Аннотация.** В данном исследовании тренд и магнитудные изменения месячной и годовой температуры определялись путем применения непараметрического теста Манна-Кендалла, модифицированного теста Манна-Кендалла и метод оценивания наклона Сена в бассейне реки Кафирниган. Также тест Петтита использовался для анализа изменений в периоды 1951–2012 и 1979–2012 гг. В ходе исследования было выявлено, что сезонный тренд температуры зимой уменьшался, а весной значительно возрастал. Тенденция среднегодовой температуры на всех шести климатических станциях демонстрировала тенденцию к увеличению в период 1951–2012 гг. Десятилетний тренд температуры на всех станциях варьировался от 0,36 °C/декаду на станции Исамбай до –0,18 °C/декаду на станции Анзоб. Точки резкого изменения температуры воздуха произошли примерно в 1970-х годах в низкогорных районах, а в высокогорных районах - примерно в 2000-х годах.

**Ключевые слова:** температура, тренды, склон, изменение климата, бассейн реки Кафирниган.

**Дата принятия к публикации:** 15.06.2023  
**Дата публикации:** 25.06.2023

**Сведения об авторах:**

**Гулахмадов Некруз Абдуджабборович** – докторант, Государственная ключевая лаборатория экологии пустынь и оазисов, Синьцзянский институт экологии и географии Китайской академии наук (Урумчи),

*e-mail:* nekruz.abdujabborovich@inbox.ru

ORCID 0000-0001-7061-1809

**Чен Янинг** – профессор, Государственная ключевая лаборатория экологии пустынь и оазисов, Синьцзянский институт экологии и географии, Китайская академия наук, Урумчи 830011, Китай,

*e-mail:* chenyn@ms.xjb.ac.cn

ORCID 0000-0001-6742-1641

**Abstract.** In this study, the trend and magnitudinal changes of monthly and annual temperature was determined by applying the non-parametric Mann-Kendall, modified Mann-Kendall, and Sen's slope tests in the Kofarnihon River Basin. Also, Pettitt's test was used to analyze the changes during the 1951–2012 and 1979–2012 time periods. The study revealed that the seasonal temperature trend decreased in winter and significantly increased in spring. The mean annual temperature trend at all six climate stations exhibited an increasing trend during 1951–2012-time period. The decadal temperature trend at all stations varied from 0.36 °C/decade at Isambay station and –0.18 °C/decade at Anzob station. Abrupt change points in air temperature occurred around the 1970s in the low altitude areas and in the high altitude areas occurred around 2000.

**Keywords:** temperature, trends, slope, climate change, Kofarnihon River Basin.

**Date of acceptance for publication:** 15.06.2023  
**Date of publication:** 25.06.2023

**Authors' information:**

**Nekruz Gulahmadov** – Ph.D. student, State Key Laboratory of Desert and Oasis Ecology, Xinjiang Institute of Ecology and Geography, Chinese Academy of Sciences, Urumqi 830011, China, *e-mail:* nekruz.abdujabborovich@inbox.ru

ORCID 0000-0001-7061-1809

**Yaning Chen** – Professor, State Key Laboratory of Desert and Oasis Ecology, Xinjiang Institute of Ecology and Geography, Chinese Academy of Sciences, Urumqi 830011, China, *e-mail:* chenyn@ms.xjb.ac.cn

ORCID 0000-0001-6742-1641

### Благодарности

*Исследование выполнено при поддержке Национального фонда естественных наук Китая (проект U1903208)*

### Acknowledgements

*The study was supported by the grant of the National Natural Science Foundation of China (project No. U1903208)*

## 1. Введение

Горный бассейн реки Кафарниган (КРБ) в Центральной Азии имеет сильный локальный контраст из-за горного рельефа и считается наиболее уязвимой территорией в Центральной Азии к гидроклиматическим изменениям [1, 2]. Средняя глобальная температура во второй половине XX века повысилась на 0,6 °C [3]. Согласно пятому оценочному докладу (ДО5) Межправительственной группы экспертов по изменению климата (МГЭИК), глобальный десятилетний тренд температуры суши увеличился за пять общих периодов (1880–2012 гг., 1901–1950 гг., 1951–2012 гг. и 1979–2012 гг.) [4-7]. В Северном полушарии снижение тренда глобального потепления наблюдается преимущественно зимой [8]. По данным Giese et al. [9] и Christensen et al. [10] в Центральной Азии средняя температура увеличилась с 1,2 до 2,1 °C и с 1 до 2 °C в течение 20 века. С 1950-х годов Центрально азиатский регион сталкивается с проблемой глобального потепления, превышающей средний показатель. Годовая температура в горном районе Центральной Азии имела тенденцию к повышению в период 1961–2005 гг. [11]. Манниг и др. [12] сообщили о том, что в горном регионе Центральной Азии с использованием региональной модели высокого разрешения (РЕМО) в период 1971-2000 годов был получен самый крупный климатический сигнал о температуре зимой. Яо и др. [13] подтвердили, что тренд годовой температуры сильно увеличился (0,14 °C/десятилетие) в бассейне реки Сырдарья в Центральной Азии. Тенденция среднегодовой температуры увеличилась (0,3 °C) в течение 1990-х годов в западном регионе Центральной Азии [13,14]. Аалто и др. [15] сообщили, что в Таджикистане среднегодовая температура повысилась с 1930-х годов, а средняя скорость из-

менения составляет около 0,1 °C за десятилетие [12].

Критерий Манна-Кендалла (МК) и модифицированный критерий Манна-Кендалла (ММК) [16, 17] широко используются и считаются общепринятым эффективным методом для оценки наличия статистически значимых трендов в климатических и гидрологических данных [18-21]. Для определения величины тренда и количественной оценки значимости трендов во временном ряду температуры использовался непараметрический метод теста наклона Сена (SST) [22,23]. Для обнаружения резкого тренда во временном ряду использовался тест Петтити [24] — широко используемый метод [25,26]. В этом исследовании мы приняли тесты МК, ММК, SST и Петтити. Целью настоящего исследования является исследование трендов температуры за многолетний и краткосрочный периоды (1951–2012 гг. и 1979–2012 гг.) относительно годовой и месячной температуры в бассейне реки Кафирниган.

## 2. Материалы и методы

### 2.1. Область исследования

Бассейн реки Кафирниган расположен в Центральной Азии, между 37° и 39° северной широты и 68° и 70° восточной долготы. Это один из северо-западных притоков Амударьи и трансграничная река между Таджикистаном и Узбекистаном. Климат Таджикистана определяется его географическим положением в пределах континента Евразия на границе субтропического и умеренного поясов. Для него характерны высокая интенсивность солнечной радиации, засушливость, низкая облачность, большая продолжительность солнечного сияния, резкие колебания суточных и сезонных температур, значительная запыленность воздуха. Но эти осо-

бенности по-разному проявляются в отдельных районах в силу особенностей орографического строения и разнообразия высот земной поверхности. В холодное время года над Таджикистаном и Средней Азией обычно располагается полярный фронт. Погодные условия формируются под влиянием холодного сухого воздуха, приходящего в виде циклонов с Атлантического океана. Климат бассейна реки Кафирниган континентальный с преобладанием западных ветров, с очень высокой локальной контрастностью из-за географического рельефа. Бассейн реки Кафирниган занимает на большинстве территорий горный климат, для которого характерны умеренные зимы в гористой расчлененной местности, холодные зимы в горных районах и летние сезоны с относительно большими годовыми колебаниями температуры. Расположение бассейна реки Кафирниган показано на рис. 1.

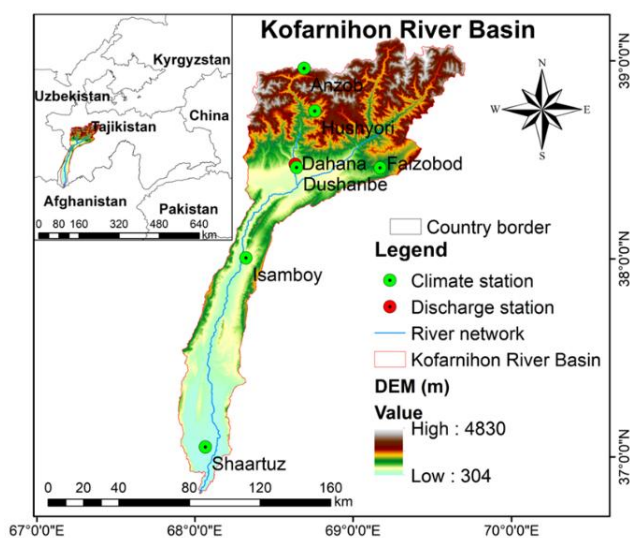


Рис. 1. Географическое положение и распределение метеостанций и гидрологических станций в районе исследования.

## 2.2. Данные и материалы

В этом исследовании мы использовали месячную температуру от шести метеостанций в бассейне реки Кафирниган в Центральной Азии (Таблица 1). Ежемесячные данные температуры были предоставлены Агентством по гидрометеорологии Комитета

по охране окружающей среды при Правительстве Республики Таджикистан. Для демаркации границы водосбора и речной сети в бассейне реки Кафирниган использовалось пространственное разрешение цифровой модели рельефа 30 м с веб-сайта топографической миссии Shuttle Radar [27]. Тип землепользования бассейна реки Кафирниган в масштабе сетки 300×300 м был рассчитан по данным спектрометра визуализации среднего разрешения Envisat [28]. Типы растительного покрова бассейна: водоем (0,01%), лес (0,82%), городская территория (1,55%), снег и лед (1,94%), травянистый покров (4,75%), голая земля (10,27%), кустарники (11,29%), пастбища (33,76%) и сельскохозяйственные угодья (35,62%). Для бассейна реки Кафирниган тип почвы был определен по версии 1.2 Согласованной Всемирной Базы данных (HWSD) почв в масштабе 1:5 000 000. HWSD находится в свободном доступе на веб-сайте Продовольственной и сельскохозяйственной организации Объединенных Наций [29].

Таблица 1

Расположение исследуемой климатической станции с координатами и среднемесячными температуры воздуха (Т) для каждого сезона за период 1951–2012 гг.

| № ВМО | Климатическая станция | Широта (°N) | Долгота (°E) | Высота (m) | Т (°C) |                          |      |                     | Р (mm) |      |      |     |
|-------|-----------------------|-------------|--------------|------------|--------|--------------------------|------|---------------------|--------|------|------|-----|
|       |                       |             |              |            | Зим.   | Вес.                     | Лет. | Ос.                 | Зим.   | Вес. | Лет. | Ос. |
| 38719 | Анзоб                 | 39.50       | 68.52        | 3373       | -1.8   | (-11.5, -3.1, 8.4, -0.8) | 308  | (131, 31, 67, 79)   |        |      |      |     |
| 38833 | Хушер                 | 38.53       | 68.50        | 1361       | 11.3   | (0.3, 10.6, 22.4, 12.0)  | 1226 | (403, 546, 67, 210) |        |      |      |     |
| 38845 | Файзабад              | 38.32       | 69.19        | 1215       | 12.9   | (1.8, 12.3, 24.0, 13.6)  | 838  | (250, 439, 32, 117) |        |      |      |     |
| 38836 | Душанбе               | 38.35       | 68.44        | 800        | 14.7   | (3.5, 14.9, 25.8, 14.5)  | 643  | (223, 323, 11, 86)  |        |      |      |     |
| 38838 | Исамбай               | 38.3        | 68.21        | 563        | 16.3   | (3.6, 16.0, 29.1, 16.3)  | 311  | (119, 149, 11, 32)  |        |      |      |     |
| 38937 | Шаартуз               | 36.58       | 68.20        | 378        | 17.5   | (4.8, 18.3, 30.3, 16.7)  | 187  | (74, 86, 6, 21)     |        |      |      |     |

Межгодовое изменение температуры и осадков для всех шести метеостанций за период 1951–2012 гг. показан на рис. 2. Сезонная изменчивость температуры и осадков, характеризующаяся зимой (декабрь, январь и февраль), весной (март, май), лето (июнь, июль и август) и осень (сентябрь, октябрь и ноябрь). Наиболее холодными и жаркими



месяцами на всех метеостанциях являются январь и июль со средней минимальной и средней максимальной температурой от  $-12,1$  °C до  $+9,7$  °C на Анзобе, от  $-17$  °C до  $+24,2$  °C на Хушэри, от  $+0,4$  °C до  $+25,5$  °C, Душанбе от  $+2,3$  °C до  $+27,1$  °C, Исамбай от  $+1,9$  °C до  $+30,4$  °C, Шаартуз от  $+1,8$  °C до  $+31,4$  °C станции. Абсолютный максимум и минимум температуры на всех климатических станциях составляют от  $+24$  °C до  $-10$  °C на Анзобе, от  $+39$  °C до  $+3$  °C на Хушэри, от  $+41$  °C до  $-26$  °C на Файзабаде, от  $-27$  °C до  $+46$  °C в Душанбе, от  $+47$  °C до  $-27$  °C на Исамбае, от  $+47$  °C до  $-22$  °C на станциях Шаартуз в период 1951–2012 гг. Годовое количество осадков на шести контрольных станциях за период 1951–2012 гг. составляет 494 мм в Анзобе, 1188 мм в Хушэри, 841 мм в Файзабаде, 653 мм в Душанбе, Исамбай 306 мм и 252 мм на станциях Шаартуз.

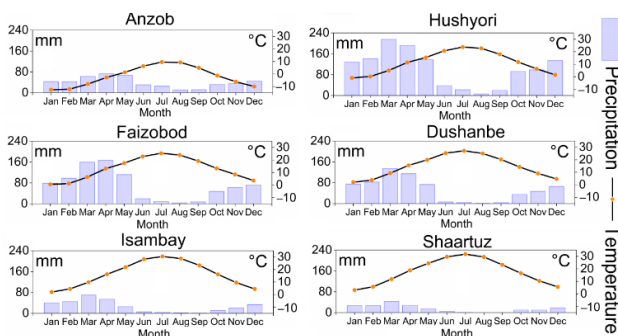


Рис. 2. Межгодовые изменения температуры и осадков за период 1951–2012 гг. в бассейне реки Кафирниган, Центральная Азия

Тенденции глобальной температуры после отчета МГЭИК о текущей температуре за десятилетие, в котором изучались наборы данных CRUTEM4.1.1.0, подготовленные Jones et al. [4], GHCNv3.2.0 Lawrimore et al. [5], GISS Hansen et al. [6] и Rohde et al. [7] в течение пяти исторических периодов времени, как показано на рис. 3 и в табл. 2.

### 3. Методология

Для оценки долгосрочной температуры во всем мире широко использовались статистические и сеточные методы [30,31]. В этом

исследовании на основе данных измерений на станциях для определения трендов применялись статистические методы критерия Манна-Кендалла (МК), модифицированного критерия Манна-Кендалла (ММК) и метод теста наклона Сена для долгосрочного временного ряда температуры. Для определения резких изменений также использовали тест Петгита. Подробное описание этих методов представлено в наших предыдущих исследованиях.

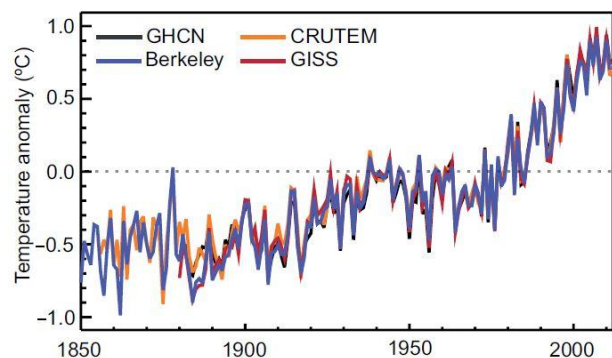


Рис. 3. Глобальные аномалии среднегодовой температуры приземного воздуха из четырех наборов данных Berkeley, CRUTEM, GHCN и GISS в сравнении с периодом 1961–1990 гг. (Источник: отчет МГЭИК, 2013 г.).

## 4. Методология

Для оценки долгосрочной температуры во всем мире широко использовались статистические и сеточные методы [30, 31]. В этом исследовании на основе данных измерений на станциях для определения трендов применялись статистические методы критерия Манна-Кендалла (МК), модифицированного критерия Манна-Кендалла (ММК) и метод теста наклона Сена для долгосрочного временного ряда температуры. Для определения резких изменений также использовали тест Петгита. Подробное описание этих методов представлено в наших предыдущих исследованиях.

### 4.1. Тест Манна-Кендалла

Тест МК - это непараметрический тест для выявления тенденций в данных временных рядов [32]. Используя линейную регрес-

сию, скорость тренда  $m_1$  определяли по уравнению (1):

$$y = m_1 x_t + c_0, \quad (1)$$

где  $x$  - температура за периоды 1951-2012 гг.

С помощью  $t$ -теста была подтверждена значимость  $m_1$ . Положительные и отрицательные значения  $m_1$  показывают тенденцию к увеличению и уменьшению температуры в определенных временных рядах [33]. Юэ и Ван [34] сообщили, что сила тренда зависит от величины тренда, размера выборки, скорректированного уровня значимости и количества изменений во временном ряду. Статистика теста МК ( $S$ ) определяется уравнением (2):

$$S = \sum_{k=1}^{n-1} \sum_{j=k+1}^n \text{sgn}(X_j - X_k), \quad (2)$$

$$\text{sgn}(X_j - X_k) = \begin{cases} \text{if } (X_j - X_k) > 0, +1 \\ \text{if } (X_j - X_k) = 0, 0 \\ \text{if } (X_j - X_k) < 0, -1 \end{cases}, \quad (3)$$

где  $n$  - длина набора данных;  $X_j, X_k$  - значения данных в моменты времени  $j$  и  $k$ ;  $\text{sgn}$  - знаковая функция, которая принимает значения  $-1, 0$  и  $+1$ .

Результирующее значение  $S$  показывает восходящий или нисходящий тренд в наборах климатических данных.

$$\text{Var}(S) = \frac{n(n-1)(2n+5) - \sum_{k=1}^p t_k(t_k-1)(2t_k+5)}{18}, \quad (4)$$

где  $p$  - связанная группа;  $t_k$  - количество наблюдений в  $-i$  группе.

По уравнению (5) определяют (STS) стандартизованную тестовую статистику (ZS):

$$Z_S = \begin{cases} \frac{S-1}{\sqrt{\text{Var}(S)}}, S > 0 \\ 0, S = 0 \\ \frac{S+1}{\sqrt{\text{Var}(S)}}, S < 0 \end{cases}, \quad (5)$$

где  $Z_S$  показывает значимость тренда.

STS применяется для проверки нулевой гипотезы,  $H_0$ , если  $Z_S > Z_{\alpha/2}$ , а  $\alpha$  показывает уровень достоверности. В этом исследовании, если тенденция во временном ряду температуры является статистически значимой

при уровне значимости  $\alpha=0,01$  (или 99% доверительных интервалов),  $\alpha=0,05$  (или 95% доверительных интервалов) и  $\alpha=0,1$  (или 90% доверительных интервалов). На уровне значимости 1%, 5% и 10% нулевая гипотеза об отсутствии тренда отвергается, если  $Z_S > 1.45$ ,  $Z_S > 1.96$  и  $Z_S > 2.56$ , соответственно.

## 4.2. Тест Сена на наклон

С помощью метода теста наклона Сена была рассчитана величина тренда во временном ряду. Наклон пары данных "n" был сначала рассчитан с использованием уравнения (6):

$$Q = \frac{X_j - X_k}{j - k} \text{ if } k < j, \quad (6)$$

где  $X_j, X_k$  - значения данных в моменты времени  $j$  и  $k$ .

Медиана значений «n»  $Q$  является оценкой наклона Сена. Положительные и отрицательные значения  $Q$  представляют тенденцию к увеличению и уменьшению в наборах данных о температуре. Наклоны  $Q$  значений «n» были ранжированы от низкого к высокому, и оценка Сена может быть рассчитана с использованием уравнения (7).

$$\begin{aligned} \text{Оценка Сена} &= Q_{\frac{n+1}{2}} \text{ если } n \text{ нечетное,} \\ &\frac{1}{2} \left[ Q_{\frac{n}{2}} + Q_{\frac{n+1}{2}} \right] \text{ если } n \text{ четное} \end{aligned} \quad (7)$$

## 4.3. Тест Петтита

Для обнаружения одной точки изменения во временном ряду температуры с непрерывными данными применяется подход Петтита [24]. Обычно, если в ряду существуют соседние точки изменения, максимальное значение  $K_T$  будет определяться как точка изменения:

$$K_T = \max |U_{t,T}| \quad (8)$$

$$U_{t,T} = \sum_{i=1}^t \sum_{j=t+1}^T \text{sgn}(X_i + X_j) \quad (9)$$

Если  $|U_{t,T}|$  увеличивается со временем  $t$ , это означает, что последовательность не имеет

точки разладки; и наоборот, если  $|U_{t,T}|$  показывает тенденцию к уменьшению в зависимости от времени  $t$ , это показывает, что в ряду произошла точка изменения. Точка изменения ряда находится в  $K_T$  при условии, что статистика значима. Вероятность значимости  $K_T$  аппроксимируется для  $p \leq 0.05$  с

$$p = 2 \exp\left(\frac{-6K_T^2}{T^3 + T^2}\right). \quad (10)$$

#### 4.4. Программный пакет Modified MK»

Модифицированный тест МК, введенный Хамедом и Рао [35], использовался для оценки тренда данных серийной корреляции. Позже Юэ и др. [36] ввели непараметрический модифицированный метод тренда МК, который подходит для автокоррелированных данных на основе модифицированного значения дисперсии тестовой статистики. Было обнаружено, что точность модифицированного теста с точки зрения эмпирической значимости выше, чем у оригинального теста тренда Манна-Кендалла без какой-либо потери мощности. Пакет библиотеки открытого курса под названием «modified mk» был разработан на языке R [37]. Пакет «modified mk» применялся для вычисления непараметрического критерия Манна-Кендалла и всех модифицированных версий критерия Манна-Кендалла, упомянутых в настоящем исследовании. Пакет «modifiedmk» в настоящее время доступен бесплатно через репозиторий CRAN и платформу управления версиями Github [38]. Выражение скорректированной дисперсии вычисляется, как указано ниже, а значение  $Z$  находится из уравнений (11) и (12) [36]:

$$V(S) = \text{Var}(S) \times \frac{n}{n_s^*} = \frac{n(n-1)(2n+5)}{18} \times \frac{n}{n_s^*}, \quad (11)$$

$$\frac{n}{n_s^*} = 1 + \frac{2}{n(n-1)(n-2)} \times \sum_{i=1}^{n-1} (n-i)(n-i-2)\rho_s(i), \quad (12)$$

где  $n/n_s^*$  - поправка, обусловленная автокорреляцией данных;  $n$  - фактическое количество наблюдений;  $\rho_s(i)$  - автокорреляция рангов наблюдений.

Результаты всех методов МК, ММК, тестов Сена и Петтита были получены с использованием программного обеспечения RStudio версии 3.4.4.

## 5. Результаты

На основании многолетних стационарных данных в бассейне реки Кафирниган были определены тренд и изменение магнитуды месячной и годовой температуры с применением непараметрического теста Манна-Кендалла, модифицированного теста Манна-Кендалла и наклонного теста Сена. Кроме того, мы использовали тест Петтита для анализа изменений в периоды 1951–2012 и 1979–2012 годов. В этом исследовании наличие данных наблюдений гидроклиматических измерений в бассейне реки Кафирниган и их использование для регионального анализа имеют важное значение для получения всесторонних результатов гидроклиматической изменчивости в последние десятилетия. Кроме того, мы представили анализ тренда температуры из отчета МГЭИК 2013 г. исключительно в демонстрационных целях, поскольку период нашего исследования в бассейне реки Кафирниган совпадает с периодом отчета МГЭИК 2013 г. (табл. 3 и 6). В континентальном и глобальном масштабах для анализа трендов большинство исследований выполнялось на основе данных с привязкой к сетке, что имеет большую неопределенность, чем использование данных наблюдений. В глобальном масштабе анализ трендов в отчете МГЭИК за 2013 г. был описан на основе наборов данных, таких как CRUTEM, GHCNv3, GISS и Berkeley, для исследований температурных трендов.

### 5.1. Трендовый анализ сезонной температуры в бассейне реки Кафирниган

Тренд сезонной температуры на шести климатических станциях в период 1951–2012

и 1979–2012 гг. в бассейне реки Кафирниган показан в Таблице 2. Результат оригинального теста МК показал значительную тенденцию к увеличению среднемесячной температуры за период 1951–2012 гг. весной (март, апрель и май), летом (июнь, июль и август) и осенью (сентябрь, октябрь и ноябрь) при пяти климатических станциях, кроме станции Анзоб, тогда как зимой (декабрь, январь и февраль) была обнаружена тенденция к снижению. В низкогорных районах изменение среднемесячной температуры было несколько затруднено, особенно на станции Душанбе. На этой станции среднемесячная температура имела тенденцию к росту в период 1951–2012 гг. во все месяцы, следовательно, в период 1979–2012 гг. имела тенденцию к снижению в течение девяти месяцев, кроме февраля, марта и апреля. Первоначальный тест МК средней сезонной температуры за периоды 1951–2012 и 1979–2012 гг. обобщил, что на большой высоте бассейна реки Кафирниган тренд летней температуры значительно увеличился, а тренд зимней температуры значительно уменьшился в период 1951–2012 гг. В низкогорных районах за период 1979–2012 гг. тренд весенней и осенней температуры увеличился, а зимняя температура снизилась на всех шести станциях. Вывод о зимнем похолодании в нашем бассейне согласуется с результатами Лю и др. [39] и Ванга и др. [40]. Евразийский тренд зимнего похолодания в период 1998–2012 гг. в основном является результатом внутренней атмосферной изменчивости и представляет собой экстремальное климатическое явление. Кроме того, наблюдаемое сокращение арктического морского льда увеличивает вероятность евразийской зимы и, таким образом, увеличивает вероятность экстремально-го евразийского зимнего похолодания [39]. Восточная Азия испытала более холодную зиму и значительные отрицательные аномалии приземной температуры воздуха во время недавней сильной восточноазиатской эпохи зимних муссонов, охватывающей период 2004–2012 гг. [40]. Похолодание в целом совпадало с трендами отрицательных зимних температур в восточной части Евразии в последние два десятилетия, что, воз-

можно, способствовало наблюдаемому региональному похолоданию. Предполагается, что повышенная блокирующая активность в зимнее время вокруг Уральского горного региона и уменьшение концентрации арктического морского льда являются ответственным внутренним атмосферным процессом и внешним фактором недавнего повторного усиления зимнего муссона в Восточной Азии [40].

Таблица 2  
Сезонный тренд температуры и оригинальный тест Манна-Кендалла в бассейне реки Кафирниган

| Климатическая станция       | Анзоб     | Хушерн    | Файзабад | Душанбе   | Исамбай   | Шаартуз   |
|-----------------------------|-----------|-----------|----------|-----------|-----------|-----------|
| Высота над уровнем моря (m) | 3373      | 1361      | 1215     | 800       | 563       | 378       |
| Период                      | 1951–2012 |           |          |           |           |           |
| Январь                      | -1.756*   | +0.164    | +0.523   | +1.015    | +1.483    | +1.713*   |
| Февраль                     | -1.051    | +0.03     | +0.741   | +0.286    | +0.583    | +0.207    |
| Март                        | -0.912    | +1.107    | +1.853*  | +2.011*   | +2.061*   | +1.593    |
| Апрель                      | +0.985    | +2.978*** | +2.559** | +2.595**  | +2.638**  | +2.000*   |
| Май                         | +0.359    | +0.694    | +1.137   | +1.252    | +1.252    | +1.574    |
| Июнь                        | 1.951*    | +0.48     | +1.679*  | +2.013*   | +1.618    | +4.142*** |
| Июль                        | +0.401    | -1.089    | -0.48    | +2.469*   | +0.693    | +2.569*   |
| Август                      | +2.037**  | +0.0001   | +0.657   | +5.015*** | +0.894    | +4.076*** |
| Сентябрь                    | +1.958*   | +0.500    | +0.657   | +4.346*** | +1.758*   | +4.033*** |
| Октябрь                     | +1.526    | +0.420    | +0.900   | +3.027**  | +1.465    | +2.875**  |
| Ноябрь                      | +1.641    | +1.994**  | +1.525   | +2.200*   | +2.352*   | +2.540*   |
| Декабрь                     | -1.118    | -0.237    | +0.316   | +1.616    | +0.748    | +0.912    |
| Период                      | 1979–2012 |           |          |           |           |           |
| Январь                      | -2.567*   | -0.356    | -0.282   | -0.104    | +1.350    | +1.305    |
| Февраль                     | -1.202    | +0.030    | +0.504   | +0.163    | +1.023    | +0.430    |
| Март                        | +0.519    | +2.539*   | +2.536*  | +2.136*   | +3.294*** | +2.374*   |
| Апрель                      | +0.001    | +1.959*   | +0.608   | +0.445    | +1.721*   | +0.519    |
| Май                         | -0.015    | +0.891    | +0.341   | -0.386    | +0.519    | +0.222    |
| Июнь                        | +0.668    | +1.232    | +0.816   | -1.203    | +0.742    | +1.072    |
| Июль                        | -1.483    | -0.386    | -1.959*  | -2.420*   | +0.297    | -0.878    |
| Август                      | +1.173    | +1.635    | +0.134   | -0.460    | +1.885*   | +1.591    |
| Сентябрь                    | +0.817    | +2.186*   | +1.276   | -0.564    | +2.213*   | +2.467*   |
| Октябрь                     | +1.231    | +1.708*   | +1.381   | -0.044    | +2.240*   | +2.003*   |
| Ноябрь                      | -0.875    | -0.030    | -1.320   | -1.483    | -0.015    | -0.163    |
| Декабрь                     | -2.790**  | -1.217    | -1.735*  | -1.143    | -1.142    | -1.113    |

Проверяемые уровни значимости: \*\*\* для  $p < 0.001$ , \*\* для  $p < 0.01$ , \* для  $p < 0.05$ , NS для  $p \geq 0.1$ .

## 5.2. Анализ трендов годовой и десятилетней температуры

Был рассчитан тренд температуры за десятилетие в течение периодов времени за 1951–2012 и 1979–2012 гг., которые соответствуют периоду тренда температуры земного шара на основе тренда за десятилетие (T/D), как показано в табл. 3.



Таблица 3

Линейный тренд глобальной температуры приземного воздуха за два периода, 1951–2012 гг., 1979–2012 гг. (МГЭИК, 2013)

| Температурный тренд (°C за десятилетие)  |   |   |
|--|---|---|
| Набор данных   | Земельные площади по всему миру 1951–2012 | Земельные площади по всему миру 1979–2012 |
| Climatic Research Unit Temperature Anomalies Over Land version 4 (CRUTEM4.1.1.0) [4] | 0.175 ± 0.037                             | 0.254 ± 0.050                             |
| Global Historical Climatology Network Version 3 (GHCNv3.2.0) [5]                     | 0.197 ± 0.031                             | 0.273 ± 0.047                             |
| Goddard Institute of Space Studies (GISS) [6]  | 0.188 ± 0.032                             | 0.267 ± 0.054                             |
| Berkeley [7]   | 0.175 ± 0.029                             | 0.254 ± 0.049                             |

Результаты годового тренда температуры за десятилетие, теста наклона Сена, обнаружения резких изменений, а также исходного и модифицированного тестов тренда Манна-Кендалла показаны в табл. 4. Тренд среднегодовой температуры показал тенденцию к увеличению в течение периода 1951–2012 гг. Самые высокие температурные тренды 0,25°C/декада и 0,23°C/декада на станциях Душанбе и Шаартуз и самые низкие 0,01°C/декада на станциях Анзоб и 0,07°C/декада на станциях Хушери. Согласно оригинальному и модифицированному тестам МК тренд среднегодовой температуры показал тенденцию к увеличению в период 1951–2012 гг., что соответствует линейному тренду глобальной температуры приземного воздуха (табл. 3). С 1930-х годов среднегодовые температуры повысились, и средняя скорость изменения составляет около 0,1 °C за десятилетие в Таджикистане [15]. Для пяти климатических станций, участвовавших в этом исследовании, тренд среднегодовой температуры показал значимую тенденцию к увеличению в период 1951–2012 гг., за исключением станции Анзоб, где был обнаружен несущественный тренд. Среди опорных станций Анзоб расположена на самой большой высоте по сравнению с другими станциями в водосборе.

Температурный тренд за десятилетие в период 1979–2012 гг. на всех станциях колебался от 0,36 °C/декаду до –0,18 °C/декаду (рис. 5). Наши результаты тренда температуры за десятилетие в основном соответствуют линейному тренду глобальной температуры поверхности воздуха. Существует очень не-

Таблица 4

Годовые тренды температуры за декаду (T/D), наклон Сена, анализ резких точек, а также оригинальный и модифицированный критерий Манна-Кендалла (МК) для тренда (Z) в бассейне реки Кафирниган

| 1951–2012, °C         |                  |                      |                  |        |            |        |   |
|-----------------------|------------------|----------------------|------------------|--------|------------|--------|---|
| Климатическая станция | Резкое изменение | Z (модифицированный) | Z (оригинальный) | T/D    | P-значение | Наклон | Значимость на основе модифицированного теста МК |
| Анзоб                 | 2007             | 0.914                | 0.413            | 0.012  | 0.360      | 0.002  | NS  |
| Хушери                | 1998             | 2.473                | 1.385            | 0.067  | 0.013      | 0.006  | **  |
| Файзабад              | 1976             | 6.078                | 2.229            | 0.122  | 0.000      | 0.012  | ***   |
| Душанбе               | 1976             | 7.593                | 4.610            | 0.253  | 0.000      | 0.024  | ***   |
| Исамбай               | 1996             | 6.046                | 3.608            | 0.192  | 0.000      | 0.017  | ***   |
| Шаартуз               | 1978             | 9.997                | 4.574            | 0.228  | 0.000      | 0.022  | ***   |
| 1979–2012, °C         |                  |                      |                  |        |            |        |   |
| Анзоб                 | 2007             | -1.713               | -0.978           | -0.185 | 0.086      | -0.017 | *   |
| Хушери                | 1998             | 4.147                | 2.239            | 0.257  | 0.000      | 0.025  | ***   |
| Файзабад              | 1996             | 0.755                | 0.400            | 0.051  | 0.450      | 0.003  | NS  |
| Душанбе               | 1990             | -0.771               | -0.252           | -0.049 | 0.440      | -0.003 | NS  |
| Исамбай               | 1996             | 6.836                | 3.528            | 0.367  | 0.000      | 0.036  | ***   |
| Шаартуз               | 1997             | 5.431                | 2.283            | 0.216  | 0.000      | 0.024  | ***   |

Проверяемые уровни значимости: \*\*\* для  $p < 0.001$ , \*\* для  $p < 0.01$ , \* для  $p < 0.05$ , NS для  $p \geq 0.1$ .

большое несоответствие в диапазоне значений между нашими результатами в таблице 4 и наборами данных в табл. 2. Это небольшое несоответствие в диапазоне значений может быть связано с использованием данных наблюдений в текущем исследовании, которые представляют более точные результаты в масштабе бассейна. Кроме того, результаты первоначального и модифицированного испытаний МК показали значительный тренд роста среднегодовой температуры на станциях Хушери, Исамбай и Шаартуз, в то время как на станции Анзоб в период 1979–2012 гг. обнаружен значительный тренд снижения. Это несоответствие в тренде температуры может быть связано с топографией бассейна. Результаты теста Петгита показали, что изменение температуры от низких до больших высот происходило в разные периоды. В период 1951–2012 гг. точка изменения на большинстве станций показывалась после 1976 г., а в период 1979–2012 гг. – после 1990-го, за исключением станции Анзоб, тогда как точка изменения приходилась на 2007 г. в периоды 1951–2012 и 1979–2012 гг. Результаты теста Петгита показали, что рез-

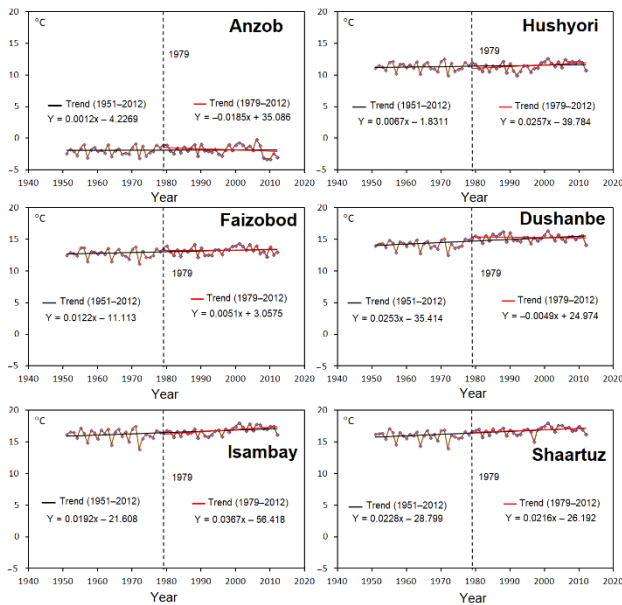


Рис. 5. Межгодовые колебания и тренды годовой температуры за период 1951–2012 гг. в бассейне реки Кафирниган, Центральная Азия

кая смена в высокогорных районах произошла позже, чем в среднегорных и низкогорных районах в бассейне реки Кофарниган.

## 6. Обсуждение результатов

Река Кафирниган является одним из северо-западных притоков Амударьи. Климат бассейна континентальный под влиянием западного ветра, приводящего к значительным сезонным изменениям температуры [15]. Эти изменения обусловлены горным рельефом бассейна, который имеет очень высокую локальную контрастность [1,41]. Горная часть этого бассейна является наиболее уязвимой территорией Центральной Азии к гидроклиматическим изменениям [2]. Настоящее исследование посвящено изучению последних трендов десятилетней, годовой и сезонной температуры за период 1951–2012 и 1979–2012 годов в бассейне реки Кафирниган в Центральной Азии.

Результат теста МК показал, что тренд летней температуры значительно увеличился, а тренд зимней температуры значительно уменьшился в период 1951–2012 гг. в высокогорье бассейна реки Кафирниган. В низкогорных районах за период 1979–2012 гг.

тренд весенней и осенней температуры увеличился, а зимняя температура снизилась на всех шести станциях. Наши результаты сезонного температурного тренда также подтверждают выводы исследования Манниг и др. [12], в которых сообщалось, что сигнал климатических изменений температуры наибольший зимой в горных районах Центральной Азии. Исследователь Пиао и др. [42] сообщил, что снижение тренда потепления в основном происходило зимой в северном полушарии земного шара. Аналогичные результаты были представлены исследователем Пачаури и др. [42] для тренда зимней температуры на земном шаре в последние десятилетия. Кроме того, исследователи Ли и др. [39] и Ванг и др. [40] подтвердили, что в Восточной Азии зимняя температура снижается в периоды 1998–2012 и 2004–2012 гг. Уменьшение вероятности экстремальной евразийской зимней температурной тенденции может быть связано с сокращением арктического морского льда, что повышает вероятность евразийской зимы [39].

В данном исследовании тренд среднегодовой температуры в основном демонстрировал тенденцию к повышению в периоды 1951–2012 и 1979–2012 годов. Эти результаты в соответствии с результатами Чевалиер и др. [14], которые показали, что в горном регионе Таджикистана наблюдается общая однородная тенденция повышения температуры. Аалто и др. [15] отмечают, что с 1930-х гг. среднегодовые температуры в Таджикистане повысились. Исследователи Гизе и др. [9] и Кристенсен и др. [10] показали, что Центральная Азия сталкивается с глобальным потеплением выше среднего, с 1950-х годов средняя температура увеличилась на 1,2–2,1 °С, а в течение 20 века она увеличилась на 1–2 °С. Наши результаты согласуются с глобальным трендом температуры приземного воздуха, как показано в Таблицах 3 и 4 [4-7]. В основном изменения климата в Таджикистане лимитируются разнообразием топографических ситуаций, обусловленных адиабатическими процессами [43]. На изменения температуры, вероятно, влияют и другие факторы, такие как солнечная радиация и дренаж холодного воздуха в горных районах

[44]. Другими возможными причинами повышения температуры в бассейне реки Кафирниган может быть повышение концентрации аэрозолей и парниковых газов в атмосфере региона. Исследователь Синь и др. [45] сообщили, что над Китаем и Центральной Азией тенденция к повышению концентрации аэрозолей в атмосфере может вызвать существенное повышение температуры. Исследователь Болласина и др. [46] подтвердили, что в Азии концентрация атмосферных аэрозолей неуклонно растет. Точно так же Фолини и др. [47] сообщили, что выбросы аэрозолей в 20-м веке увеличились в связи с огромным ростом населения и индустриализацией.

Мы пришли к выводу, что среднегодовая температура имеет тенденцию к повышению. Анализ гидроклиматических тенденций, основанный на данных наблюдений в масштабе бассейна, необходим местным агрономам и гидроэнергетикам, а также лицам, принимающим решения, для разработки новых стратегий реагирования на аномальные гидроклиматические условия. Дальнейшие исследования могут быть сосредоточены на сочетании анализа трендов данных наблюдений с данными глобальных климатических моделей в сочетании с гидрологической моделью для прогнозирования воздействия изменения климата и антропогенной деятельности на водные ресурсы в бассейне реки Кафирниган.

## 7. Заключение

В этом исследовании анализируются тренды, резкие изменения и периоды годовой и сезонной температуры. Мы применили непараметрический тест Манна-Кендалла, модифицированный тест Манна-Кендалла и критерий наклона Сена к ежемесячным и годовым климатическим переменным, чтобы определить тренд и магнитудные изменения в бассейне реки Кафирниган в Центральной Азии. Кроме того, мы использовали тест Петтитта для анализа изменений в периоды 1951–2012 и 1979–2012 годов. По результатам вышеприведенного анализа можно сделать следующие выводы.

Средняя месячная температура имела тенденцию к значительному повышению весной, летом и осенью на пяти климатических станциях, кроме станции Анзоб, тогда как зимой в период 1951–2012 годов была обнаружена тенденция к снижению. В низкогорных районах бассейна реки Кафирниган за период 1979–2012 гг. тренды весенней и осенней температуры увеличились, а зимняя – снизилась на всех шести климатических станциях. Среднесезонная температура резюмировала, что в высокогорных районах бассейна реки Кафирниган тренд летней температуры значительно увеличился, а тренд зимней температуры значительно снизился в периоды 1951–2012 и 1979–2012 гг. Среднегодовая температура на всех станциях демонстрировала тенденцию к повышению в период 1951–2012 гг., при этом самые высокие тренды составляли 0,25 °C/декаду в Душанбе и 0,23 °C/декаду на станции Шаартуз, а самые низкие – 0,01 °C/декаду на станции Анзоб и 0,07 °C/десятилетие на станции Хусёри. За период 1979–2012 гг. на четырех станциях наблюдалась положительная тенденция, а на станциях Анзоб и Душанбе – отрицательная. Тренды на всех шести станциях варьируются от 0,36 °C/декаду на Исамбай до –0,18 °C/декаду на станции Анзоб. Точка разлома пришлась в основном на 1970-е и 1990-е годы для всех станций, кроме станции Анзоб, тогда как точка разлома появилась в 2007 году в бассейне реки Кафирниган в Средней Азии.

В этом исследовании анализировалась только пространственно-временная изменчивость температуры и не учитывалось влияние антропогенной деятельности. В дальнейшем следует выбрать соответствующие показатели для дальнейшего изучения и проанализировать влияние антропогенной деятельности. Выявлено, что гидроклиматическая изменчивость в верховьях бассейна реки Кафирниган влияет на колебания воды в низовьях. Наши выводы в этом исследовании обеспечат научную теоретическую основу для решения водных проблем в условиях продолжающегося изменения климата.

## Список литературы

1. Williams M. Konovalov V. Central Asia temperature and precipitation data, 1879–2003. Boulder, Colorado: USA National Snow and Ice Data Center 2008.
2. World Bank. Key Issues for Consideration on the Proposed Rogun Hydropower Project. Available online: <http://www.worldbank.org/content/dam/Worldbank/Event/ECA/central-asia/> (accessed on 10 September 2018).
3. Solomon S., Manning M., Marquis M., Qin D. Climate change 2007-the physical science basis: Working group I contribution to the fourth assessment report of the IPCC; Cambridge university press: 2007; Vol. 4.
4. Jones P., Lister D., Osborn T., Harpham C., Salmon M., Morice C. Hemispheric and large scale land surface air temperature variations: An extensive revision and an update to 2010 // Journal of Geophysical Research: Atmospheres 2012, 117.
5. Lawrimore J.H., Menne M.J., Gleason B.E., Williams C.N., Wuertz D.B., Vose R.S., Rennie J. An overview of the Global Historical Climatology Network monthly mean temperature data set, version 3 // Journal of Geophysical Research: Atmospheres 2011, 116.
6. Hansen J., Ruedy R., Sato M., Lo K. Global surface temperature change // Reviews of Geophysics 2010, 48.
7. Rohde R., Muller R., Jacobsen R., Muller E., Perlmuter S., Rosenfeld A., Wurtele J., Groom D., Wickham C. A New Estimate of the Average Earth Surface Land Temperature Spanning 1753 to 2011, Geoinfor Geostat: An Overview 1: 1. of 2013, 7, 2.
8. Cohen J.L., Furtado J.C., Barlow M., Alexeev V.A., Cherry J.E. Asymmetric seasonal temperature trends // Geophysical Research Letters 2012, 39.
9. Giese E., Mossig I., Rybski D., Bunde A. Long-Term Analysis of Air Temperature Trends in Central Asia (Analyse langjähriger Zeitreihen der Lufttemperatur in Zentralasien) // Erdkunde 2007, 186-202.
10. Christensen J.H., Hewitson B., Busuioc A., Chen A., Gao X., Held R., Jones R., Kolli R.K., Kwon W., Laprise R. Regional climate projections. In: Climate Change, 2007: The

## References

1. Williams, M.; Konovalov, V. Central Asia temperature and precipitation data, 1879–2003. Boulder, Colorado: USA National Snow and Ice Data Center 2008.
2. World Bank. Key Issues for Consideration on the Proposed Rogun Hydropower Project. Available online: <http://www.worldbank.org/content/dam/Worldbank/Event/ECA/central-asia/> (accessed on 10 September 2018).
3. Solomon, S.; Manning, M.; Marquis, M.; Qin, D. Climate change 2007-the physical science basis: Working group I contribution to the fourth assessment report of the IPCC; Cambridge university press: 2007; Vol. 4.
4. Jones, P.; Lister, D.; Osborn, T.; Harpham, C.; Salmon, M.; Morice, C. Hemispheric and large-scale land-surface air temperature variations: An extensive revision and an update to 2010. Journal of Geophysical Research: Atmospheres 2012, 117.
5. Lawrimore, J.H.; Menne, M.J.; Gleason, B.E.; Williams, C.N.; Wuertz, D.B.; Vose, R.S.; Rennie, J. An overview of the Global Historical Climatology Network monthly mean temperature data set, version 3. Journal of Geophysical Research: Atmospheres 2011, 116.
6. Hansen, J.; Ruedy, R.; Sato, M.; Lo, K. Global surface temperature change. Reviews of Geophysics 2010, 48.
7. Rohde, R.; Muller, R.; Jacobsen, R.; Muller, E.; Perlmuter, S.; Rosenfeld, A.; Wurtele, J.; Groom, D.; Wickham, C. A New Estimate of the Average Earth Surface Land Temperature Spanning 1753 to 2011, Geoinfor Geostat: An Overview 1: 1. of 2013, 7, 2.
8. Cohen, J.L.; Furtado, J.C.; Barlow, M.; Alexeev, V.A.; Cherry, J.E. Asymmetric seasonal temperature trends. Geophysical Research Letters 2012, 39.
9. Giese, E.; Mossig, I.; Rybski, D.; Bunde, A. Long-Term Analysis of Air Temperature Trends in Central Asia (Analyse langjähriger Zeitreihen der Lufttemperatur in Zentralasien). Erdkunde 2007, 186-202.
10. Christensen, J.H.; Hewitson, B.; Busuioc, A.; Chen, A.; Gao, X.; Held, R.; Jones, R.; Kolli, R.K.; Kwon, W.; Laprise, R. Regional climate projections. In Climate



Physical Science Basis. Contribution of Working group I to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change, University Press, Cambridge, Chapter 11, 2007; pp. 847-940.

11. Zhang H., Ouyang Z., Zheng H., Wang X. Recent climate trends on the northern slopes of the Tianshan Mountains, Xinjiang, China // Journal of Mountain Science 2009, 6, 255-265.

12. Mannig B., Müller M., Starke E., Merckenschlager C., Mao W., Zhi X., Podzun R., Jacob D., Paeth H. Dynamical downscaling of climate change in Central Asia. Global and planetary change 2013, 110, 26-39.

13. Yao J., Chen Y. Trend analysis of temperature and precipitation in the Syr Darya Basin in Central Asia // Theoretical and applied climatology 2015, 120, 521-531.

14. Chevallier P., Pouyaud B., Mojaïsky M., Bolgov M., Olsson O., Bauer M., Froebrich J. River flow regime and snow cover of the Pamir Alay (Central Asia) in a changing climate // Hydrological Sciences Journal 2014, 59, 1491-1506.

15. Aalto J., Kämäräinen M., Shodmonov M., Rajabov N., Venäläinen A. Features of Tajikistan's past and future climate // International Journal of Climatology 2017, 37, 4949-4961.

16. Mann H.B. Nonparametric tests against trend // Econometrica: Journal of the Econometric Society 1945, 245-259.

17. Kendall M.G. Rank Correlation Methods. Griffin. London 1975.

18. Norrant C., Douguédroit A. Monthly and daily precipitation trends in the Mediterranean (1950–2000) // Theoretical and Applied Climatology 2006, 83, 89-106.

19. Tan M.L., Samat N., Chan N.W., Lee A.J., Li C. Analysis of precipitation and temperature extremes over the Muda River Basin, Malaysia // Water 2019, 11, 283.

20. Yagbasan O., Demir V., Yazicigil H. Trend Analyses of Meteorological Variables and Lake Levels for Two Shallow Lakes in Central Turkey // Water 2020, 12, 414.

21. Patakamuri S.K., Muthiah K., Sridhar V. Long-Term Homogeneity, Trend, and Change-Point Analysis of Rainfall in the Arid District of Ananthapuramu, Andhra Pradesh State, India. Water 2020, 12, 211.

Change, 2007: The Physical Science Basis. Contribution of Working group I to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change, University Press, Cambridge, Chapter 11, 2007; pp. 847-940.

11. Zhang, H.; Ouyang, Z.; Zheng, H.; Wang, X. Recent climate trends on the northern slopes of the Tianshan Mountains, Xinjiang, China. Journal of Mountain Science 2009, 6, 255-265.

12. Mannig, B.; Müller, M.; Starke, E.; Merckenschlager, C.; Mao, W.; Zhi, X.; Podzun, R.; Jacob, D.; Paeth, H. Dynamical downscaling of climate change in Central Asia. Global and planetary change 2013, 110, 26-39.

13. Yao, J.; Chen, Y. Trend analysis of temperature and precipitation in the Syr Darya Basin in Central Asia. Theoretical and applied climatology 2015, 120, 521-531.

14. Chevallier, P.; Pouyaud, B.; Mojaïsky, M.; Bolgov, M.; Olsson, O.; Bauer, M.; Froebrich, J. River flow regime and snow cover of the Pamir Alay (Central Asia) in a changing climate. Hydrological Sciences Journal 2014, 59, 1491-1506.

15. Aalto, J.; Kämäräinen, M.; Shodmonov, M.; Rajabov, N.; Venäläinen, A. Features of Tajikistan's past and future climate. International Journal of Climatology 2017, 37, 4949-4961.

16. Mann, H.B. Nonparametric tests against trend. Econometrica: Journal of the Econometric Society 1945, 245-259.

17. Kendall M.G. Rank Correlation Methods. Griffin. London 1975.

18. Norrant, C.; Douguédroit, A. Monthly and daily precipitation trends in the Mediterranean (1950–2000). Theoretical and Applied Climatology 2006, 83, 89-106.

19. Tan, M.L.; Samat, N.; Chan, N.W.; Lee, A.J.; Li, C. Analysis of precipitation and temperature extremes over the Muda River Basin, Malaysia. Water 2019, 11, 283.

20. Yagbasan, O.; Demir, V.; Yazicigil, H. Trend Analyses of Meteorological Variables and Lake Levels for Two Shallow Lakes in Central Turkey. Water 2020, 12, 414.

21. Patakamuri, S.K.; Muthiah, K.; Sridhar, V. Long-Term Homogeneity, Trend, and Change-Point Analysis of Rainfall in the Arid

22. Theil H. A rank-invariant method of linear and polynomial regression analysis. In Henri Theil's contributions to economics and econometrics. Springer: 1992; pp. 345-381.
23. Sen P.K. Estimates of the regression coefficient based on Kendall's tau // Journal of the American statistical association 1968, 63, 1379-1389.
24. Pettitt A. A non-parametric approach to the change-point problem // Journal of the Royal Statistical Society: Series C (Applied Statistics) 1979, 28, 126-135.
25. Xue L., Yang F., Yang C., Chen X., Zhang L., Chi Y., Yang G. Identification of potential impacts of climate change and anthropogenic activities on streamflow alterations in the Tarim River Basin, China // Scientific reports 2017, 7, 8254.
26. Mallakpour I., Villarini G. A simulation study to examine the sensitivity of the Pettitt test to detect abrupt changes in mean // Hydrological Sciences Journal 2016, 61, 245-254.
27. Farr T.G., Rosen P.A., Caro E., Crippen R., Duren R., Hensley S., Kobrick M., Paller M., Rodriguez E., Roth L. The Shuttle Radar Topography Mission. Reviews of Geophysics 2007, 45, 2, RG2004, 1-33. Available online: [https://developers.google.com/earth-engine/datasets/catalog/USGS\\_SRTMGL1\\_003](https://developers.google.com/earth-engine/datasets/catalog/USGS_SRTMGL1_003) (accessed on 11 March 2020).
28. Arino O., Ramos Perez J.J., Kalogirou V., Bontemps S., Defourny P., Van Bogaert E. Global land cover map for 2009 (GlobCover 2009). ESA & UCL 2012.
29. FAO I., ISRIC I. JRC: Harmonized World Soil Database (version 1.2). FAO, Rome, Italy and IIASA, Laxenburg, Austria 2012.
30. Xu S., Qin M., Ding S., Zhao Q., Liu H., Li C., Yang X., Li Y., Yang J., Ji X. The Impacts of Climate Variation and Land Use Changes on Streamflow in the Yihe River, China // Water 2019, 11, 887.
31. Mu X., Wang H., Zhao Y., Liu H., He G., Li J. Streamflow into Beijing and Its Response to Climate Change and Human Activities over the Period 1956–2016 // Water 2020, 12, 622.
32. Hamed K.H. Trend detection in hydrologic data: the Mann–Kendall trend test under the scaling hypothesis // Journal of hydrology District of Ananthapuramu, Andhra Pradesh State, India. Water 2020, 12, 211.
22. Theil, H. A rank-invariant method of linear and polynomial regression analysis. In Henri Theil's contributions to economics and econometrics, Springer: 1992; pp. 345-381.
23. Sen, P.K. Estimates of the regression coefficient based on Kendall's tau. Journal of the American statistical association 1968, 63, 1379-1389.
24. Pettitt, A. A non-parametric approach to the change point problem. Journal of the Royal Statistical Society: Series C (Applied Statistics) 1979, 28, 126-135.
25. Xue, L.; Yang, F.; Yang, C.; Chen, X.; Zhang, L.; Chi, Y.; Yang, G. Identification of potential impacts of climate change and anthropogenic activities on streamflow alterations in the Tarim River Basin, China. Scientific reports 2017, 7, 8254.
26. Mallakpour, I.; Villarini, G. A simulation study to examine the sensitivity of the Pettitt test to detect abrupt changes in mean. Hydrological Sciences Journal 2016, 61, 245-254.
27. Farr, T.G.; Rosen, P.A.; Caro, E.; Crippen, R.; Duren, R.; Hensley, S.; Kobrick, M.; Paller, M.; Rodriguez, E.; Roth, L. The Shuttle Radar Topography Mission. Reviews of Geophysics 2007, 45, 2, RG2004, 1-33. Available online: [https://developers.google.com/earth-engine/datasets/catalog/USGS\\_SRTMGL1\\_003](https://developers.google.com/earth-engine/datasets/catalog/USGS_SRTMGL1_003) (accessed on 11 March 2020).
28. Arino, O.; Ramos Perez, J.J.; Kalogirou, V.; Bontemps, S.; Defourny, P.; Van Bogaert, E. Global land cover map for 2009 (GlobCover 2009). ESA & UCL 2012.
29. FAO, I.; ISRIC, I. JRC: Harmonized World Soil Database (version 1.2). FAO, Rome, Italy and IIASA, Laxenburg, Austria 2012.
30. Xu, S.; Qin, M.; Ding, S.; Zhao, Q.; Liu, H.; Li, C.; Yang, X.; Li, Y.; Yang, J.; Ji, X. The Impacts of Climate Variation and Land Use Changes on Streamflow in the Yihe River, China. Water 2019, 11, 887.
31. Mu, X.; Wang, H.; Zhao, Y.; Liu, H.; He, G.; Li, J. Streamflow into Beijing and Its Response to Climate Change and Human Activities over the Period 1956–2016. Water 2020, 12, 622.
32. Hamed, K.H. Trend detection in hydro-

2008, 349, 350-363.

33. Mavromatis T., Stathis D. Response of the water balance in Greece to temperature and precipitation trends // *Theoretical and Applied Climatology* 2011, 104, 13-24.

34. Yue S., Wang C.Y. Applicability of prewhitening to eliminate the influence of serial correlation on the Mann-Kendall test // *Water resources research* 2002, 38, 4-1-4-7.

35. Hamed K.H., Rao A.R. A modified Mann-Kendall trend test for autocorrelated data // *Journal of hydrology* 1998, 204, 182-196.

36. Yue S., Pilon P., Phinney B., Cavadias G. The influence of autocorrelation on the ability to detect trend in hydrological series // *Hydrological processes* 2002, 16, 1807-1829.

37. Team R.C. R Foundation for Statistical Computing; Vienna, Austria: 2015. R: A language and environment for statistical computing 2018, 2013.

38. Patakamuri S., O'Brien N.M. Modified Versions of Mann Kendall and Spearman's Rho Trend Tests 2019. The R Project for Statistical Computing: Vienna, Austria 2019.

39. Li C., Stevens B., Marotzke J. Eurasian winter cooling in the warming hiatus of 1998–2012 // *Geophysical Research Letters* 2015, 42, 8131-8139.

40. Wang L., Chen W. The East Asian winter monsoon: Re-amplification in the mid-2000s // *Chinese Science Bulletin* 2014, 59, 430-436.

41. Kayumov A. The Third National Communication of the Republic of Tajikistan Under the UN Framework Convention on Climate Change. The Government of the Republic of Tajikistan, State Administration for Hydrometeorology, Committee on Environmental Protection under the Government of the Republic of Tajikistan: Dushanbe; Tajikistan, 2014; p 155.

42. Piao S., Ciais P., Huang Y., Shen, Z., Peng S., Li J., Zhou L., Liu H., Ma Y., Ding Y. The impacts of climate change on water resources and agriculture in China // *Nature* 2010, 467, 43.

43. Barry R.G., Chorley R.J. *Atmosphere, weather and climate*; Routledge: 2009.

44. Barry R.G., Blanken P.D. *Microclimate and local climate*; Cambridge University Press: 2016.

‡ logic data: the Mann–Kendall trend test under the scaling hypothesis. *Journal of hydrology* 2008, 349, 350-363.

‡ 33. Mavromatis, T.; Stathis, D. Response of the water balance in Greece to temperature and precipitation trends. *Theoretical and Applied Climatology* 2011, 104, 13-24.

‡ 34. Yue, S.; Wang, C.Y. Applicability of prewhitening to eliminate the influence of serial correlation on the Mann-Kendall test. *Water resources research* 2002, 38, 4-1-4-7.

‡ 35. Hamed, K.H.; Rao, A.R. A modified Mann-Kendall trend test for autocorrelated data. *Journal of hydrology* 1998, 204, 182-196.

‡ 36. Yue, S.; Pilon, P.; Phinney, B.; Cavadias, G. The influence of autocorrelation on the ability to detect trend in hydrological series. *Hydrological processes* 2002, 16, 1807-1829.

‡ 37. Team, R.C. R Foundation for Statistical Computing; Vienna, Austria: 2015. R: A language and environment for statistical computing 2018, 2013.

‡ 38. Patakamuri, S.; O'Brien, N.M. Modified Versions of Mann Kendall and Spearman's Rho Trend Tests 2019. The R Project for Statistical Computing: Vienna, Austria 2019.

‡ 39. Li, C.; Stevens, B.; Marotzke, J. Eurasian winter cooling in the warming hiatus of 1998–2012. *Geophysical Research Letters* 2015, 42, 8131-8139.

‡ 40. Wang, L.; Chen, W. The East Asian winter monsoon: Re-amplification in the mid-2000s. *Chinese Science Bulletin* 2014, 59, 430-436.

‡ 41. Kayumov A., N.V. The Third National Communication of the Republic of Tajikistan Under the UN Framework Convention on Climate Change. The Government of the Republic of Tajikistan, State Administration for Hydrometeorology, Committee on Environmental Protection under the Government of the Republic of Tajikistan: Dushanbe; Tajikistan, 2014; p 155.

‡ 42. Piao, S.; Ciais, P.; Huang, Y.; Shen, Z.; Peng, S.; Li, J.; Zhou, L.; Liu, H.; Ma, Y.; Ding, Y. The impacts of climate change on water resources and agriculture in China. *Nature* 2010, 467, 43.

‡ 43. Barry, R.G.; Chorley, R.J. *Atmosphere, weather and climate*; Routledge: 2009.

‡ 44. Barry, R.G.; Blanken, P.D. *Microclimate and local climate*; Cambridge University

45. Xin J., Gong C., Wang S., Wang Y. † Aerosol direct radiative forcing in desert and semi-desert regions of northwestern China // Atmospheric research 2016, 171, 56-65.
46. Bollasina M.A., Ming Y., Ramaswamy V. Anthropogenic aerosols and the weakening of the South Asian summer monsoon // Science 2011, 334, 502-505.
47. Folini D., Wild M. The effect of aerosols and sea surface temperature on China's climate in the late twentieth century from ensembles of global climate simulations // Journal of Geophysical Research: Atmospheres 2015, 120, 2261-2279.
- † Press: 2016.
45. Xin, J.; Gong, C.; Wang, S.; Wang, Y. Aerosol direct radiative forcing in desert and semi-desert regions of northwestern China. Atmospheric research 2016, 171, 56-65.
46. Bollasina, M.A.; Ming, Y.; Ramaswamy, V. Anthropogenic aerosols and the weakening of the South Asian summer monsoon. science 2011, 334, 502-505.
47. Folini, D.; Wild, M. The effect of aerosols and sea surface temperature on China's climate in the late twentieth century from ensembles of global climate simulations. Journal of Geophysical Research: Atmospheres 2015, 120, 2261-2279.



Сетевое издание  
**НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ВЕСТНИК**  
Брянского государственного университета  
**ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ**

**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> 25.06.2023 г.