



Научно-технический вестник

БРЯНСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО
УНИВЕРСИТЕТА

*Nauchno-Tekhnicheskiy Vestnik
Bryanskogo Gosudarstvennogo
Universiteta*

Б Р Я Н С К

2025(1)

ISSN 2413-9920

**Научно-технический
ВЕСТНИК
Брянского
государственного
университета**

**№ 1
2025**

Nauchno-tekhnicheskij
VESTNIK
Bryanskogo
gosudarstvennogo
universiteta

Scientific and Technical Journal of
Bryansk State University

№ 1
2025

ББК 74.580.4

Н-34

Научно-технический вестник Брянского государственного университета. № 1 (2025). Брянск: РИСО БГУ, 2025. – Точка доступа: <http://ntv-brgu.ru>
Размещено на официальном сайте журнала: 25.03.2025

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

2.5.2 – Машиноведение (технические науки);

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

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

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

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

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

Главный редактор сетевого издания:

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

Ответственный секретарь сетевого издания:

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

Редакционная коллегия сетевого издания:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Chief editor:

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

Executive secretary:

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

Editorial Board:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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, 2025
© 2025 Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta



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

СОДЕРЖАНИЕ

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

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

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

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

Алешков Д.С., Корчагин П.А., Летопольский А.Б., Тетерина И.А. (Омск, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-01-09-16

Алгоритм расчета профиля режущей полосы питателя роторного снегоочистителя 9

Гончаров К.А., Бабич О.В., Поляков П.А., Панчук М.С. (Брянск, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-01-17-25

Моделирование прямолинейного движения гусеничных шасси с двумя движителями при диагональном расположении приводов 17

Горбатенко Н.Н. (Могилев, Республика Беларусь)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-01-26-38

Моделирование процесса функционирования рулевого управления грузового автомобиля при выполнении парковочных маневров 26

Гуськова А.С., Сафронов Е.В., Носко А.Л., Соловьев В.А. (Москва, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-01-39-49

Определение параметров ролика динамического торможения гравитационного стеллажа для паллет 39

Зыков С.Н. (Ижевск, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-01-50-58

Комбинированный прочностной анализ деформационной способности кузова при фронтальном силовом воздействии 50

Иванов Б.Ф., Панфилова Э.А., Егельский В.В. (Ростов-на-Дону, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-01-59-66

Принципы обеспечения безопасности при эксплуатации пассажирских канатных дорог 59

Короткий А.А., Иванов Б.Ф., Панфилова Э.А. (Ростов-на-Дону, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-01-67-74

К вопросу о контроле фактического состояния стальных канатов пассажирских канатных дорог 67

Корытов М.С., Щербаков В.С., Галдин Н.С., Кашапова И.Е. (Омск, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-01-75-84

Моделирование вертикальных колебаний сиденья оператора с заданной силовой характеристикой 75

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-01-85-103

Влияние вязко-упругих характеристик встроенных демпферов на динамическое состояние цилиндрических шарниров с повышенными зазорами 85

Потахов Д.А., Ватулин Я.С. (Санкт-Петербург, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-01-104-115

Экспериментальные исследования трансформации нагружения опорного контура грузоподъемного крана 104

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)

- Aleshkov D.S., Korchagin P.A., Letopolsky A.B., Teterina I.A. (Omsk, Russian Federation)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-01-09-16
Algorithm for calculating the profile of the feeder cutting band rotary snow blower 9
- Goncharov K.A., Babich O.V., Polyakov P.A., Panchuk M.S. (Bryansk, Russian Federation)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-01-17-25
Simulation of rectilinear movement of tracked chassis with two movers with diagonal arrangement of drives 17
- Gorbatenko N.N. (Mogilev, Republic of Belarus)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-01-26-38
Modeling the functioning process of the steering system of a truck during parking maneuvers 26
- Guskova A.S., Safronov E.V., Nosko A.L., Solovyov V.A. (Moscow, Russian Federation)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-01-39-49
Determination of the parameters of the dynamic braking roller of the gravity pallet rack 39
- Zykov S.N. (Izhevsk, Russian Federation)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-01-50-58
Combined strength analysis of deformation capability of a body under frontal force impact 50
- Ivanov B.F., Panfilova E.A., Egelskiy V.V. (Rostov-on-Don, Russian Federation)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-01-59-66
Principles of safety during operation passenger cable cars 59
- Korotkiy A.A., Ivanov B.F., Panfilova E.A. (Rostov-on-Don, Russian Federation)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-01-67-74
On the issue of monitoring the actual condition of steel ropes of passenger cable cars 67
- Korytov M.S., Sherbakov V.S., Galdin N.S., Kashapova I.E. (Omsk, Russian Federation)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-01-75-84
Simulation of vertical vibrations of the operator's seat with a given force characteristic .. 75
- Lagerev I.A., Lagerev A.V. (Krasnodar, Bryansk, Russian Federation)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-01-85-103
Impact of viscoelastic characteristics of built-in dampers on the dynamic state of cylindrical hinges with excessive backlashes 85

Potakhov D.A., Vatulin J.S. (St. Petersburg, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2025-11-01-104-115

Experimental studies of load transformation of the support contour of a load-lifting crane 104

УДК (УДК) 629.464.25

АЛГОРИТМ РАСЧЕТА ПРОФИЛЯ РЕЖУЩЕЙ ПОЛОСЫ ПИТАТЕЛЯ
РОТОРНОГО СНЕГООЧИСТИТЕЛЯALGORITHM FOR CALCULATING THE PROFILE OF THE FEEDER CUTTING
BAND ROTARY SNOW BLOWERАлешков Д.С., Корчагин П.А., Летопольский А.Б., Тетерина И.А.
Aleshkov D.S., Korchagin P.A., Letopolsky A.B., Teterina I.A.Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (Омск, Россия)
Siberian State Automobile and Highway University (Omsk, Russian Federation)

Аннотация. В статье отражены расчетные схемы движения снежной частицы по поверхности режущей полосы и расчетная схема для определения угла наклона режущей полосы питателя роторного снегоочистителя. Представлены соотношения, определяющие направление действия проекций центробежной силы и условия, определяющие характер уравнений движения снежной частицы вдоль режущей полосы и возможных фазовых состояний механической системы «фреза вертикального питателя роторного снегоочистителя – транспортируемая снежная частица». На примере роторного снегоочистителя малой мощности с вертикальным питателем графически показана граница смены направления действия проекций центробежной силы инерции. Описан характер изменения уравнений движения рассматриваемой механической системы. Представлена схема построения профиля режущей полосы фрезы вертикального питателя роторного снегоочистителя. Предложен алгоритм построения профиля режущей полосы фрезы вертикального питателя, при котором, обеспечивается необходимое время нахождения снежной частицы в пространстве фрезы. Использование алгоритма при проектировании рабочих органов роторных снегоочистителей может позволить замедлить процесс формирования снежной призмы в области загрузочного окна метательного аппарата роторного снегоочистителя.

Ключевые слова: роторный снегоочиститель, фреза, питатель, снежный массив, коммунальная машина, алгоритм

Дата получения статьи: 06.12.2024
Дата принятия к публикации: 10.01.2025
Дата публикации: 25.03.2025

Сведения об авторах:

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

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

Annotation. The article reflects the calculation schemes for the movement of a snow particle along the surface of the cutting strip and the calculation scheme for determining the angle of inclination of the cutting strip of the feeder of a rotary snow blower. The relationships that determine the direction of action of the centrifugal force projections and the conditions that determine the nature of the equations of motion of a snow particle along the cutting strip and the possible phase states of the mechanical system “cutter of the vertical feeder of a rotary snow blower – transported snow particle” are presented. Using the example of a low-power rotary snow blower with a vertical feeder, the boundary of the change in the direction of action of the projections of the centrifugal force of inertia is graphically shown. The nature of the change in the equations of motion of the mechanical system under consideration is described. A diagram of the construction of the profile of the cutting strip of the vertical feeder cutter of a rotary snow blower is presented. An algorithm has been proposed for constructing the profile of the cutting strip of a vertical feeder cutter, which ensures the required time for the snow particle to remain in the space of the cutter. The use of an algorithm when designing the working parts of rotary snow blowers can slow down the process of formation of a snow prism in the area of the loading window of the propelling apparatus of a rotary snow blower.

Keywords: rotary snow blower, cutter, feeder, snow massif, utility vehicle, algorithm

Date of manuscript reception: 06.12.2024
Date of acceptance for publication: 10.01.2025
Date of publication: 25.03.2025

Authors' information:

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

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

Корчагин Павел Александрович – доктор технических наук, профессор ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», e-mail: korchagin_pa@mail.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-001-8936-5679>

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

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

Летопольский Антон Борисович – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой "Строительная, подъемно-транспортная и нефтегазовая техника" ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», e-mail: antoooon-85@mail.ru

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

Pavel A. Korchagin – Doctor of Technical Sciences, Professor, Siberian State Automobile and Highway University (SibADI),

e-mail: korchagin_pa@mail.ru

ORCID <https://orcid.org/0000-001-8936-5679>

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

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

Anton B. Letopolsky – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department of "Construction, hoisting and transport and oil and gas equipment", Siberian State Automobile and Highway University (SibADI), e-mail: Antoooon-85@mail.ru

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

Благодарности

Исследование выполнено при поддержке Российского научного фонда (проект № 23-29-10014, <https://rscf.ru/project/23-29-10014/>)

Acknowledgements

The study was supported by the grant of Russian Science Foundation (RSF) (project No. 23-29-10014, <https://rscf.ru/project/23-29-10014/>)

1. Введение

Одним из направлений совершенствования рабочих органов роторных снегоочистителей является поиск новых конструктивных форм, позволяющих повысить эффективность их работы. Траектории движения произвольных точек элементов рабочего оборудования, существующих в настоящее время конструктивных схем роторных снегоочистителей, сводятся к нескольким базовым траекториям [1, 2]. Фазовое состояние механической системы «фреза вертикального питателя роторного снегоочистителя – транспортируемая снежная частица» однозначно определяется ее координатами, скоростями и действующими в ней силами. Основной целью данной работы является определение степени влияния угла наклона режущей полосы, а также ее ширины на величину и направление сил, действующих внутри механической системы [3]. Для достижения поставленной цели была решена задача: установление закономерностей между геометрическими параметрами режущей полосы вертикального питателя роторного снегоочистителя и силами, действующими

в механической системе «фреза вертикального питателя роторного снегоочистителя – транспортируемая снежная частица» [4].

2. Основная часть

Ширина режущей полосы – один из конструктивных параметров роторного снегоочистителя, формирующий геометрический образ питателя [1]. От ее размеров зависит обоснование и выбор множества других конструктивных и технологических параметров роторного снегоочистителя [5]. Одной из особенностей работы фрезы вертикального питателя является то, что на одном участке траектории ее движения происходит вырезание снежной массы из снежного массива, а на остальной ее части – перемещение вырезанной снежной массы в загрузочное окно метательного аппарата роторного снегоочистителя [5]. Соответственно, выбор формы фрезы вертикального питателя роторного снегоочистителя должен обеспечивать как эффективное вырезание снежной массы, так и последующее ее транспортирование в вертикальном питателе [2].

В основу данных исследований заложены уравнения динамики относительного скольжения снежной частицы конечного размера, в локальной системе координат, OXY связанной с плоскостью режущей полосы равномерно вращающейся фрезы вертикального питателя роторного снегоочистителя [4]. Аналогичный подход был реализован при исследовании работы металлического аппарата роторного снегоочистителя [6, 7]. Анализ влияния геометрических параметров режущей полосы на характер действующих сил, позволяет обеспечить решение как прямой, так и обратной задач динамики, описывающих скольжение снежной частицы в вертикальном питателе, а так же установить некоторые аспекты синтеза оптимальных геометрических форм фрезы вертикального питателя [8].

При составлении расчетной схемы (рис. 1) были приняты допущения [1, 4]:

- фреза вертикального питателя радиуса R , вращается с постоянной угловой скоростью ω ;
- роторный снегоочиститель движется поступательно с постоянной скоростью $V_{пер}$;

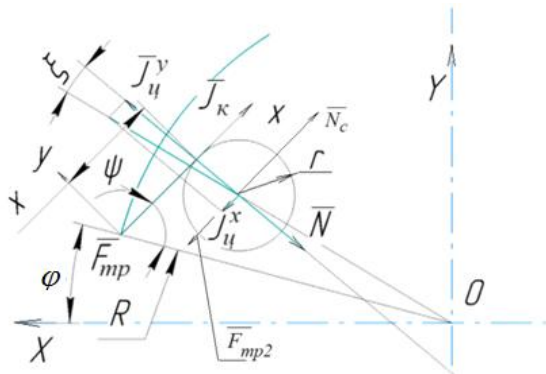


Рис. 1. Расчетная схема движения снежной частицы по поверхности режущей полосы вертикального питателя [9]

- транспортируемая снежная масса представляет собой набор сфер массой m , и характерного радиуса r ;
- вращением снежной частицы пренебрегаем;
- снежная частица скользит по горизонтальной поверхности и поверхности

режущей полосы фрезы вертикального питателя [10].

Уравнения относительного движения снежной частицы вдоль плоскости режущей полосы фрезы вертикального питателя будет выглядеть следующим образом [4, 10]:

$$m\ddot{x} = -J_y^x \pm F_{mp} \pm F_{mp2} + N_c; \quad (1)$$

$$m\ddot{y} = -J_y^y - N \pm J_k; \quad (2)$$

$$0 = -G + N_2, \quad (3)$$

где F_{mp2} – сила трения между снежной частицей и основанием вертикальной фрезы; N_c – сила реакции вырезаемой снежной массы; J_y^x – проекция центробежной силы инерции на ось ox локальной системы координат OXY ; J_y^y – проекция центробежной силы инерции на ось OY локальной системы координат OXY ; G – сила тяжести.

Проекции центробежной J_y и кориолисовой J_k сил инерции на оси системы координат OXY после деления правых и левых частей уравнений (1)...(3) на m будут равны [11]:

$$J_y^x = R_i \cdot \omega^2 \sin \xi; \quad (4)$$

$$J_y^y = R_i \cdot \omega^2 \cos \xi; \quad (5)$$

$$J_k = 2 \cdot \omega \cdot \dot{x}, \quad (6)$$

где R_i – расстояние от оси вращения фрезы вертикального питателя до центра тяжести транспортируемой снежной частицы; ξ – угол между прямой соединяющей ось вращения фрезы вертикального питателя и центр тяжести снежной частицы, и прямой проходящей через центр тяжести снежной частицы перпендикулярно боковой поверхности режущей полосы [11].

Для однозначного определения проекций действующих сил необходимо выразить параметры R_i и ξ , от значений которых будут зависеть величины J_y^x и J_y^y , и направление действия проекции J_y^x .

В соответствии с расчетной схемой, представленной на рис. 2, величина угла ξ может быть определена по формуле:

$$\xi = \arctg\left(\frac{p}{a}\right), \quad (7)$$

где p – расстояние от оси вращения фрезы вертикального питателя до прямой, прохо-

дящей через центр тяжести снежной частицы, перпендикулярно боковой поверхности режущей полосы; a – расстояние от центра тяжести снежной частицы до отрезка p .

Из рис. 2, после ряда геометрических преобразований, выражения p и a примут вид:

$$p = R \cdot \cos \psi - x. \quad (8)$$

$$a = R \cdot \sin \psi - r. \quad (9)$$

После подстановки (8), (9) в (7) окончательно получено [1]:

$$\xi = \arctg \frac{R \cdot \cos \psi - x}{R \cdot \sin \psi - r}. \quad (10)$$

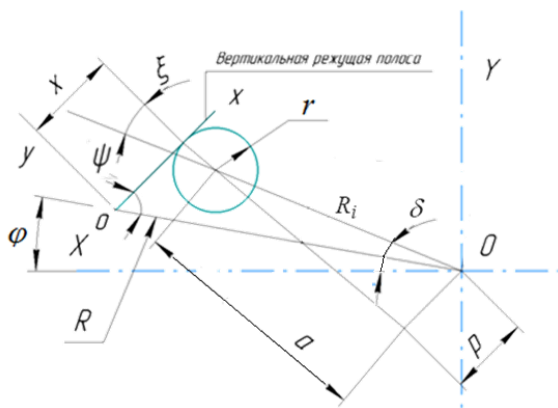


Рис. 2. Расчетная схема определения угла ξ

Согласно рис. 2 из выражения (10) следует условие равенства нулю проекции J_u^x :

$$\xi = \arctg 0 = 0, \quad (11)$$

или, после ряда преобразований, координата x_p на боковой поверхности режущей полосы, на которой происходит смена знака J_u^x будет определяться выражением:

$$l_p = R \cdot \cos \psi. \quad (12)$$

При выполнении условия:

$$x > R \cdot \cos \psi, \quad (13)$$

снежная частица может начать самостоятельное движение, и, как следствие, правая часть уравнения (2) не будет равна нулю, т.к. боковая поверхность режущей полосы может перестать выступать в качестве связи [12].

Величина ξ , при выполнении условия (13), из аналогичных соображений примет вид:

$$\xi = \arctg \frac{x - R \cdot \cos \psi}{-r + R \cdot \sin \psi}. \quad (14)$$

Для однозначного определения всех геометрических соотношений фазового состояния рассматриваемой механической системы, необходимо выразить расстояние от оси вращения фрезы вертикального питателя до центра тяжести снежной частицы R_i и угол δ между прямой, проходящей через ось вращения фрезы вертикального питателя и через центр тяжести снежной частицы и осью системы координат связанной с фрезой вертикального питателя OXY (рис. 1, 2) [13].

Угол δ определяется выражением:

$$\delta = \varphi + \frac{\pi}{2} - \psi - \xi = \varphi + \frac{\pi}{2} - \psi - \arctg \frac{R \cdot \cos \psi - x}{R \cdot \sin \psi - r}. \quad (15)$$

В системе координат OXY расстояние R_i будет равно:

$$R_i = \sqrt{a^2 + p^2} = \sqrt{(R \cdot \sin \psi - r)^2 + (R \cdot \cos \psi - x)^2}. \quad (16)$$

Соответственно, координаты снежной частицы в системе координат OXY определяются выражениями [12]:

$$X_i = R_i \sin \delta. \quad (17)$$

$$Y_i = R_i \cos \delta. \quad (18)$$

На рис. 3, в соответствии с формулой (12), построена граница между фазовыми состояниями механической системы «фреза вертикального питателя роторного снегоочистителя – транспортируемая снежная

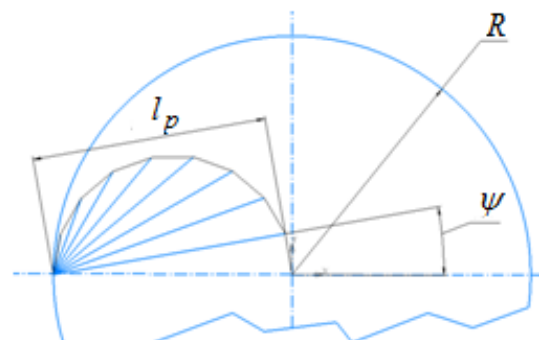


Рис. 3. Годограф границы смены знака J_c^x на виде вертикальной фрезы сверху

частица», которые обусловлены различным направлением действия J_y^x фрезы вертикального питателя роторного снегоочистителя $R = 0,15$ м, при различных углах наклона режущей полосы.

В пределах ширины боковой поверхности режущей полосы ограниченной расстоянием x_p поступающая снежная масса, при определенном характере ее вырезания, будет выступать в качестве связи, накладываемой на движение снежной частицы [13]. Ее действие в математической модели рассматриваемой механической системы будет проявляться в действии силы реакции N_c . Уравнение (1) примет вид:

$$0 = -J_y^x \pm F_{mp} \pm F_{mp2} + N_c. \quad (19)$$

При положении снежной частицы за границей смены знака проекции J_y^x потребует изменения геометрии режущей полосы на этом участке, в случае необходимости обеспечения фазового состояния обусловленного наличием связи, наложенной на движение снежной частицы в вертикальном питателе в виде стенки режущей полосы, как элемента пассивного управления движением снежной массы в поле центробежных сил [14]. Это порождает необходимость рассмотрения состава возможных форм геометрической формы фрезы вертикального питателя как отдельного класса.

На рис. 4 показано возможное конструктивное решение геометрической формы режущей полосы, обеспечивающее фазовое состояние рассматриваемой механической системы, в котором не происходит смены знака проекции J_y^x (выражение 4) при соблюдении очевидного условия:

$$J_k < J_y^y, \quad (20)$$

Алгоритм построения профиля режущей полосы фрезы вертикального питателя роторного снегоочистителя, исключая условие (13), на основе схемы представленной на рис. 4, будет иметь вид:

1. Задаем начальное угловое положение режущей полосы φ_{i-1} при котором начинается вырезание снежной массы из снежного массива, где $i=1, 2, 3, \dots$

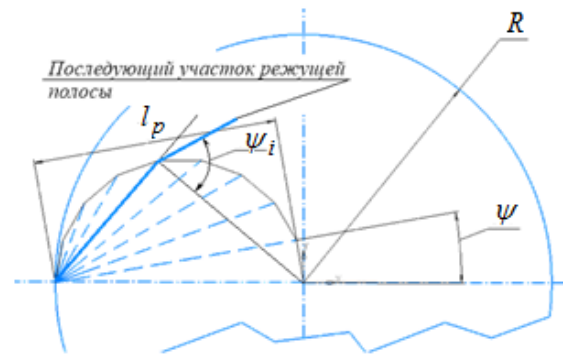


Рис. 4. Схема построения профиля режущей полосы фрезы вертикального питателя роторного снегоочистителя исключая выполнение условия (13)

2. Определяем начальные координаты положения точки режущей полосы на траектории x_{i-1} и y_{i-1} в системе координат связанной с фрезой вертикального питателя роторного снегоочистителя по формулам:

$$x_{i-1} = R \cdot \cos \varphi_{i-1}, \quad (21)$$

$$y_{i-1} = R \cdot \sin \varphi_{i-1}. \quad (22)$$

3. Определяем координаты нового положения точки режущей полосы x_i и y_i :

$$x_i = V_{nep} \cdot \frac{\Delta \psi}{\omega} + R \cdot \cos(\varphi_{i-1} + \Delta \psi), \quad (23)$$

$$y_i = R \cdot \sin(\varphi_{i-1} + \Delta \psi). \quad (24)$$

4. Определяем угол β :

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \beta &= \frac{y_i - y_{i-1}}{x_i - x_{i-1}} = \\ &= R \cdot \frac{\sin(\cos \varphi_{i-1} + \Delta \psi) - \sin \varphi_{i-1}}{V_{nep} \frac{\Delta \psi}{\omega} + R \cdot [\cos(\cos \varphi_{i-1} + \Delta \psi) - \cos \varphi_{i-1}]} \end{aligned} \quad (25)$$

5. Задаем ψ_i на основании условия:

$$\begin{aligned} \psi_i &\leq \varphi_{i-1} - \operatorname{arctg} \cdot \\ &\left(R \cdot \frac{\sin(\cos \varphi_{i-1} + \Delta \psi) - \sin \varphi_{i-1}}{V_{nep} \frac{\Delta \psi}{\omega} + R \cdot [\cos(\cos \varphi_{i-1} + \Delta \psi) - \cos \varphi_{i-1}]} \right). \end{aligned} \quad (26)$$

6. По (12) определяем длину сегмента режущей полосы l_{pi} .

7. Определяем координаты нового положения точки режущей полосы X_{pi} и Y_{pi} :

$$X_{pi} = x_i + l_{pi} \cdot \cos(\psi_i - \varphi_{i-1}), \quad (27)$$

$$Y_{pi} = y_i + l_{pi} \cdot \sin(\psi_i - \varphi_{i-1}). \quad (28)$$

8. Находим новое значение радиуса:

$$R_{pi} = \sqrt{X_{pi}^2 + Y_{pi}^2}. \quad (29)$$

9. Определяем величину угла:

$$\varphi_i = \arctg\left(\frac{Y_{pi}}{X_{pi}}\right). \quad (30)$$

На следующей итерации, необходимо задаться значением ψ_{i+1} на основании условия [9]:

$$\psi_{i+1} < \psi_i; \quad (31)$$

10. По (12) определяем l_{pi+1} .

11. Определяем координаты нового положения точки режущей полосы X_{pi+1} и Y_{pi+1} :

$$X_{pi+1} = X_{pi} + l_{pi+1} \cdot \cos(\psi_{i+1} - \varphi_i), \quad (32)$$

$$Y_{pi+1} = Y_{pi} + l_{pi+1} \cdot \sin(\psi_{i+1} - \varphi_i). \quad (33)$$

12. Находим новое значение радиуса:

$$R_{pi+1} = \sqrt{X_{pi+1}^2 + Y_{pi+1}^2}. \quad (34)$$

13. Определяем величину угла:

$$\varphi_{i+1} = \arctg\left(\frac{Y_{p+1}}{X_{p+1}}\right). \quad (35)$$

Таким образом, выражения (21)...(35) представляют собой алгоритм построения профиля режущей полосы вертикального питателя роторного снегоочистителя.

3. Результаты исследования

В качестве основных исходных данных для реализации представленного алгоритма должны быть заданы численные значения следующих конструктивных и технологических параметров (численные значения перечисленных параметров даны в качестве примера):

- радиус фрезы, $R = 0,15$ м;
- угловая скорость вращения фрезы вертикального питателя, $\omega = 12$ с⁻¹;
- поступательная скорость снегоочистителя $V_{nep} = 0,2$ м/с;
- начальный угол захвата снежной частицы $\varphi_{i-1} = 120^\circ$;
- характерный радиус снежной частицы r для определения угла поворота фрезы вертикального питателя, при котором происходит ее захват. В первом приближении можно определить угол поворота по формуле:

$$\Delta\psi = \arctg \frac{r}{2 \cdot R}, \quad (36)$$

при $r = 0,03$ м угол поворота $\Delta\psi = 5,7^\circ$.

Необходимо отметить, что величина $\Delta\psi$ может задаваться и из других соображений [15].

На рис. 5 представлены результаты построения режущей полосы вертикального питателя роторного снегоочистителя по двум итерациям описанного выше алгоритма.

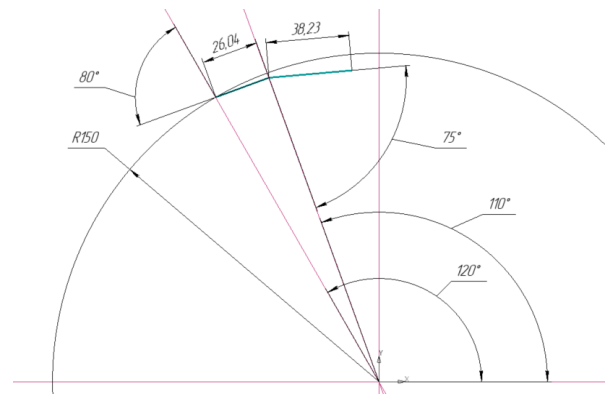


Рис. 5. Профиль режущей полосы вертикального питателя роторного снегоочистителя полученный после двух итераций

4. Обсуждение и выводы

Таким образом, обеспечение необходимого фазового состояния механической системы «фреза вертикального питателя роторного снегоочистителя – транспортируемая снежная частица» и значений действующих в этой системе сил, наличия или отсутствия дополнительной связи в виде боковой поверхности режущей полосы, определяется выбором соответствующих геометрических параметров: углом ψ и шириной режущей полосы x_p .

Получены условия того, когда вырезаемая снежная масса выступает в качестве односторонней неудерживающей связи, а также условия скольжения снежной частицы вдоль режущей полосы фрезы вертикального питателя роторного снегоочистителя.

Составлен алгоритм построения профиля режущей полосы фрезы вертикального питателя роторного снегоочистителя.

Алгоритм обеспечивает движение снежной частицы в поле центробежных сил вертикального питателя таким образом, чтобы

разгрузка происходила непосредственно в области загрузочного окна метательного аппарата роторного снегоочистителя.

Список литературы

1. Алешков Д.С., Корчагин П.А., Тетерина И.А. Теоретические исследования движения снежной частицы в вертикальном питателе роторного снегоочистителя // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2022. № 4. С. 263-274. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-04-263-274
2. Корчагин П.А., Реброва И.А., Тетерина И.А. Определение параметров, влияющих на функционирование системы виброзащиты оператора дорожной уборочно-подметальной машины // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2016. № 3. С. 249-256.
3. Закиров М.Ф. Исследование влияния шага шнека на мощность привода питателя малогабаритного шнекороторного снегоочистителя // Интеллектуальные системы в производстве. 2015. № 2(26). С. 56-57.
4. Алешков Д.С., Корчагин П.А., Летопольский А.Б., Тетерина И.А. Определение угла наклона режущей полосы питателя роторного снегоочистителя // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2024. № 3. С. 162-169. DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-03-162-169
5. Баловнев В.И. Данилов Р.Г. Снегопогрузчики // Строительные и дорожные машины. 2020. № 1. С. 3-9.
6. Абрамов Л.Н., Кустарев Г.В., Дудкин М.В., Молдаханов Б.А., Андрюхов Н.М. Определение рациональных параметров рабочего органа машины для зимнего содержания дорог // Строительные и дорожные машины. 2021. № 8. С. 18-22.
7. Закиров М.Ф. Оборудование для уборки снега за барьерными ограждениями автомобильных дорог // Транспорт. Транспортные сооружения. Экология. 2022. № 4. С. 66-74.
8. Плотникова В.А., Калёнов К.А., Захаров Д.П. Обзор снегоочистителей роторного типа // Автоматизированное проекти-

References

1. Aleshkov D.S., Korchagin P.A., Teterina I.A. Teoreticheskie issledovaniya dvizheniya snezhnoy chastiцы v vertikalnom pitatele rotnogo snegoochistitelya. *Nauchno-tehnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2022, No. 4, pp. 263-274. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-04-263-27. (In Russian)
2. Korchagin P.A., Rebrova I.A., Teterina I.A. Opredelenie parametrov, vliyayuchshikh na funktsionirovanie sistemy vibrozashchity operatora dorozhnoy uborochno-podmetalnoy mashiny. *Izvestiya Tul'skogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskie nauki*, 2016, No. 3, pp. 249-256. (In Russian)
3. Zakirov M.F. Issledovanie vliya-niya shaga shneka na moshnost privoda pi-tatelya malogabaritnogo shnekorotornogo snegoochistitelya . *Intellektualnye sistemy v proizvodstve*, 2015, № 2(26), pp. 56-57. (In Russian)
4. Aleshkov D.S., Korchagin P.A., Letopolskij A.B., Teterina I.A. Opredelenie ugla naklona rezhushchej polosy pitatelya rotnogo snegoochistitelya. *Nauchno-tehnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2024, № 3, pp. 162-169. DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-03-162-169 (In Russian)
5. Balovnev V.I. Danilov R.G. Snegopogruzchiki. *Stroitelnye i dorozhnye mashiny*, 2020, № 1, pp. 3-9. (In Russian)
6. Abramov L.N., Kustarev G.V., Dudkin M.V., Moldahanov B.A., Andryuhov N.M. Opredelenie racionalnyh parametrov rabocheho organa mashiny dlya zimnego soderzhaniya dorog. *Stroitelnye i dorozhnye mashiny*, 2021, № 8, pp. 18-22. (In Russian)
7. Zakirov M.F. Oborudovanie dlya uborki snega za barernymi ograzhdeniyami avtomobilnyh dorog. *Transport. Transportnye sooruzheniya. Jekologija*, 2022, No. 4, pp. 66-74. (In Russian)
8. Plotnikova, V.A., Kaljonov K.A., Zaharov D.P. Obzor snegoochistitelej rotnogo

УДК (UDC) 621.86

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРЯМОЛИНЕЙНОГО ДВИЖЕНИЯ ГУСЕНИЧНЫХ ШАССИ С ДВУМЯ ДВИЖИТЕЛЯМИ ПРИ ДИАГОНАЛЬНОМ РАСПОЛОЖЕНИИ ПРИВОДОВ

SIMULATION OF RECTILINEAR MOVEMENT OF TRACKED CHASSIS WITH TWO MOVERS WITH DIAGONAL ARRANGEMENT OF DRIVES

Гончаров К.А.¹, Бабич О.В.¹, Поляков П.А.², Панчук М.С.²
Goncharov K.A.¹, Babich O.V.¹, Polyakov P.A.², Panchuk M.S.²¹ – Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)² – Брянский государственный технический университет (Брянск, Россия)¹ – Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)² – Bryansk State Technical University (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. Диагональное (перекрестное) расположение приводов гусеничных контуров при компоновке гусеничных шасси с двумя движителями является распространенным решением при проектировании наземных транспортно-технологических средств различного назначения. При прямолинейном движении таких средств один движитель всегда работает в тяговом режиме, другой – в толкающем. В данной статье на основе разработанных ранее математических моделей движения гусеничных шасси при отклонении значений факторов, определяющих закономерности движения машины, выполнен анализ движения гусеничного шасси с двумя движителями и диагональным расположением электропривода при постоянном одинаковом значении коэффициента сопротивления движению от грунта, при его переменном значении для каждого из движителей, а также с учетом возможно отклонения скольжения электродвигателей приводов в рамках регламентированного нормативного интервала. Сформированы рекомендации к процедурам проектирования гусеничных шасси в указанном исполнении и конструктивной реализации размещения электродвигателей между движителями внутри гусеничного шасси.

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

Дата получения статьи: 15.01.2025
Дата принятия к публикации: 02.03.2025
Дата публикации: 25.03.2025

Сведения об авторах:

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

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5895-1162>

Бабич Оксана Викторовна – доктор экономических наук, доцент, профессор кафедры экономики и управления ФГБОУ ВО «Брянский государственный

Abstract. The diagonal (cross) arrangement of the drives of the track contours in the layout of the tracked chassis with two movers is a common solution in the design of ground transport and technological vehicles for various purposes. During rectilinear motion of such vehicles, one mover always operates in the traction mode, the other in the pushing mode. In this article, based on previously developed mathematical models of the motion of tracked chassis with deviations in the values of the factors determining the patterns of machine motion, an analysis of the motion of a tracked chassis with two movers and a diagonal arrangement of the electric drive is performed at a constant identical value of the coefficient of resistance to movement from the ground, with its variable value for each of the movers, and also taking into account the possible deviation of the slip of the drive electric motors within the regulated standard interval. Recommendations are formed for the procedures for designing tracked chassis in the specified version and the structural implementation of the placement of electric motors between the movers inside the tracked chassis.

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

Date of manuscript reception: 15.01.2025
Date of acceptance for publication: 02.03.2025
Date of publication: 25.03.2025

Authors' information:

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

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5895-1162>

Oksana V. Babich – Doctor of Economical Sciences, Associate Professor, Professor of the Department “Economics and management” at Academician I.G.

университет имени академика И.Г. Петровского»,
e-mail: babichoksana221@mail.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1954-1475>

Поляков Павел Анатольевич – аспирант кафедры «Производство и сервис в транспортном машиностроении» ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет»,
e-mail: poliakov-pavel2012@yandex.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0009-0008-4709-5568>

Панчук Максим Сергеевич – аспирант кафедры «Производство и сервис в транспортном машиностроении» ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет»,
e-mail: maksim06091998@gmail.com.

ORCID: <https://orcid.org/0009-0008-0732-6317>

† Petrovskii Bryansk State University,
e-mail: babichoksana221@mail.ru.

† ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1954-1475>

† **Pavel A. Polyakov** – post-graduate student of the Department “Production and service in transport machine-building” at Bryansk State Technical University,
e-mail: poliakov-pavel2012@yandex.ru.

† ORCID: <https://orcid.org/0009-0008-4709-5568>

† **Maksim S. Panchuk** – post-graduate student of the Department “Production and service in transport machine-building” at Bryansk State Technical University,
e-mail: maksim06091998@gmail.com.

† ORCID: <https://orcid.org/0009-0008-0732-6317>

1. Введение

Движение гусеничных шасси сопровождается воздействием ряда факторов, существенно влияющих на положение движителей в пространстве. В работах [1 – 5] предложен новый подход к исследованию проблемных вопросов движения гусеничных шасси на основе представления гусеничных контуров в виде независимых или функционирующих в жестком соединении друг с другом машин непрерывного транспорта. В частности, в работе [1] описаны особенности указанного подхода в виде инверсии тягового расчета гусеничного движителя при его рассмотрении в качестве машины непрерывного транспорта в противовес принятым ранее представлениям о гусенице, как о бесконечном рельсе, самостоятельно укладываемом при движении машины.

Моделирование совместной работы гусеничных движителей при переменности коэффициента сопротивления движению, проведенное в работе [2], продемонстрировало преимущества предложенного инверсионного подхода в контексте появления возможности анализа силовых процессов, происходящих внутри каждого контура, и их возможного влияния на принятие различных проектных решений: выбор приводных и натяжных устройств, гусеничной ленты, синтез приводных и натяжных звездочек и т.д.

Исследования, результаты которых приведены в работах [3, 4], позволили с определенными упрощениями, заключающимися в дискретности процесса моделирования, описать механизмы отклонения положения гусенич-

ных шасси в движении при переменном сопротивлении грунта, а также теоретически определить основные закономерности поведения гусеничных движителей внутри шасси в случаях, когда кривые, описывающие изменения коэффициента сопротивления движению во времени, для каждого из гусеничных контуров сочетаются случайным образом.

В исследовании, представленном в работе [5], к вышеописанным факторам был добавлен элемент влияния возможного отклонения механических характеристик электродвигателей отдельного привода гусеничных контуров на особенности позиционирования шасси в пространстве.

Исследования [1 – 5] оперировали симметричным односторонним расположением приводов гусеничных контуров, жестко связанных между собой, в результате чего возможное забегание гусениц приводило к мгновенным поворотам всего шасси.

Одной из классических схем расположения приводов в шасси с двумя гусеничными контурами является диагональная компоновка (рис. 1), характеризующаяся одновременным применением разных схем движения для каждого контура: какой-либо из контуров всегда работает в толкающем режиме, а другой – в тяговом режиме [1]. Изменение режима работы в таком случае происходит одновременно для двух контуров при изменении направления движения машины.

В случае применения шарнирной связи между гусеничными контурами (рис. 2) можно добиться исключения мгновенных поворотов всего шасси при относительном незначительном забегании гусениц.

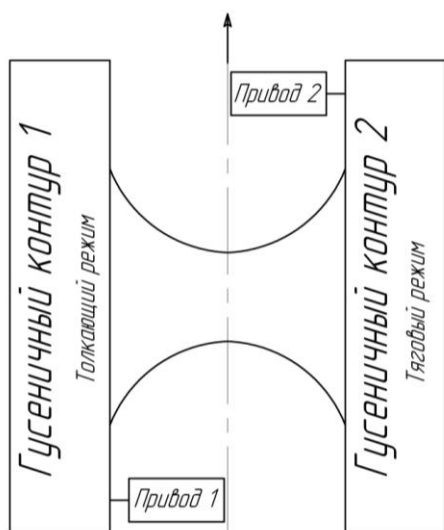


Рис. 1. Диагональная компоновка приводов при жестком соединении гусеничных контуров

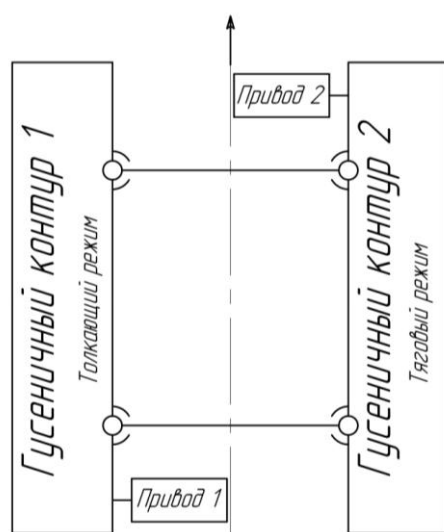


Рис. 2. Диагональная компоновка приводов при шарнирном соединении гусеничных контуров

Тяговый и толкающий режимы работы движителей характеризуются различной картиной распределения натяжений внутри гусеничных контуров [1], что выражается не только в виде различных значений максимального натяжения гусеничных лент, но и в различии тяговых усилий внутри гусеничных контуров за счет сопротивлений, зависящих от натяжения лент.

В случае воздействия на гусеничное шасси с диагональным расположением приводов описанных выше факторов в виде отклонений механических характеристик электродвигателей и случайной природы изменения коэффициента сопротивления движению закономерности его позиционирования в пространстве остаются неизученными и нуждаются в проведении дополнительного исследования.

2. Цель исследования

Целью настоящего исследования является моделирование прямолинейного движения гусеничного шасси, в структуру которого включено два гусеничных контура с диагональной компоновкой приводов, при постоянном значении коэффициента сопротивления движению, при его переменном значении в различных одновременных сочетаниях для каждого из контуров, а также при учете возможных отклонений скольжения электродвигателей приводов в рамках установленных нормативных интервалов.

3. Особенности моделирования

Проводимый процесс моделирования основан на построении математической модели движения тягового контура, предложенной и апробированной в работах [1 – 5].

Моделирование проводится для трех случаев совместной работы двух гусеничных контуров внутри одного шасси при диагональной компоновке приводов:

1. Коэффициент сопротивления движению от грунта μ_f характеризуется постоянным одинаковым значением для обоих контуров ($\mu_f = 0,1285$ – неукатанная и грязная проселочная дорога). Первый контур работает в толкающем режиме (с задним ведущим колесом), второй контур – в тяговом режиме (с передним ведущим колесом). Скольжение электродвигателя равно номинальному значению и составляет 2% ($\varepsilon = 0,02$).

2. Коэффициент сопротивления движению от грунта μ_f характеризуется интервалом значений ($\mu_f = 0,112 \dots 0,145$ – неукатанная и грязная проселочная дорога). Значения в интервале изменяются по зависимости [2]

$$\mu_f(t) = A \cos\left(\frac{B\pi t}{180}\right) + m, \quad (1)$$

где A – коэффициент, определяющий амплитуду колебаний коэффициента μ_f в принятом интервале его значений (для обоих контуров при указанном выше интервале $A = 0,0165$); B – коэффициент преобразования аргумента с целью определения вида функции в пределах установленного интервала (для первого контура $B = 90$, для второго контура $B = 180$); m – медианное значение коэффициента сопротивления движению грунта ($m = 0,1285$).

Первый контур также работает в толкающем режиме (с задним ведущим колесом), второй контур – в тяговом режиме (с передним ведущим колесом). Скольжение электродвигателя равно номинальному значению и составляет 2% ($\varepsilon = 0,02$).

3. Коэффициент сопротивления движению от грунта μ_f определяется в соответствии со вторым расчетным случаем. Первый контур работает в толкающем режиме (с задним ведущим колесом), второй контур – в тяговом режиме (с передним ведущим колесом). Скорость движения гусеничного шасси в каждый момент времени определяется с учетом внешнего вида рабочей ветви механической характеристики электропривода, приведенной к точке на делительной окружности приводной звездочки

$$v(t) = \frac{C - F_{\text{тяг}}(t)}{-k}, \quad (2)$$

где C, k – коэффициенты, определяющие вид рабочей ветви механической характеристики привода; $F_{\text{тяг}}(t)$ – тяговое усилие, реализуемое каким-либо гусеничным контуром в конкретный момент времени.

При допустимом нормативном отклонении скольжения электродвигателей, составляющем 20% от номинальной величины, первое граничное значение скольжения примем равным $\varepsilon = 0,024$, второе граничное значение примем равным $\varepsilon = 0,016$. Для величины скольжения $\varepsilon = 0,016$ коэффициенты для построения зависимости (2) примут значения $C = 2325598$, $k = -5813995$. Для величины скольжения $\varepsilon = 0,02$ коэффициенты в зависимости (2): $C = 1860479$, $k = -4651196$. Для величины скольжения $\varepsilon = 0,024$ коэффициенты в зависимости (2): $C = 1550399$, $k = -3875997$.

Процесс моделирования будем проводить для общего времени движения машины $T = 4$ с, интервал фиксации изменений примем равным $t = 0,25$ с.

4. Анализ результатов моделирования

Результаты моделирования представлены на рис. 3 – 11.

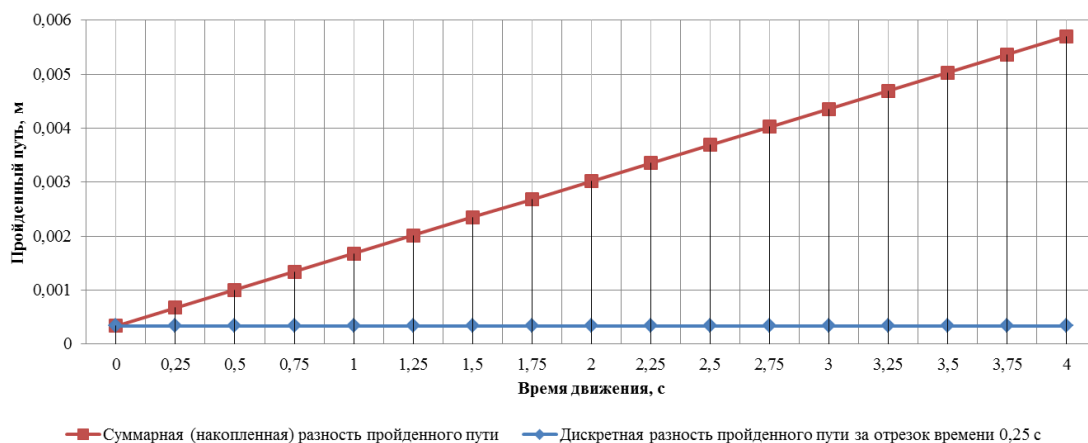


Рис. 3. Графики разностей пройденного пути каждым из контуров гусеничного шасси (расчетный случай 1)



Рис. 4. Графики изменения коэффициента μ_f во времени (расчетные случаи 2 и 3)

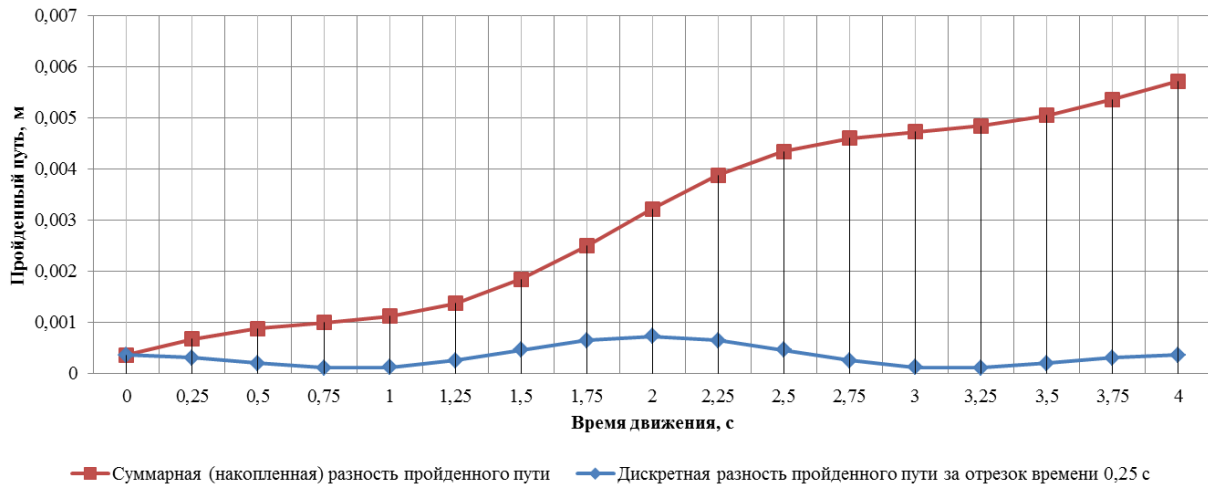


Рис. 5. Графики разностей пройденного пути каждым из контуров гусеничного шасси (расчетный случай 2)

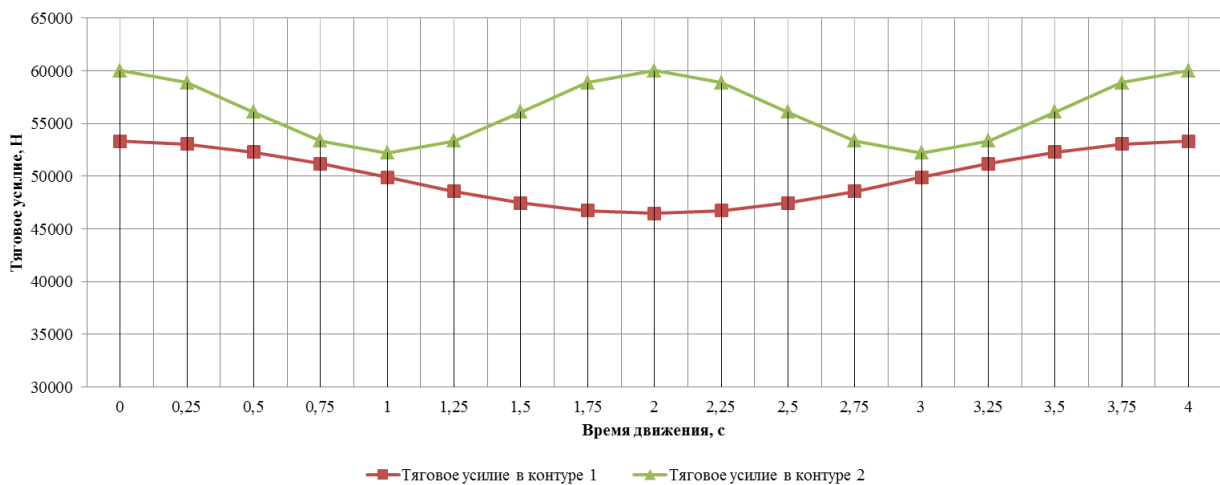


Рис. 6. Графики изменения тяговых усилий в гусеничных контурах во времени (расчетные случаи 2 и 3)

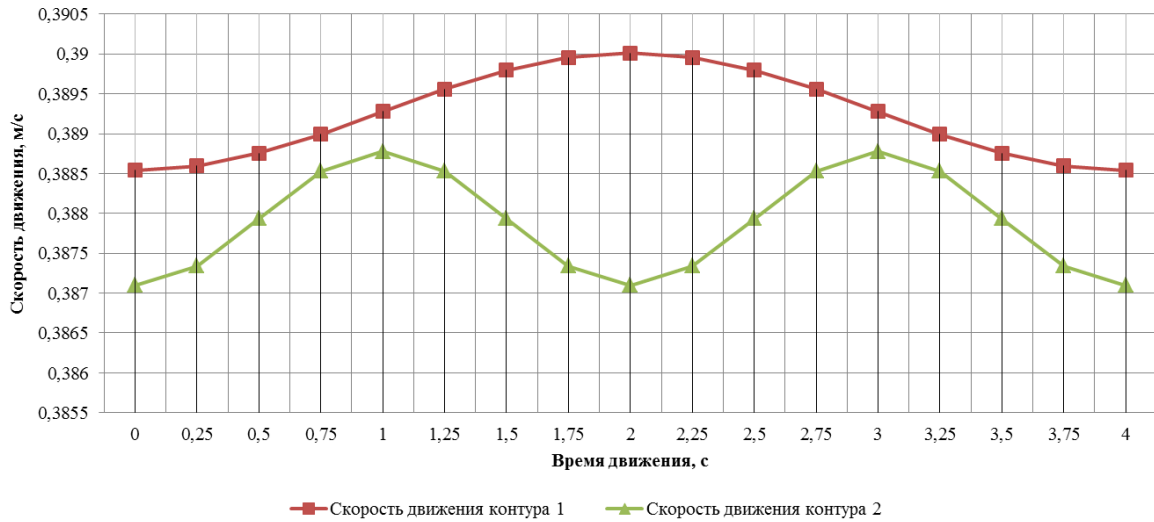


Рис. 7. Графики изменения скоростей движения контуров во времени (расчетный случай 2)

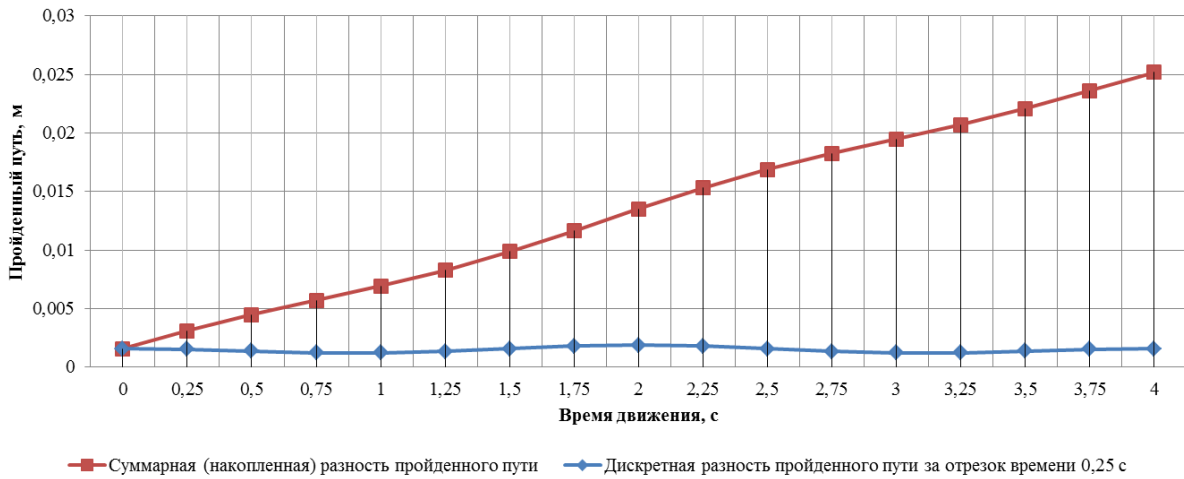


Рис. 8. Графики разностей пройденного пути каждым из контуров гусеничного шасси (расчетный случай 3, $\varepsilon_1 = 0,016$, $\varepsilon_2 = 0,024$)

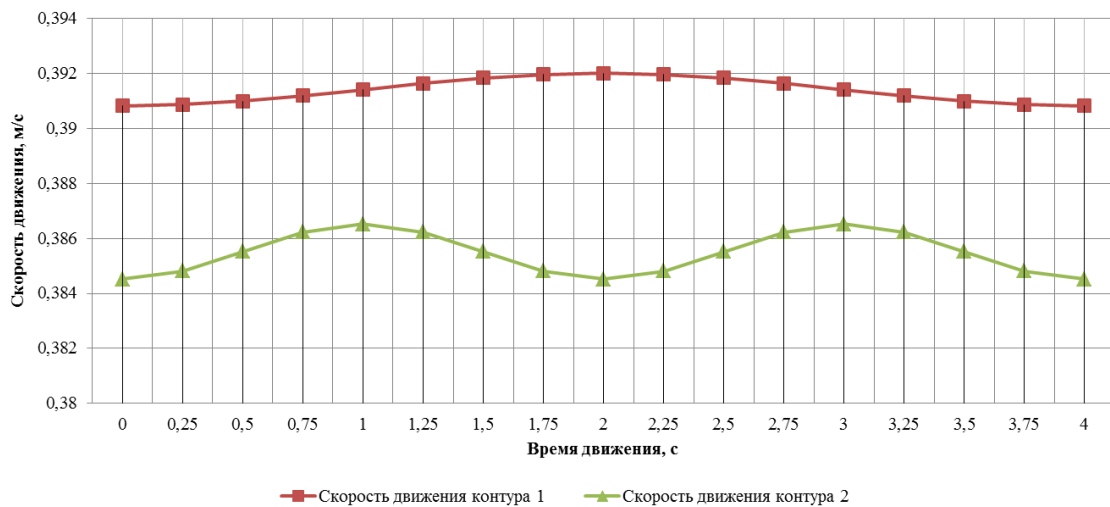


Рис. 9. Графики изменения скоростей движения контуров во времени (расчетный случай 3, $\varepsilon_1 = 0,016$, $\varepsilon_2 = 0,024$)

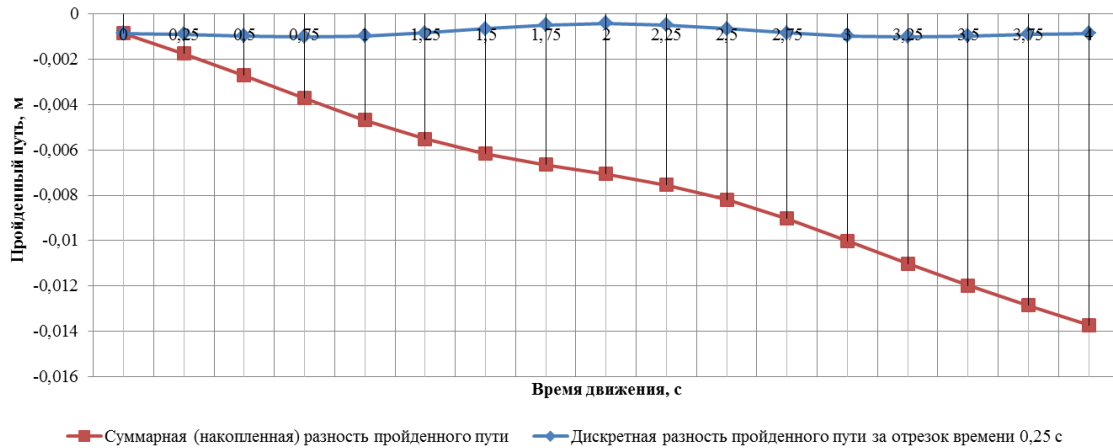


Рис. 10. Графики разностей пройденного пути каждым из контуров гусеничного шасси (расчетный случай 3, $\varepsilon_1 = 0,024$, $\varepsilon_2 = 0,016$)

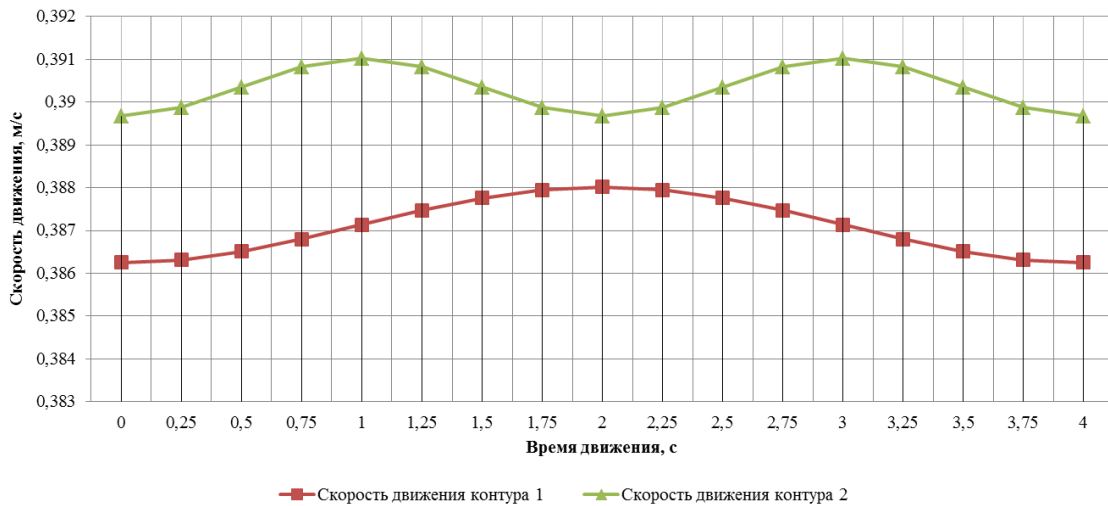


Рис. 11. Графики изменения скоростей движения контуров во времени (расчетный случай 3, $\varepsilon_1 = 0,024$, $\varepsilon_2 = 0,016$)

Анализируя полученные результаты можно сделать следующие выводы:

1. Разность пройденного пути гусеничными контурами в тяговом и толкающем режиме в первом расчетном случае имеет сравнительно небольшую величину (0,005699804 м) в рамках принятого в исследовании отрезка времени – 4 секунды. Стоит отметить, что при одинаковом сопротивлении движению тяговый контур, работающий в толкающем режиме (контур 1) всегда стабильно забегает вперед по отношению к контуру, работающему в тяговом режиме (контур 2). При сохранении всех параметров моделирования в рамках первого расчетного случая относительное забегание гусеничных контуров величиной более 5 см может быть

достигнуто через 40 секунд непрерывного прямолинейного движения.

2. Введение в модель фактора переменности величины коэффициента сопротивления движению грунта (расчетный случай 2) практически не меняет картину относительного забегания гусениц. За расчетные 4 секунды разность пройденного пути гусеничными контурами составляет 0,005725649 м. Также как и в первом расчетном случае, гусеничный контур, работающий в толкающем режиме, забегает вперед по отношению к контуру, работающему в тяговом режиме. Однако стоит отметить неравномерный характер накопления разности пройденного контурами пути, выражающийся в попытках второго контура в периоды уменьшения ко-

эфициента сопротивления движению грунта осуществлять подтягивание к первому контуру.

3. При введении в модель возможных отклонений механических характеристик электродвигателей приводов картина движения контуров меняется значительно. При применении электродвигателя с более жесткой механической характеристикой в структуре гусеничного контура, работающего в толкающем режиме ($\varepsilon = 0,016$), разность пройденного пути гусеничными контурами увеличивается по сравнению с первым и вторым расчетными случаями более чем в 4 раза и составляет 0,025174536 м. Для кинематической схемы с жестким креплением гусениц к раме шасси в течение 40 секунд непрерывного движения машину начнет ощутимо закручивать вокруг гусеницы, работающей в тяговом режиме (за период 40 секунд при сохранении других параметров моделирования взаимное забегание гусениц превысит 25 см). Кинематическая схема с шарнирным креплением гусеничных контуров к раме машины с учетом допустимых люфтов внутри шарниров позволяет частично осуществить выборку разности пройденного контурами пути, после преодоления которой машину также начнет закручивать вокруг гусеницы, работающей в тяговом режиме.

4. При применении электродвигателя с более жесткой механической характеристикой в структуре гусеничного контура, работающего в тяговом режиме ($\varepsilon = 0,016$), и электродвигателя с более мягкой механической характеристикой в структуре контура, работающего в толкающем режиме ($\varepsilon = 0,024$), наблюдается обратная по отношению к предыдущему случаю картина – забегание вперед осуществляет уже контур, работающий в тяговом режиме (величина забегания за 4 секунды составляет 0,013723238 м). При изменении величины скольжения электродвигателя второго контура до номинального значения ($\varepsilon = 0,02$) величину забегания контура, работающего в тяговом режиме по отношению к контуру, работающему в толкающем режиме, удастся снизить до значения 0,004571359 м. Если принять скольжение электродвигателя в тяговом контуре $\varepsilon =$

0,02, а скольжение электродвигателя в толкающем контуре $\varepsilon = 0,024$, то величину забегания тягового контура по отношению к толкающему контуру удастся снизить до значения 0,003426229 м.

5. Заключение

На основании результатов исследований, приведенных в настоящей статье, можно сформулировать следующие тезисы, способствующие совершенствованию процессов проектирования гусеничных шасси с диагональным расположением приводов:

1. Отклонение механических характеристик приводов влияет на параметры движения гусеничного шасси значительно (кратно), чем переменный характер коэффициента сопротивления грунта.

2. При компоновке гусеничного шасси с диагональным расположением приводов целесообразно в контур, работающий в тяговом режиме, устанавливать электродвигатель с более жесткой механической характеристикой по отношению к другому контуру (если известно преимущественное направление движения машины), что компенсирует неравномерность тяговых усилий в контурах, возникающую в результате различной картины распределения натяжений (идеализированный вариант: в тяговый контур устанавливается электродвигатель с номинальным скольжением, в толкающий контур – с отклонением скольжения в сторону смягчения механической характеристики). В этом случае теоретически возможно ограничить относительное забегание гусеничных контуров только движением машины в преимущественном направлении.

3. Кинематическая схема с шарнирным креплением гусеничных контуров к раме при контролируемой величине допустимых люфтов в шарнире выгодна при постоянном и переменном сопротивлении движению грунта, но частично теряет свою эффективность при появлении эффекта отклонения механических характеристик. После полной выборки величины люфта машину при движении начинает закручивать относительно контура, работающего в тяговом режиме.

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

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

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

5 Гончаров К.А. Моделирование положения гусеничных шасси в движении при отклонении механических характеристик электродвигателей раздельного привода гусеничных контуров // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2023. №4. С. 304 – 315. DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-04-304-315.

References

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

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

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

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

5. Goncharov K.A. Modeling the position of tracked chassis in motion in the event of mechanical characteristics of separate drive electric motors of track contours. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2023, No.4, pp. 304-315. DOI: 10.22281/2413-9920-2023-09-04-304-315 (In Russian)

УДК (UDC) 629.113

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ РУЛЕВОГО
УПРАВЛЕНИЯ ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ
ПАРКОВОЧНЫХ МАНЕВРОВMODELING THE FUNCTIONING PROCESS OF THE STEERING SYSTEM OF A
TRUCK DURING PARKING MANEUVERSГорбатенко Н.Н.
Gorbatenko N.N.Белорусско-Российский университет (Могилев, Республика Беларусь)
Belarusian-Russian University (Mogilev, Republic of Belarus)

Аннотация. В статье рассматривается разработка математической модели системы рулевого управления грузового автомобиля, оснащенного винтореечным рулевым механизмом с гидроусилителем. Особое внимание уделено моделированию работы системы при выполнении парковочных маневров, которые характеризуются большими углами поворота колес, изменяющимся передаточным отношением рулевой трапеции и нелинейным сопротивлением повороту колес. Модель включает в себя описание основных компонентов рулевой системы: насоса, напорного трубопровода, роторного распределителя, гидроцилиндра, рулевой трапеции, шин и управляемых колес. Приведены основные допущения и уравнения, используемые при моделировании механической и гидравлической подсистем. Рассмотрены особенности работы роторного распределителя и изменения характеристик проходных сечений дроссельных окон в зависимости от угла закручивания торсионного вала. Анализируется динамика гидроцилиндра и рулевой трапеции, а также моменты сопротивления повороту шин. Проведен кинематический анализ рулевой трапеции, получены зависимости для расчета передаточного отношения и угловых скоростей ее элементов. Для описания момента сопротивления повороту колес использована модель, учитывающая явление гистерезиса. Численное решение уравнений модели в среде Matlab/Simulink при синусоидальном воздействии на рулевое колесо подтвердило соответствие отклика модели ожидаемым характеристикам рулевого управления.

Ключевые слова: грузовой автомобиль, система рулевого управления, гидравлический усилитель, винтореечный рулевой механизм, роторный распределитель.

Дата получения статьи: 13.12.2024
Дата принятия к публикации: 24.02.2025
Дата публикации: 25.03.2025

Сведения об авторе:

Горбатенко Николай Николаевич – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры



Abstract. The article discusses the development of a mathematical model for the steering system of a truck equipped with a screw-and-rack steering mechanism with power assistance. Special attention is given to modeling the system's operation during parking maneuvers, characterized by large wheel turning angles, variable steering linkage ratios, and nonlinear resistance to wheel turning. The model includes descriptions of the main components of the steering system: the pump, pressure pipeline, rotary valve, hydraulic cylinder, steering linkage, tires, and steered wheels. Key assumptions and equations used for modeling the mechanical and hydraulic subsystems are presented. The features of the rotary valve's operation and the variation in the characteristics of throttle openings depending on the torsion bar twist angle are examined. The dynamics of the hydraulic cylinder and steering linkage, as well as the resistance moments for wheel turning, are analyzed. A kinematic analysis of the steering linkage is performed, and equations for calculating the linkage ratio and the angular velocities of its elements are derived. To describe the wheel turning resistance moment, a model considering hysteresis phenomena is employed. Numerical solutions of the model equations in the Matlab/Simulink environment, under sinusoidal input to the steering wheel, confirmed that the model's response corresponds to the expected characteristics of the steering system.

Keywords: truck, steering system, hydraulic booster, rack and pinion steering mechanism, rotary distributor.

Date of manuscript reception: 13.12.2024
Date of acceptance for publication: 24.02.2025
Date of publication: 25.03.2025

Author's information:

Nikolay N. Gorbatenko – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of

«Программное обеспечение информационных технологий», Белорусско-Российский университет, e-mail: harbatsenka.m@yandex.ru.

† the Department «Software for Information Technologies» at Belarusian-Russian University, e-mail: harbatsenka.m@yandex.ru.

1. Введение

Моделирование является важным инструментом в разработке систем рулевого управления грузовых автомобилей с гидравлическим усилителем. Оно позволяет на ранних этапах проектирования оценить функциональные и эксплуатационные характеристики системы, снизить затраты на проведение испытаний и ускорить процесс создания системы.

Большинство существующих моделей сосредоточено на анализе времени отклика гидросилителя, его устойчивости и точности воспроизведения управляющих воздействий при выполнении экстремальных маневров водителем, таких как «поворот», «переставка» и «рывок руля» [1 – 6]. Эти сценарии управления характеризуются высокой скоростью движения автомобиля, небольшими углами поворота управляемых колес и относительно небольшими изменениями сопротивления повороту колес. В подобных исследованиях, как правило, предполагается постоянство передаточного отношения рулевой трапеции. Однако в условиях парковки автомобиля, выполняемой при низкой или нулевой скорости, углы поворота управляемых колес варьируются в широком диапазоне – от упора до упора. Это вызывает значительные изменения передаточного отношения рулевой трапеции. Кроме того, сопротивление повороту колес достигает максимальных значений, а его зависимость от угла поворота становится существенно нелинейной. Анализ литературных источников показывает, что функционирование рулевого управления в режиме парковки с учетом этих особенностей до сих пор изучено недостаточно.

Цель данной работы заключается в разработке математической модели системы рулевого управления грузового автомобиля, оснащенной винтореечным рулевым механизмом и гидросилителем интегрального типа

с роторным распределителем. Модель предназначена для анализа динамики рабочих процессов системы в условиях выполнения водителем парковочных маневров.

2. Математическая модель

Математическая модель системы рулевого управления включает в себя описание насоса с предохранительным клапаном, напорного трубопровода, роторного распределителя, гидроцилиндра, рулевой трапеции, шин и управляемых колес.

При моделировании механической подсистемы рулевого управления (рис. 1) были приняты следующие упрощения:

- масса рулевых тяг не учитывалась, так как она мала по сравнению с массами колес;
- предполагалось отсутствие зазоров в шарнирах привода и в зацеплениях рулевого механизма;

- потери на трение в шарнирах привода и шкворнях управляемого моста не учитывались.

При моделировании гидравлической системы приняты следующие допущения:

- жидкость считается сжимаемой;
- гидролинии, соединяющие распределитель с гидроцилиндром, короткие, поэтому потерями давления и их динамикой пренебрегаем;
- коэффициент расхода жидкости через золотник считается постоянным;

- гидродинамические силы, действующие на золотник, пренебрежимо малы;

- внешние и внутренние утечки жидкости из рабочих полостей гидроцилиндра отсутствуют;

- кинематическая вязкость, плотность рабочей жидкости и содержание нерастворенного воздуха предполагаются неизменными;

- динамические процессы в сливном трубопроводе не учитываются, так как их влияние на систему незначительно.

нительный клапан перепускается в бак; q_{s1} – подача насоса в момент открытия предохранительного клапана.

Первое уравнение системы описывает изменение подачи насоса при закрытом предохранительном клапане, а второе уравнение – при открытом предохранительном клапане.

Модель напорного трубопровода насоса. Типичный напорный трубопровод состоит из двух стальных гидролиний, соединенных рукавом высокого давления. Ввиду небольшой длины напорного трубопровода волновыми процессами в нем можно пренебречь и применить метод сосредоточенных параметров для его моделирования [7]. Согласно этому методу, трубопровод представлен двумя дискретными элементами (рис. 1): гидравлическим сопротивлением R_t , обозначающим потери давления из-за трения жидкости и в местных сопротивлениях, и гидравлической емкостью C_t , характеризующей сжимаемость жидкости и упругость материала стенок трубопровода. Динамические процессы в трубопроводе описываются системой дифференциально-алгебраических уравнений, включающей уравнение сжимаемости жидкости в емкости (1) и уравнение баланса давлений в трубопроводе (2):

$$q_s - q_2 - q_3 = C_t \dot{p}_t; \quad (1)$$

$$p_s - p_t = R_t |q_s| q_s, \quad (2)$$

где p_t – давление жидкости в емкости.

Гидравлическая емкость трубопровода $C_t = V_t / E_t$, V_t – объем трубопровода; E_t – эффективный модуль объемной упругости жидкости с учетом упругости стенок трубопровода [7].

$$E_t = \left(\frac{1}{E_f} + \sum_{j=1}^3 \frac{V_{tj}}{V_t} \frac{d_j}{t_{wj} E_{wj}} \right)^{-1},$$

где E_f – модуль объемной упругости газожидкостной смеси; V_{tj} – объем j -го участка трубопровода; d_j , t_{wj} , E_{wj} – внутренний диаметр, толщина стенки, модуль объемной уп-

ругости материала стенки j -го участка трубопровода соответственно.

$$E_f = E_0 \left[\left(\frac{p_t}{p_0} \right)^n + r_a \right] \left[\left(\frac{p_t}{p_0} \right)^n + \frac{r_a E_0}{n p_t} \right]^{-1},$$

где E_0 – модуль объемной упругости жидкости; p_0 – атмосферное давление; n – показатель политропы; r_a – процент нерастворенного воздуха в жидкости.

Гидравлическое сопротивление трубопровода:

$$R_t = \frac{\rho}{2} \sum_{j=1}^3 \frac{1}{A_j^2} \left(\lambda_j \frac{l_j}{d_j} + \zeta_j \right),$$

где ρ – плотность рабочей жидкости; A_j , λ_j , l_j , ζ_j – коэффициент потерь на трение, длина, коэффициент местных сопротивлений j -го участка трубопровода.

Коэффициент потерь на трение рассчитывался по формуле:

$$\lambda_j = \begin{cases} 64 / \text{Re}_j, & \text{если } \text{Re}_j \leq 2000; \\ 0,0242 + 3,9 \cdot 10^{-6} \text{Re}_j, & \text{если } 2000 < \text{Re}_j < 4000; \\ 0,3164 / \text{Re}_j^{0,25}, & \text{если } \text{Re}_j \geq 4000. \end{cases}$$

Здесь Re_j – число Рейнольдса, определяющее режим течения жидкости в j -м участке трубопровода ($\text{Re}_j \leq 2000$ соответствует ламинарному режиму, $\text{Re}_j \geq 4000$ – турбулентному режиму, а $2000 < \text{Re}_j < 4000$ – течению потока жидкости в переходной зоне [8]).

Модель роторного распределителя. Роторный распределитель управляет потоком рабочей жидкости от насоса к гидроцилиндру в зависимости от угла закручивания торсионного вала θ_t . Максимальный угол поворота золотника относительно гильзы ограничен упором 6 (см. рис. 1). Золотник и гильза имеют продольные пазы, которые образуют 12 дроссельных окон. Четыре последовательно расположенных окна с площадями проходных сечений s_1 , s_2 , s_3 , s_4 образуют дросселирующий распределитель с открытым центром. Три таких распределителя ра-

ботают параллельно и расположены по окружности. Их внешние линии соединены с рабочими полостями гидроцилиндра, напорным трубопроводом насоса и гидробаком. При вращении рулевого колеса площади проходных сечений дроссельных окон изменяются в зависимости от угла закручивания торсиона: $s_i = f(\theta_i)$, $i = 1, \dots, 4$.

Эквивалентная схема роторного распределителя представлена на рис. 1 в виде гидравлического моста с четырьмя регулируемые дросселями. Площадь i -го регулируемого дросселя $A_i(\theta_i) = 3s_i(\theta_i)$. Расходы жидкости в плечах моста:

$$q_i = C_d A_i(\theta_i) \sqrt{2|\Delta p_i|/\rho} \operatorname{sgn}(\Delta p_i),$$

где C_d – коэффициент расхода рабочей жидкости; Δp_i – разность давлений на дросселе.

Уравнение вращательного движения золотника распределителя:

$$\begin{aligned} J_v \ddot{\theta}_v + b_v \dot{\theta}_v &= M_{sw} - M_t; \\ M_{sw} &= c_c(\theta_c - \theta_v) + b_c(\dot{\theta}_c - \dot{\theta}_v); \\ M_{tu} &= c_t(\theta_v - x_p u_{sp}) + b_t(\dot{\theta}_v - \dot{x}_p u_{sp}); \\ M_t &= \min(|M_{tu}|, M_{t\max}) \operatorname{sgn}(M_{tu}), \end{aligned} \quad (3)$$

где M_{sw} – крутящий момент на рулевом колесе; θ_c – угол поворота рулевого колеса; c_c – коэффициент жесткости рулевого вала; b_c – коэффициент демпфирования рулевого вала; M_t – крутящий момент торсионного вала распределителя; c_t – коэффициент жесткости торсиона; b_t – коэффициент демпфирования в торсионе; b_v – коэффициент демпфирования золотника; u_{sp} – передаточное отношение передачи винт-шариковая гайка. Уравнение (3) ограничивает крутящий момент торсиона значением $M_{t\max} = c_t \theta_{t\max}$, где $\theta_{t\max}$ – максимальный угол закручивания торсионного вала.

Чтобы рулевое управление обладало необходимой чувствительностью, характеристики изменения площадей дроссельных окон в зависимости от угла закручивания

торсиона делают нелинейными [9–11]. Это достигается благодаря специальным дозирующим кромкам на зубьях золотника. Они могут иметь разную форму, например, прямоугольную или треугольную. При моделировании предполагалось, что функцию дозирующих кромок выполняют фаски на зубьях золотника. Площадь проходного сечения дроссельного окна с такой кромкой, рассчитывалась как произведение длины фаски l_e на кратчайшее расстояние r между точкой E и фаской (рис. 1) по формуле:

$$s(\theta_i) = \begin{cases} l_e \sqrt{x^2 + (h_0 + b \tan \gamma)^2}, & \text{если } x \geq (h_0 + b \tan \gamma) \tan \gamma; \\ l_e ((x + b) \tan \gamma + h_0) \cos \gamma, & \text{если } x \geq (h_0 \tan \gamma - b) \text{ и} \\ x < (h_0 + b \tan \gamma) \tan \gamma; \\ l_e \sqrt{h_0^2 + (x + b)^2}, & \text{если } -b \leq x < (h_0 \tan \gamma - b); \\ l_e h_0, & \text{если } x < -b, \end{cases} \quad (4)$$

где γ – угол скоса фаски; b – ширина фаски: $b = r_v \theta_{t\max} - x_0$; h_0 – радиальный зазор пары золотник-гильза; x – перемещение гильзы относительно золотника.

Для открывающихся дроссельных окон $s_{1,3} - x = x_0 + r_v \theta_t$. Для закрывающихся окон $s_{2,4} - x = x_0 - r_v \theta_t$. Здесь r_v это радиус золотника, а x_0 перекрытие золотника с гильзой: $x_0 = (b_g - b_t)/2$, b_g – ширина паза в гильзе, b_t – ширина зуба золотника.

В распределителе помимо дроссельных окон, имеются радиальные отверстия в гильзе (рис. 1, сечение D-D), которые ограничивают площадь открытия окон при сильном закручивании торсиона.

На рис. 2 представлены графики изменения площадей дроссельных окон, полученные по формуле (4) при следующих параметрах распределителя: $r_v = 12,5 \cdot 10^{-3}$ м; $\theta_{t\max} = 6^\circ$; $h_0 = 10 \cdot 10^{-6}$ м; $l_e = 11,2 \cdot 10^{-3}$ м; $\gamma = 10^\circ$; $b_g = 6,0 \cdot 10^{-3}$ м; $b_t = 5,5 \cdot 10^{-3}$ м.

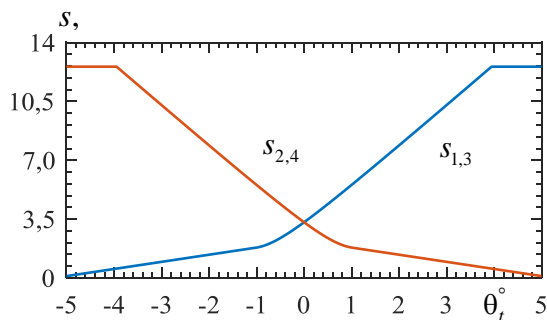


Рис. 2. Зависимость площадей проходных сечений дроссельных окон распределителя от угла закручивания торсионного вала

Можно отметить, что площадь закрывающихся окон при малых углах закручивания торсиона больше, чем при больших углах закручивания. В результате перепад давлений в рабочих полостях гидроцилиндра усилителя, и, следовательно, крутящий момент на валу сошки, будет увеличиваться медленнее при небольших поворотах рулевого колеса и быстрее – при значительных поворотах. Такая особенность уменьшает чувствительность автомобиля к повороту руля при движении по прямой на высокой скорости и облегчает маневрирование во время парковки или выполнении крутых поворотов.

Модель гидроцилиндра. Модель гидроцилиндра включает в себя уравнение движения поршня и уравнения изменения давлений в рабочих полостях цилиндра. Дифференциальное уравнение движения поршня имеет вид:

$$\left(m_p + J_s u_{sp}^2 + \frac{J_a}{r_s^2}\right) \ddot{x}_p = p_a A_a + M_t u_{sp} \eta_{sp} - p_b A_b - \frac{F_{dl} h_{pa}}{r_s \eta_{rs}} - F_f;$$

$$h_{pa} \approx l_{pa} \cos\left(\alpha_0 + \frac{x_p}{r_s}\right),$$

где r_s – радиус делительной окружности зубчатого сектора вала сошки; $p_{a,b}$ – давление в рабочей полости гидроцилиндра; $A_{a,b}$ – площадь поршня; M_t – крутящий момент торсионного вала; η_{sp} – КПД передачи винт-шариковая гайка; η_{rs} – КПД передачи рейка-

сектор; F_f – сила трения поршня; F_{dl} – усилие в продольной рулевой тяге; h_{pa} – плечо силы F_{dl} относительно оси вращения вала сошки; α_0 – угол наклона рулевой сошки относительно вертикальной линии, проходящей через ось вращения вала сошки в нейтральной положении управляемых колес; l_{pa} – длина рулевой сошки.

Сила трения поршня в зоне контакта с цилиндром представлена как функция скорости с учетом трения Штрибека, кулоновского и вязкого трения [12]:

$$F_f = \left(F_c + (F_s - F_c) e^{-\left(\frac{v_p}{v_s}\right)^2} \right) \tanh\left(\frac{2v_p}{\delta}\right) + b_p v_p,$$

где v_p – скорость поршня; F_c – сила трения Кулона, обусловленная действием нормальных сил упругости в уплотнительных устройствах гидроцилиндра; F_s – статическая сила трения; v_s – скорость Штрибека; b_p – коэффициент демпфирования поршня.

Функция гиперболического тангенса $\tanh(2v_p/\delta)$ обеспечивает плавный переход силы трения через ноль и гарантирует устойчивость численного решения. Параметр δ определяет скорость перехода гиперболического тангенса через точку $v_p = 0$.

Изменение давлений в рабочих полостях гидроцилиндра определяются уравнениями сжимаемости жидкости:

$$\dot{p}_a = \frac{E_h}{V_{a0} + A_a x_p} (q_3 - q_4 - A_a \dot{x}_p);$$

$$\dot{p}_b = \frac{E_h}{V_{b0} - A_b x_p} (A_b \dot{x}_p + q_2 - q_1),$$

где E_h – эффективный модуль объемной упругости жидкости с учетом податливости материала стенок гидроцилиндра; V_{a0} , V_{b0} – объемы жидкости в рабочих полостях гидроцилиндра в среднем положении поршня.

Кинематические характеристики рулевой трапеции. Рулевая трапеция грузового автомобиля с зависимой подвеской представляет собой четырехзвенный шарнирный

механизм (рис. 3). В нейтральном положении управляемых колес боковые рычаги трапеции l_1 и l_3 наклонены под углом λ_0 к оси балки переднего моста.

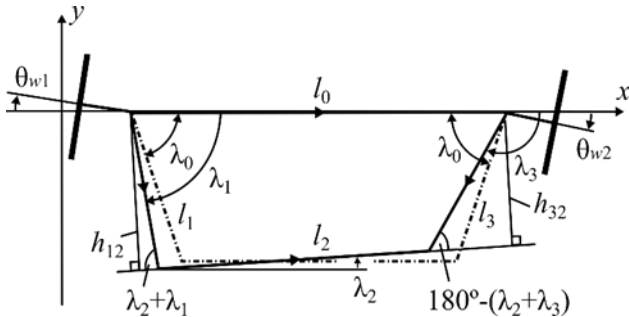


Рис. 3. Схема рулевой трапеции

Для определения передаточного отношения рулевой трапеции выполним кинематический анализ. Уравнение замкнутости векторного контура трапеции имеет вид:

$$\vec{l}_1 + \vec{l}_2 = \vec{l}_0 + \vec{l}_3.$$

Проецируем это уравнение на оси x и y :

$$l_2 \cos \lambda_2 = l_0 + l_3 \cos \lambda_3 - l_1 \cos \lambda_1; \quad (5)$$

$$l_2 \sin \lambda_2 = -l_3 \sin \lambda_3 + l_1 \sin \lambda_1. \quad (6)$$

Возведя в квадрат уравнения (5), (6) и сложив их получим:

$$K_1 \sin \lambda_3 + K_2 \cos \lambda_3 + K_3 = 0. \quad (7)$$

Здесь коэффициенты K_i ($i = 1, 2, 3$) являются функциями от угла поворота λ_1 :

$$K_1 = -2l_1 l_3 \sin \lambda_1;$$

$$K_2 = 2l_3 (l_0 - l_1 \cos \lambda_1);$$

$$K_3 = l_0^2 + l_1^2 - l_2^2 + l_3^2 - 2l_1 l_0 \cos \lambda_1.$$

Уравнение (7) известно, как уравнение Фрейденштейна [13]. Используя универсальную тригонометрическую подстановку:

$$x = \tan \frac{\lambda_3}{2}, \quad \sin \lambda_3 = \frac{2x}{1+x^2}, \quad \cos \lambda_3 = \frac{1-x^2}{1+x^2},$$

уравнение (7) можно привести к квадратному уравнению относительно переменной x :

$$(K_3 - K_2)x^2 + 2K_1x + (K_2 + K_3) = 0.$$

Решение этого уравнения дает следующее выражение для вычисления λ_3 в зависимости от λ_1 :

$$\lambda_3 = 2 \arctg \frac{-K_1 \pm \sqrt{K_1^2 + K_2^2 - K_3^2}}{K_3 - K_2}.$$

Разделив (6) на (5) можно получить выражение для вычисления угла поворота λ_2 поперечной тяги рулевой трапеции:

$$\lambda_2 = \arctg \frac{l_1 \sin \lambda_1 - l_3 \sin \lambda_3}{l_0 + l_3 \cos \lambda_3 - l_1 \cos \lambda_1}.$$

Чтобы найти угловую скорость бокового рычага l_3 уравнения (5) и (6) были продифференцированы по времени и решены относительно неизвестной $\dot{\lambda}_3$. В результате получено выражение для вычисления угловой скорости:

$$\dot{\lambda}_3 = \frac{l_1 \sin(\lambda_2 + \lambda_1)}{l_3 \sin(\lambda_2 + \lambda_3)} \dot{\lambda}_1.$$

Углы поворота левого θ_{w1} и правого θ_{w2} управляемого колеса связаны с углами поворота звеньев боковых рычагов трапеции выражениями:

$$\theta_{w1} = \lambda_1 - \lambda_0, \dots, \theta_{w2} = \lambda_3 + \lambda_0 - 180^\circ.$$

Передаточное отношение рулевой трапеции:

$$u_{st} = \frac{\dot{\theta}_{w1}}{\dot{\theta}_{w2}} = \frac{\dot{\lambda}_1}{\dot{\lambda}_3} = \frac{l_3 \sin(\lambda_2 + \lambda_3)}{l_1 \sin(\lambda_2 + \lambda_1)} = \frac{h_{32}}{h_{12}}, \quad (8)$$

где h_{12} , h_{32} – длины перпендикуляров, опущенных от оси поворота колес на ось поперечной тяги l_2 трапеции.

График на рис. 4 построен по формуле (8) при следующих параметрах рулевой трапеции: $l_0 = 1,893$ м; $l_1 = l_3 = 0,289$ м; $l_2 = 1,724$ м; $\lambda_0 = 73^\circ$. Можно заметить, что передаточное отношение изменяется в 2,7 раза при по-

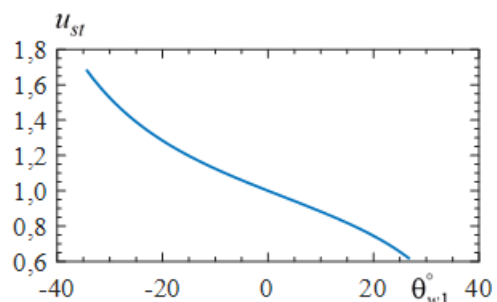


Рис. 4. Зависимость передаточного отношения рулевой трапеции от угла поворота левого управляемого колеса

вороте управляемых колес от одного упора к другому; при повороте вправо оно уменьшается, а влево возрастает. В нейтральном положении управляемых колес передаточное отношение равно единице.

Модель шины. Чтобы повернуть колеса стоящего автомобиля водителю необходимо преодолеть сопротивление со стороны дороги. Ключевую роль в величине этого сопротивления играет момент, вызванный скольжением шин по дорожному покрытию. Другие факторы, такие как сопротивление качению колес вокруг шкворней и сопротивление подъему передней оси автомобиля из-за углов установки шкворней, вносят незначительный вклад в общее сопротивление повороту колес и ими можно пренебречь [14].

Для описания поведения шины использована модель, предложенная в работе [15]. Она отражает зависимость между углом поворота колеса и моментом сопротивления повороту, учитывая при этом явление гистерезиса. Модель включает уравнения:

$$M_z = c_w \Delta_w; \quad \Delta_w = \int_0^t \dot{\Delta}_w dt; \quad (9)$$

$$\dot{\Delta}_w = \begin{cases} \dot{\theta}_w, & \text{если } \text{sgn}(\Delta_w) \neq \text{sgn}(\dot{\theta}_w); \\ \left(1 - \left| \frac{M_z}{M_{\phi \max}} \right|^2 \right) \dot{\theta}_w, & \text{если } \text{sgn}(\Delta_w) = \text{sgn}(\dot{\theta}_w); \end{cases}$$

$$M_{\phi \max} = \frac{2\varphi}{3} \frac{G_w^{1,5}}{\sqrt{\pi p_w}},$$

где M_z – момент сопротивления повороту колеса; c_w – коэффициент крутильной жесткости шины; Δ_w – деформация шины колеса; $\dot{\theta}_w$ – скорость поворота колеса; $M_{\phi \max}$ – максимальный момент сопротивления скольжению шины по дорожному покрытию [14]; φ – коэффициент сцепления шины с дорогой; G_w – вертикальная статическая нагрузка на колесо; p_w – давление воздуха в шине.

Коэффициент крутильной жесткости шины

$$c_w = M_{\phi \max} / \theta_{ws},$$

где θ_{ws} – угол поворота колеса, соответствующий началу скольжения шины.

На рис. 5 показан график, построенный по уравнению (9) при $\varphi = 0,7$; $G_w = 25000$ Н, $p_w = 7,3 \cdot 10^5$ Па; $\theta_{ws} = 4$ град.; $\dot{\theta}_w = 1,5$ град/с. На графике видна петля гистерезиса момента сопротивления при циклическом изменении угла поворота колеса.

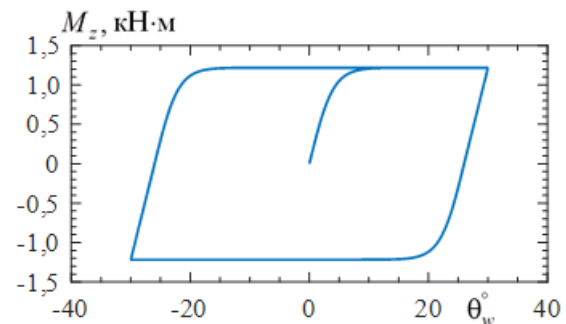


Рис. 5. Зависимость момента сопротивления от угла поворота колеса

Модель поворота колес автомобиля.

Управляемые колеса совершают вращательное движение вокруг осей шкворней под действием приложенных сил. Дифференциальные уравнения вращательного движения колес имеют вид:

$$J_{w1} \ddot{\theta}_{w1} + b_w \dot{\theta}_{w1} = F_{dl} h_{sa} - F_{lr} h_{12} - M_{z1};$$

$$J_{w2} \ddot{\theta}_{w2} + b_w \dot{\theta}_{w2} = F_{lr} h_{32} - M_{z2};$$

$$F_{dl} = c_{dl} \left(h_{pa} \frac{x_p}{r_s} - h_{sa} \theta_{w1} \right) + b_{dl} \left(h_{pa} \frac{\dot{x}_p}{r_s} - h_{sa} \dot{\theta}_{w1} \right);$$

$$F_{lr} = c_{lr} (h_{12} \theta_{w1} - h_{32} \theta_{w2}) + b_{lr} (h_{12} \dot{\theta}_{w1} - h_{32} \dot{\theta}_{w2});$$

$$h_{sa} \approx l_{sa} \cos(\beta_0 - \theta_{w1}),$$

где h_{sa} – плечо силы F_{dl} относительно оси шкворня левого колеса; F_{lr} – усилие в поперечной тяге рулевого привода; l_{sa} – длина рычага поворотной цапфы; c_{dl} – жесткость продольной тяги рулевого привода; b_{dl} – коэффициент демпфирования в продольной тяге; c_{lr} – жесткость поперечной тяги рулевого привода; b_{lr} – коэффициент демпфирования в поперечной тяге; b_w – коэффициент демп-

фирования в шине; β_0 – угол наклона рычага поворотной цапфы к оси балки переднего моста в нейтральном положении колес.

3. Результаты моделирования

Для проверки работоспособности модели, был проведен вычислительный эксперимент, в ходе которого управляемые колёса стоящего автомобиля поворачивались под воздействием синусоидального сигнала амплитудой 360° и частотой 0,25 Гц, прикладываемого к рулевому колесу. Такой режим работы рулевого управления характерен для парковочных маневров автомобиля. Решение дифференциальных уравнений модели выполнено в среде Matlab/Simulink. При моделировании использовались параметры, близкие к характеристикам грузовых автомобилей с вертикальной нагрузкой на управляемый мост в диапазоне 40–50 кН.

Значения параметров механической подсистемы рулевого управления: $J_{rv} = 0,0015$ кг·м²; $J_s = 0,0055$ кг·м²; $J_a = 0,042$ кг·м²; $J_{w1,2} = 1,684$ кг·м²; $m_p = 3,76$ кг; $c_c = 42079$ Н·м/рад; $b_c = 0,0653$ Н·м·с/рад; $c_t = 143,2$ Н·м/рад; $b_t = 0,0164$ Н·м·с/рад; $b_v = 0,0184$ Н·м·с/рад; $p_s = 0,018$ м; $r_s = 0,0675$ м; $b_p = 2296,504$ Н·с/м; $F_c = 18$ Н.

Значения параметров гидравлической подсистемы рулевого управления: $A_a = 6,7878 \cdot 10^{-3}$ м²; $A_b = 7,8539 \cdot 10^{-3}$ м²; $E_0 = 1,4 \cdot 10^9$ Па; $E_{h1,3} = 7 \cdot 10^{10}$ Па; $E_{h2} = 0,5 \cdot 10^9$ Па; $\rho = 860$ кг/м³; $C_d = 0,63$; $l_{h1} = 0,58$ м; $d_{h1} = 0,010$ м; $l_{h2} = 0,3$ м; $d_{h2} = 0,010$ м; $l_{h3} = 0,12$ м; $d_{h3} = 0,010$ м; $t_{h1,3} = 0,0015$ м; $t_{h2} = 0,004$ м; $q_{st} = 1,6667 \cdot 10^{-4}$ м³/с; $k_p = 1,6667 \cdot 10^{-12}$ м⁵/с·Па; $p_{s1} = 10$ МПа; $p_{s2} = 10,5$ МПа; $q_{s1} = 1,5 \cdot 10^{-4}$ м³/с; $V_{a0} = 2,715 \cdot 10^{-4}$ м³; $V_{b0} = 3,142 \cdot 10^{-4}$ м³; $r_a = 0,5\%$; $n = 1,4$; $p_0 = 10^5$ Па.

Результаты моделирования представлены на рис. 6. В начальный момент времени рулевое колесо находится в нейтральном положении и жидкость от насоса подается

через дросселирующий распределитель в рабочие полости гидроцилиндра. Из-за разницы в площадях ($A_b > A_a$), поршень движется вправо до тех пор, пока не установится равновесие сил давления жидкости, действующих на него. В этом состоянии торсионный вал закручен на угол $\theta_t = 0,02944^\circ$, проходные сечения дросселей распределителя составляют $A_{1,3} = 1,0124 \cdot 10^{-5}$ м² и $A_{2,4} = 9,75993 \cdot 10^{-6}$ м², разность давлений в рабочих полостях цилиндра $\Delta p = p_a - p_b = 5569,68$ Па, давление на входе распределителя $p_t = 1,5184 \cdot 10^5$ Па, управляемые колеса находятся в нейтральном положении.

В течение интервала времени $1 < t \leq 5$ с рулевое колесо поворачивается вправо на 360° . При этом из-за возникшего сопротивления повороту управляемых колес, торсион распределителя начинает закручиваться. По мере закручивания торсиона дроссели $A_{1,3}$ распределителя открываются (их площади увеличиваются), в то время как дроссели $A_{2,4}$ закрываются (их площади уменьшаются). Через дроссель A_3 рабочая жидкость с расходом q_3 поступает в штоковую полость гидроцилиндра, а через дроссель A_1 вытекает из поршневой полости с расходом q_1 . В результате на поршне возникает разность давлений Δp , определяемая деформацией торсиона, что приводит к перемещению поршня и повороту управляемых колес вправо. Можно заметить, что перемещение поршня x_p и углы поворота управляемых колес $\theta_{w1,2}$ изменяются пропорционально углу поворота рулевого колеса θ_c , что свидетельствует о правильности отражения моделью кинематического следящего действия усилителя. График разности давлений на поршне Δp имеет форму близкую к синусоидальному командному сигналу. Давление насоса p_s определяется величиной момента сопротивления повороту колес $M_{r1,2}$.

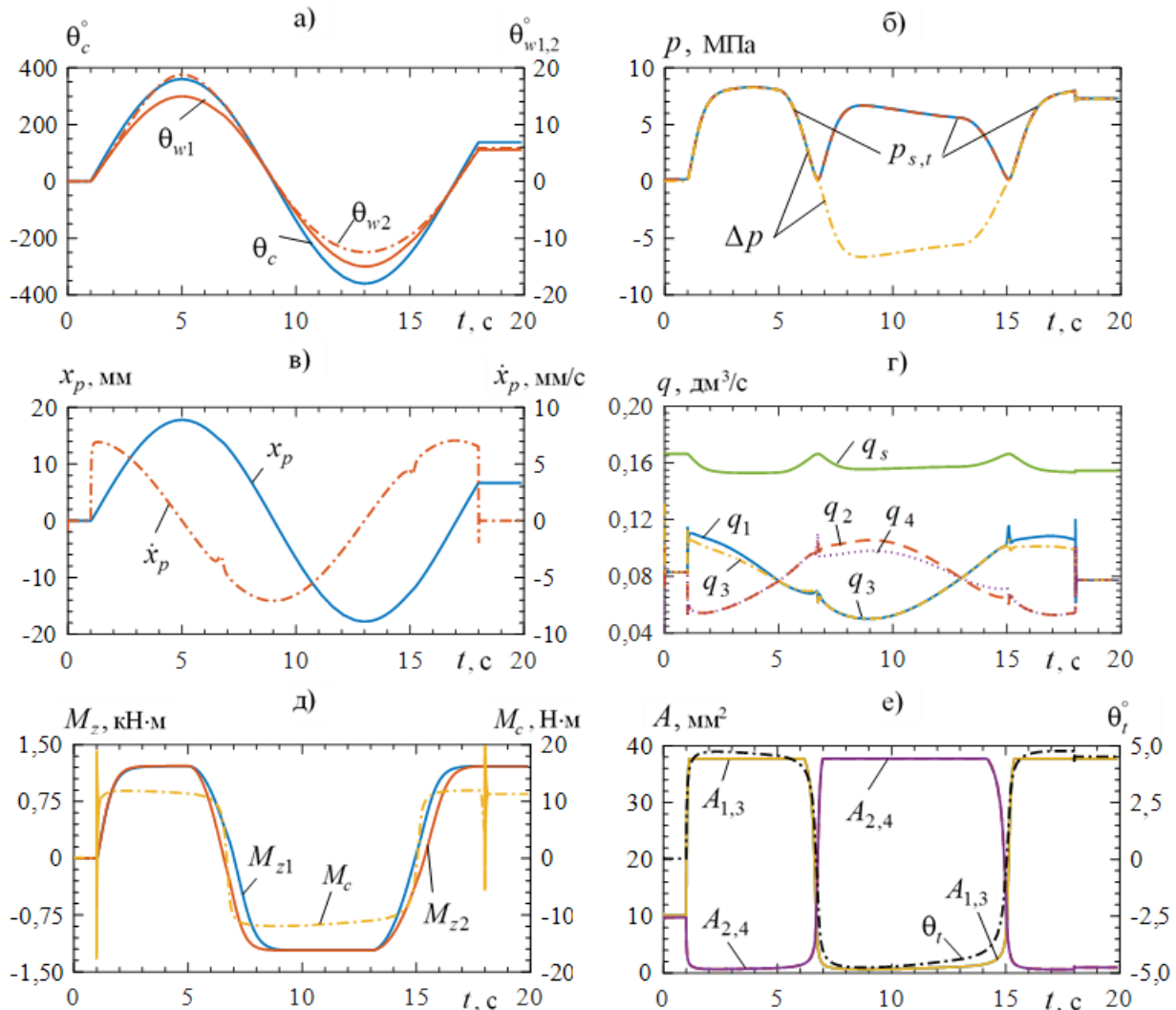


Рис. 6. Графики изменения фазовых переменных модели во времени: а) – углы поворота рулевого колеса и управляемых колес; б) – давления в гидросистеме; в) – перемещение и скорость поршня гидроцилиндра; г) – расходы жидкости в напорной гидролинии и регулируемых дросселях распределителя; д) – моменты сопротивления повороту управляемых колес и крутящий момент на рулевом колесе; е) – угол закручивания торсионного вала и площади проходных сечений регулируемых дросселей распределителя

Когда рулевое колесо возвращается в нейтральное положение (интервал времени $5 < t \leq 9$ с) угол закручивания торсиона θ_t постепенно уменьшается вплоть до нуля, и начиная с момента времени $t = 6,71$ с, он закручивается в противоположную сторону. Со сменой знака деформации торсиона поршневая полость гидроцилиндра подключается к напорной магистрали, а штоковая – к сливной, и поршень в момент времени $t = 9$ с возвращается в положение, соответствующее нейтральному положению управляемых колес.

В течение интервала времени $9 < t \leq 17$ с рулевое колесо поворачивается влево на 360° и затем возвращается в нейтральное положение. В этом случае графики изменения фазовых переменных модели аналогичны тем, что наблюдаются при повороте рулевого колеса вправо. Единственное отличие заключается в том, что при повороте влево максимальный уровень давления насоса ниже по сравнению с поворотом вправо из-за более высокого уровня передаточного отношения рулевой трапеции.

В момент остановки рулевого колеса ($t = 18$ с) торсионный вал находится в закрученном состоянии, а гидроцилиндр продолжает поворачивать управляемые колеса. Этот поворот колес передается через поперечную тягу, вал сошки и шарико-винтовую передачу на гильзу распределителя, которая поворачивается в сторону нейтрального положения относительно золотника. Это видно по уменьшению угла закручивания торсиона с $\theta_i = 4,761^\circ$ до $\theta_i = 4,519^\circ$ на рис. 6, е. Уменьшение угла закручивания торсиона продолжается до тех пор пока в рабочих полостях гидроцилиндра не установится разность давлений, достаточная для уравнивания момента сопротивления повороту колес. В этот момент управляемые колеса останавливаются. Это демонстрирует кинематическое следящее действие гидроусилителя, позволяющее поворачивать управляемые колеса на требуемый угол и удерживать их в нужном положении.

4. Заключение

Разработана математическая модель, описывающая процессы, происходящие в винтосечном рулевом механизме, гидроусилителе интегрального типа, насосе, напорном трубопроводе, роторном распределителе, рулевом приводе и шинах при выполнении парковочных манёвров грузового автомобиля. В моде-

ли учтены упругие и инерционные свойства ключевых элементов рулевой системы, а также нелинейные зависимости, связанные с изменением проходных сечений дроссельных окон распределителя, кинематикой рулевой трапеции, сопротивлением повороту колёс и работой насосной установки.

Модель предназначена для исследования влияния конструктивных параметров компонентов рулевой системы на её динамические характеристики.

Для оценки работоспособности модели проведено численное исследование работы рулевой системы при повороте управляемых колёс на неподвижном автомобиле с нагрузкой на управляемую ось 50 000 Н. В ходе расчётов рассматривался случай, когда водитель прикладывает к рулевому колесу синусоидальный управляющий сигнал с амплитудой 360° и частотой 0,25 Гц.

Результаты анализа подтвердили, что модель достоверно отражает как качественные, так и количественные характеристики работы рулевой системы.

На следующем этапе планируется проведение натуральных испытаний с последующим сравнением их результатов с данными моделирования для оценки точности модели и корректировки её параметров на основе экспериментальных данных.

Список литературы

1. Loof J., Besselink I.J.M., Nijmeijer H. In vehicle truck steering-system modeling and validation // International Symposium on Advanced Vehicle Control, 2016, Munich, Germany.
2. Li Y., Yang Y. Front wheel angle control for steering system of intelligent commercial vehicle based on model predictive control // IET Intelligent Transport Systems. 2023. DOI: 10.1049/itr2.12407
3. Sun Y., He P., Zhang Y. Modeling and Co-simulation of Hydraulic Power Steering System // Measuring Technology and Mechatronics Automation. International Conference. 2011. DOI:10.1109/ICMTMA.2011.435
4. Hamze A.J., Ali G. Modeling and per-

References

1. Loof J., Besselink I.J.M., Nijmeijer H. In vehicle truck steering-system modeling and validation. In: *International Symposium on Advanced Vehicle Control*, 2016, Munich, Germany.
2. Li Y., Yang Y. Front wheel angle control for steering system of intelligent commercial vehicle based on model predictive control. *IET Intelligent Transport Systems*, 2023. DOI: 10.1049/itr2.12407
3. Sun Y., He P., Zhang Y. Modeling and Co-simulation of Hydraulic Power Steering System. In: *Measuring Technology and Mechatronics Automation, International Conference*, 2011. DOI:10.1109/ICMTMA.2011.435
4. Hamze A.J., Ali G. Modeling and per-

formance evaluation of a heavy-duty vehicle based on the hydraulic power steering system // *Simulation: transactions of the society for modeling and simulation international*. 2019. Vol. 96. No. 8.

DOI: 10.1177/0037549719866503

5. Huang S., Cao W., Qian R., Liu Y. Front wheel angle tracking control research of intelligent heavy vehicle steering system // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. 2021.

DOI: 10.1177/0954406220965617

6. Zhou Y., Mo Y., Huang W. Modelica-based modeling and simulation of hydraulic power steering system // *Journal of Theoretical and Applied Information Technology*. 2013. Vol. 48. No. 1.

7. Watton J. *Fundamentals of Fluid Power Control*. Cambridge: Cambridge university press, 2009.

8. Akers A., Gassman M., Smith R. *Hydraulic power system analysis*. New York: Taylor & Francis Group, 2006.

9. Röst M. *Hydraulic power steering system design in road vehicles analysis: testing and enhanced functionality*. Dissertation, Linköping University, 2007.

10. Birsching J. Two Dimensional Modeling of a Rotary Power Steering Valve // *SAE Technical Paper 1999-01-0396*, 1999. DOI: 10.4271/1999-01-0396

11. Xue Y., Lewis J. Consideration of control edge geometry to power steering characteristics // *Proceedings of the 2010 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation*, Xi'an, China. DOI: 10.1109/ICMA.2010.5588374

12. Marques F., Flores P., Claro J. A survey and comparison of several friction force models for dynamic analysis of multibody mechanical systems // *Nonlinear Dynamics*. 2016. Vol. 86. No. 11. DOI: 10.1007/s11071-016-2999-3

13. Khan S., Jamal A., Ali S. Dynamic modeling and analysis of a four-bar mechanism for automobile applications // *International Conference on Electrical, Communication, and Computer Engineering*, Istanbul, Turkey, 2020.

formance evaluation of a heavy-duty vehicle based on the hydraulic power steering system. *Simulation: transactions of the society for modeling and simulation international*, 2019, Vol. 96, No. 8.

DOI: 10.1177/0037549719866503

5. Huang S., Cao W., Qian R., Liu Y. Front wheel angle tracking control research of intelligent heavy vehicle steering system. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2021.

DOI: 10.1177/0954406220965617

6. Zhou Y., Mo Y., Huang W. Modelica-based modeling and simulation of hydraulic power steering system. *Journal of Theoretical and Applied Information Technology*, 2013, Vol. 48, No. 1.

7. Watton J. *Fundamentals of Fluid Power Control*. Cambridge, Cambridge university press, 2009.

8. Akers A., Gassman M., Smith R. *Hydraulic power system analysis*. New York, Taylor & Francis Group, 2006.

9. Röst M. *Hydraulic power steering system design in road vehicles analysis: testing and enhanced functionality*. Dissertation, Linköping University, 2007.

10. Birsching J. Two Dimensional Modeling of a Rotary Power Steering Valve. *SAE Technical Paper 1999-01-0396*, 1999. DOI: 10.4271/1999-01-0396

11. Xue Y., Lewis J. Consideration of control edge geometry to power steering characteristics. In: *Proceedings of the 2010 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation*, Xi'an, China. DOI: 10.1109/ICMA.2010.5588374

12. Marques F., Flores P., Claro J. A survey and comparison of several friction force models for dynamic analysis of multibody mechanical systems. *Nonlinear Dynamics*, 2016, Vol. 86, No. 11. DOI: 10.1007/s11071-016-2999-3

13. Khan S., Jamal A., Ali S. Dynamic modeling and analysis of a four-bar mechanism for automobile applications. In: *International Conference on Electrical, Communication, and Computer Engineering*, Istanbul, Turkey, 2020.

DOI: 10.1109/ICECCE49384.2020.9179221
14. Sharp R., Granger R. On car steering torques at parking speeds // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part D: Journal of Automobile Engineering. 2003. Vol. 271. No. 2.

DOI: 10.1177/095440700321700202
15. Jagt van der P. The road to virtual vehicle prototyping: new CAE-models for accelerated vehicle dynamics development. Eindhoven: Technische Universiteit, 2000.

‡ DOI: 10.1109/ICECCE49384.2020.9179221
‡ 14. Sharp R., Granger R. On car steering
‡ torques at parking speeds. *Proceedings of the*
‡ *Institution of Mechanical Engineers, Part D:*
‡ *Journal of Automobile Engineering*, 2003, Vol.
‡ 271, No. 2.

‡ DOI: 10.1177/095440700321700202
‡ 15. Jagt van der P. The road to virtual vehi-
‡ cle prototyping: new CAE-models for acceler-
‡ ated vehicle dynamics development. Eindhov-
‡ en: Technische Universiteit, 2000.
‡

УДК (УДК) 62-2:62-59:621

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ РОЛИКА ДИНАМИЧЕСКОГО ТОРМОЖЕНИЯ
ГРАВИТАЦИОННОГО СТЕЛЛАЖА ДЛЯ ПАЛЛЕТDETERMINATION OF THE PARAMETERS OF THE DYNAMIC BRAKING ROLLER
OF THE GRAVITY PALLET RACKГуськова А.С., Сафронов Е.В., Носко А.Л., Соловьев В.А.
Guskova A.S., Safronov E.V., Nosko A.L., Solovyov V.A.Московский государственный технический университет им. Н.Э.Баумана (Москва, Россия)
Bauman Moscow State Technical University (Moscow, Russian Federation)

Аннотация. Использование блочной системы хранения и оптимизации маршрутов комплектации на складах сокращает издержки на основные логистические операции. Оснащение складов стеллажами с гравитационным роликовым конвейером обеспечивает более компактное расположение продукции в сравнении с другими типами стеллажей, сокращает маршруты комплектовщиков и автоматизированной грузоподъемной техники. Для безопасной работы гравитационного роликового стеллажа необходимо использовать тормозные ролики, которые ограничивают скорость паллеты в допустимых пределах и предотвращают повреждение стеллажа или груза от излишних динамических нагрузок. В работе рассмотрена разработанная конструкция ролика динамического торможения, в обечайке которого через мультипликатор двигатель воспринимает движущий момент, приведенный от массы паллеты, и вырабатывает уравновешивающий электромагнитный тормозной момент. Разработана методика и получено выражение для подбора двигателя по его механическим характеристикам, удовлетворяющая условия безопасной работы стеллажа и учитывающая конструктивные ограничения гравитационного конвейера. Проведены экспериментальные исследования по определению электротехнических параметров двигателя необходимых для анализа математической модели движения паллеты по гравитационному стеллажу. Проведено сравнение расчетной и экспериментально полученной зависимостей скорости паллеты от ее массы. Предложены диапазоны передаточных отношений мультипликатора, добавочных сопротивлений и уклона полотна гравитационного роликового конвейера для наиболее эффективной работы стеллажа с паллетами массой от 250 до 1500 кг.

Ключевые слова: гравитационный роликовый конвейер, стеллаж, паллета, тормозной ролик, динамическое торможение.

Дата получения статьи: 23.01.2025
Дата принятия к публикации: 03.03.2025
Дата публикации: 25.03.2025

Abstract. The use of a block storage system and optimization of picking routes in warehouses reduces the costs of basic logistics operations. Equipping warehouses with racks with a gravity roller conveyor ensures a more compact arrangement of products in comparison with other types of racks, reduces the routes of pickers and automated lifting equipment. For the safe operation of the gravity roller rack, it is necessary to use brake rollers that limit the speed of the pallet within acceptable limits and prevent damage to the rack or cargo from excessive dynamic loads. The paper considers the developed design of a dynamic braking roller, in the shell of which, through a multiplier, the engine perceives the driving torque driven by the weight of the pallet and generates a balancing electromagnetic braking torque. A technique has been developed and an expression has been obtained for selecting an engine based on its mechanical characteristics, satisfying the conditions of safe operation of the rack and taking into account the design limitations of the gravity conveyor. Experimental studies have been carried out to determine the electrical parameters of the engine necessary for the analysis of the mathematical model of the movement of the pallet on the gravity rack. The calculated and experimentally obtained dependences of pallet velocity on its mass are compared. Ranges of multiplier gear ratios, additional resistances, and slope of the web of a gravity roller conveyor are proposed for the most efficient operation of a rack with pallets weighing from 250 to 1,500 kg.

Keywords: gravity roller conveyor, rack, pallet, brake roller, dynamic braking.

Date of manuscript reception: 23.01.2025
Date of acceptance for publication: 03.03.2025
Date of publication: 25.03.2025

Сведения об авторах:

Гуськова Анна Сергеевна – ассистент кафедры «Подъемно-транспортные системы», ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)»,
 e-mail: gusanser@bmstu.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0009-0001-4019-9216>

Сафронов Евгений Викторович – кандидат технических наук, доцент кафедры «Подъемно-транспортные системы», ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)», e-mail: safronov@bmstu.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4250-7147>

Носко Андрей Леонидович – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Подъемно-транспортные системы», ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)», e-mail: nosko@bmstu.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1382-4095>

Соловьев Владимир Алексеевич – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Электротехника и промышленная электроника», ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)»,
 e-mail: solovjevva@bmstu.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0009-0002-9854-6898>

Authors' information:

Anna S Guskova – Assistant of the Department “Lifting and Transport Systems”, Bauman Moscow State Technical University, e-mail: gusanser@bmstu.ru.
 ORCID: <https://orcid.org/0009-0001-4019-9216>

Evgeniy V. Safronov – Candidate Technical Sciences, Associate Professor of the Department “Lifting and Transport Systems”, Bauman Moscow State Technical University, e-mail: safronov@bmstu.ru.
 ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4250-7147>

Andrey L. Nosko – Doctor Technical Sciences, Associate Professor, Professor of the Department “Lifting and Transport Systems”, Bauman Moscow State Technical University, e-mail: nosko@bmstu.ru.
 ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1382-4095>

Vladimir A. Solovyov – Doctor Technical Sciences, Associate Professor, Professor of the Department “Electrical engineering and industrial electronics”, Bauman Moscow State Technical University, e-mail: solovjevva@bmstu.ru.
 ORCID: <https://orcid.org/0009-0002-9854-6898>

1. Введение

Одним из решений, позволяющим оптимизировать складские площади [1] и сократить маршруты погрузочно-разгрузочного оборудования [2, 3] является использование блочных систем хранения [4]. К таким системам относятся гравитационные стеллажи для паллет (рис. 1), которые обеспечивают наиболее эффективную комплектацию товаров на складе и наиболее компактное блочное хранение за счет наличия гравитационного роликового конвейера, установленного на стеллажную металлоконструкцию из стоек, раскосов и балок [5]. Для обеспечения безопасной работы гравитационного роликового конвейера используют устройства безопасности, наиболее распространенными из которых являются тормозные ролики фрикционного и магнитного принципа торможения [6, 7]. Однако тормозные ролики магнитного типа не имеют возможности работать на всем диапазоне используемых масс

паллет (250...1500 кг), а фрикционного типа уменьшают производительность стеллажа при работе с паллетами малой массы.

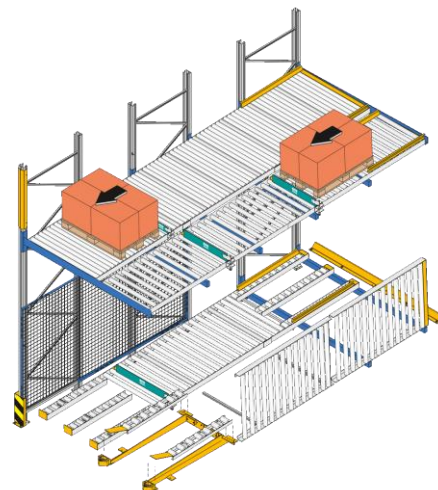


Рис. 1. Гравитационный стеллаж для паллет

На кафедре «Подъемно-транспортные системы» МГТУ им. Н.Э. Баумана разработана конструкция ролика динамического тормо-

жения и изготовлен опытный отечественный образец [8 - 10], состоящий из обечайки, в которую устанавливается тормозная вставка, состоящая из мультипликатора, предназначенного для преобразования частоты вращения обечайки и приложенного к ней момента. Оси ролика динамического торможения жестко закрепляется относительно направляющих балок гравитационного роликового конвейера (рис. 2, а). При движении паллеты

со скоростью V по ролику динамического торможения обечайка 1 передает вращение и момент через выходную шестерню мультипликатора 3 шестерне 4 на валу двигателя 2 (рис. 2, б). При вращении якоря двигателя на его обмотки начинает действовать электромагнитный тормозной момент $M_{ЭМ}$, определяемый по естественным и искусственным механическим характеристикам двигателя.

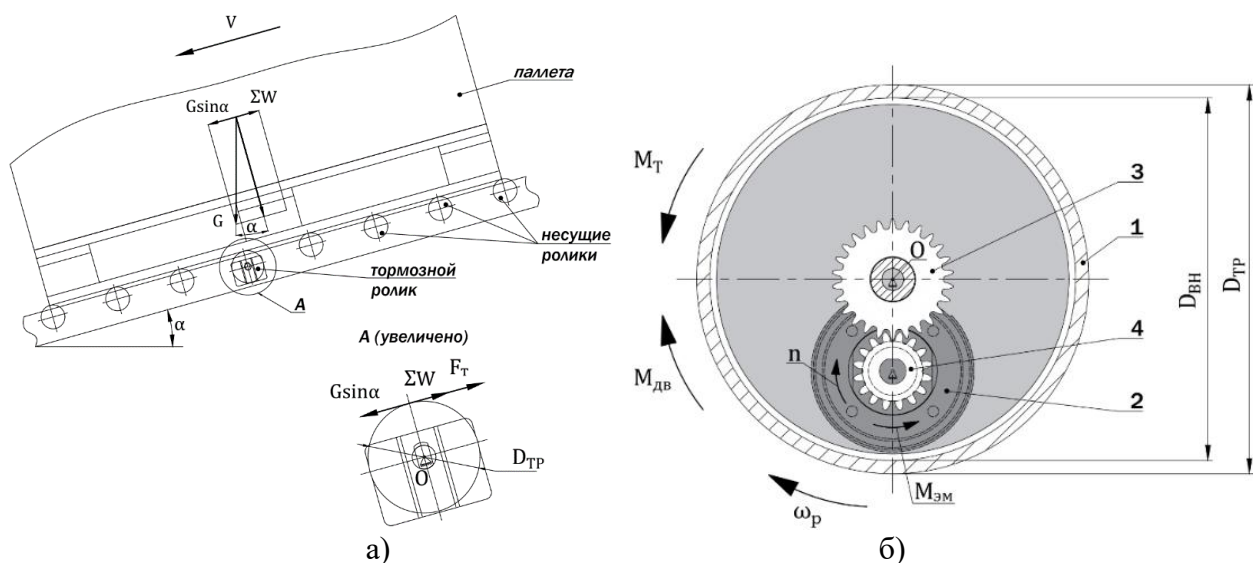


Рис. 2. Расчетные схемы: а – гравитационного роликового конвейера; б – ролика динамического торможения

Подбор двигателя осуществляется исходя из геометрических ограничений, связанных с установкой двигателя внутрь обечайки ролика с внешним диаметром $D_{ТП} = 89$ мм и внутренним диаметром $D_{ВН} = 83$ мм. Также необходимо обеспечить условия собираемости мультипликатора и учесть наличие конструктивных отверстий в оси ролика для вывода кабелей. Таким образом, габариты двигателя ограничены в диаметре $D_{ВН} / 2 = 41,5$ мм (рис. 2, б).

Для разработанной конструкции ролика динамического торможения был выбран двигатель малой мощности постоянного тока с постоянными магнитами (далее двигатель), имеющий широкий диапазон регулирования частоты вращения, небольшие габариты на единицу полезной мощности и высокий КПД по сравнению с двигателями переменного тока той же мощности [11].

2. Метод выбора двигателя по его характеристикам

Для двигателя постоянного тока с постоянными магнитами малой мощности поперечная реакция якоря на магнитный поток постоянных магнитов, при токах близких к току короткого замыкания, может оказаться существенной и повлечь за собой размагничивающее действие. Поэтому для обеспечения устойчивой работы двигателя в режиме динамического торможения следует ограничивать токи обмоток в рамках значения тока короткого замыкания [12].

Ток якоря двигателя в режиме генератора, частным случаем которого является режим динамического торможения, выражается как:

$$I_a = \frac{\pi}{30} \cdot \frac{1}{C_e \Phi} \cdot M_{ЭМ} \cdot \eta_{ДВ}, \quad (1)$$

где $M_{ЭМ}$, [Н·м] – электромагнитный момент двигателя; C_e – конструктивная постоянная двигателя; Φ , [Вб] – магнитный поток возбуждения постоянных магнитов; $\eta_{ДВ}$ – КПД двигателя.

Выражение (1) показывает, что ток короткого замыкания для двигателя, работающего в режиме генератора, определяется моментом короткого замыкания. Таким образом нагрузка, приходящаяся на вал двигателя ролика динамического торможения, от максимальной массы паллеты не должна превышать значения момента короткого замыкания.

Подбирать двигатель следует по его естественной механической характеристике. Для подбора двигателя понадобятся параметры частоты вращения холостого хода, и номинального режима. Приблизительно в общем виде естественную характеристику двигателя можно выразить следующим образом:

$$n(M_{ЭМ}) = n_{x.x.} - k_{ДВ} M_{ЭМ}, \quad (2)$$

где $k_{ДВ}$ – коэффициент, определяющий наклон естественной характеристики режима двигателя, $n_{x.x.}$, об/мин – частота вращения холостого хода вала двигателя.

Определить коэффициент $k_{ДВ}$ можно подставив в выражение (2) значения частоты вращения n_n и момента M_n номинального режима:

$$n(M_{ЭМ}) = n_{x.x.} - \frac{n_{x.x.} - n_n}{n_n} M_{ЭМ},$$

$$\text{где } k_{ДВ} = \frac{n_{x.x.} - n_n}{n_n}.$$

Момент короткого замыкания $M_{КЗ}^{ДВ}$ в режиме двигателя возникает при частоте вращения вала $n(M_{КЗ}^{ДВ}) = 0$, откуда:

$$M_{КЗ}^{ДВ} = \frac{n_{x.x.} M_n}{n_{x.x.} - n_n}. \quad (3)$$

В режиме двигателя ток якоря можно выразить следующим образом:

$$I_{я} = \frac{\pi}{30} \cdot \frac{1}{C_e \Phi} \cdot \frac{M_{ЭМ}}{\eta_{ДВ}}. \quad (4)$$

Из выражений (1) и (4) получим отношение моментов короткого замыкания для режимов двигателя и генератора двигателя постоянного тока:

$$M_{КЗ}^Г = M_{КЗ}^{ДВ} \cdot \frac{1}{\eta_{ДВ}^2}, \quad (5)$$

где $M_{КЗ}^Г$, [Н·м] – тормозной момент короткого замыкания двигателя постоянного тока в режиме генератора.

Условие, при котором движущий момент от максимальной массы паллеты приведенный к валу двигателя не превышает момент короткого замыкания двигателя постоянного тока в режиме генератора (рис. 2, б):

$$\frac{M_{ДВ}}{u_m \cdot u_{m-p} \cdot \eta_m \cdot \eta_{m-p}} \leq M_{КЗ}^Г \quad (6)$$

$$\text{где } M_{ДВ} = \frac{D_{ТР} \cdot g \cdot (\tan \alpha - w)}{2} \cdot M, [\text{Н} \cdot \text{м}]$$

– движущий момент, действующий на обечайку ролика динамического торможения (рис. 2, а); u_m – передаточное отношение мультипликатора ролика динамического торможения; u_{m-p} – передаточное отношение мотор-редуктора ролика динамического торможения; η_m – КПД мультипликатора; η_{m-p} – КПД редуктора, встроенного в мотор-редуктор; $g = 9,81$, [м/с²] – ускорение свободного падения; $\alpha = 1,7...2,8^\circ$ – угол наклона гравитационного роликового конвейера; $w = 0,02$ – приведенный коэффициент сопротивления передвижению паллеты по роликовому полотну [13].

Подставляя в (6) выражения (3) и (5) получим:

$$\frac{D_{ТР} \cdot g \cdot (\tan \alpha - w)}{2 u_m \cdot u_{m-p} \cdot \eta_m \cdot \eta_{m-p}} \cdot M \leq \frac{n_{x.x.} M_n}{n_{x.x.} - n_n} \cdot \frac{1}{\eta_{ДВ}^2}. \quad (7)$$

Опытный отечественный образец ролика динамического торможения имеет передаточное отношение мультипликатора с двумя ступенями (ступень мультипликатора и зацепление выходной шестерни мультипликатора с шестерней на валу двигателя) $u_m = \frac{16}{3}$, КПД которого $\eta_m = 0,9$, для которого был подобран мотор-редуктор IG32PGM

(Китай) [14] со следующими техническими характеристиками:

- частота вращения холостого хода $n_{x.x.} = 6000, [\text{об/мин}]$;
- номинальная частота вращения $n_n = 5090, [\text{об/мин}]$;
- номинальный крутящий момент $M_n = 248, [\text{гс} \cdot \text{см}] = 24,33 \cdot 10^{-3}, [H \cdot \text{м}]$.
- передаточное отношение мотор-редуктора $u_{m-p} = 14$;
- КПД редуктора, встроенного в мотор-редуктор $\eta_{m-p} = 0,7$.

КПД двигателя – величина, зависящая от многих факторов, которая на практике выбирается из экспериментально полученных данных. В работе предлагается на этапе подбора двигателя за значение его КПД принимать значение номинального КПД, которое для выбранного двигателя составляет $\eta_{дв} = 0,7$.

Основываясь на теории электрических машин малой мощности постоянного тока [12], потери в меди обмоток и контактах щеток в маломощных генераторах составляют в среднем половину общих потерь. В этом случае для режима генератора его КПД составит $\eta_{теор}^Г = 0,5$, что хорошо согласуется с предположением, что для выбранного двигателя, его потери в режиме генератора относительно режима двигателя составляют $\eta_{дв}^2 = 0,49$.

Из выражений (3) и (5) момент короткого замыкания для этого двигателя в режиме генератора составляет:

$$V = \frac{\pi^2 D_{TP} f_n}{1800 \cdot u_m \cdot u_{m-p}} \cdot \frac{(R_y + R_d)}{(C_e \Phi)^2} \cdot \left(\frac{D_{TP} g (\tan \alpha - w)}{2 \cdot u_m \cdot u_{m-p} \cdot \eta_m \cdot \eta_{m-p}} m - M_c \right), \quad (8)$$

где $V, [\text{м/с}]$ – скорость паллеты по ролику динамического торможения; $m, [\text{кг}]$ – масса паллеты; $M_c, [H \cdot \text{м}]$ – статический механический момент сопротивления двигателя; $R_y, [\text{Ом}]$ – сопротивление обмотки двигателя; $R_d, [\text{Ом}]$ – добавочное сопротивление; f_n – коэффициент потерь в двигателе.

$$M_{кз}^Г = 3337,07, [\text{гс} \cdot \text{см}] = 0,33, [H \cdot \text{м}].$$

При условии, что ролик динамического торможения установлен на гравитационный роликовый конвейер с уклоном $\tan \alpha = 0,04$, для указанных выше параметров выражение (7) примет вид: $0,28 \leq 0,33, [H \cdot \text{м}]$.

Таким образом, подтверждается возможность выбранного двигателя работать на всем диапазоне используемых масс паллет в режиме генератора.

3. Анализ полученных результатов

Регулировка частоты вращения вала двигателя может осуществляться подключением добавочного (тормозного) сопротивления в цепь якоря (рис. 3). В этом случае двигатель будет работать в режиме динамического торможения.

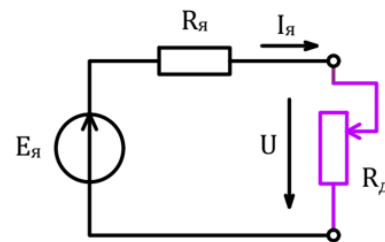


Рис. 3. Схема подключения двигателя с добавочным сопротивлением

При работе двигателя в режиме динамического торможения математическая модель движения паллеты по ролику динамического торможения выражается как:

Коэффициент потерь f_n учитывает электрические потери (в обмотках, в контактах щеток и коллектора), магнитные потери (на гистерезис и вихревые токи в стали якоря) и механические потери на трение (в подшипниках, якоря о воздух, щеток о коллектор) в двигателе.

На кафедре «Электротехника и промышленная электроника» МГТУ им. Н.Э. Баумана были проведены экспериментальные ис-

следования по определению сопротивления якоря $R_{я}$ и постоянной скорости $C_e\Phi$ подобранного двигателя [14].

Для определения значения сопротивления якоря $R_{я}$ использовалась электросхема, представленная на рис. 4. Измеряя напряжение на контактах двигателя и ток в цепи при разных положениях щеток относительно коллекторного узла, по закону Ома получим среднее значение сопротивления якоря

$$R_{я} = \frac{U}{I} = 3, [\text{Ом}].$$

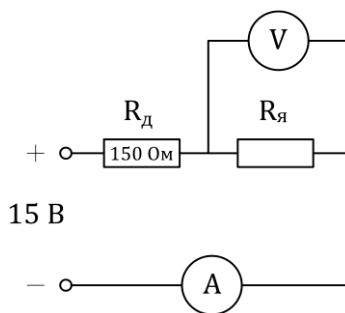


Рис. 4. Электрическая схема определения сопротивления якоря $R_{я}$

Для определения постоянной скорости $C_e\Phi$ использовался стенд (рис. 5), в котором двигатель постоянного тока 1, через муфту 2 передает вращение исследуемому двигателю 3, к обмоткам которого подключался вольтметр. Двигатель 3 в данном случае работает в режиме холостого хода и постоянная скорости для него выражается как

$$C_e\Phi = \frac{E}{n},$$

где $E, [\text{В}]$ – ЭДС двигателя; $n, [\text{об/мин}]$ – частота вращения вала двигателя.

Исходя из значений ЭДС полученных на разных частотах вращения двигателя было получено среднее значение постоянной скорости $C_e\Phi = 1,9 \cdot 10^{-3}, [\text{В} \cdot \text{мин}]$.

Статический механический момент сопротивления M_c (момент трения покоя) двигателя определялся экспериментальным путем, по результатам которого $M_c = 5 \cdot 10^{-4}, [\text{Н} \cdot \text{м}]$.

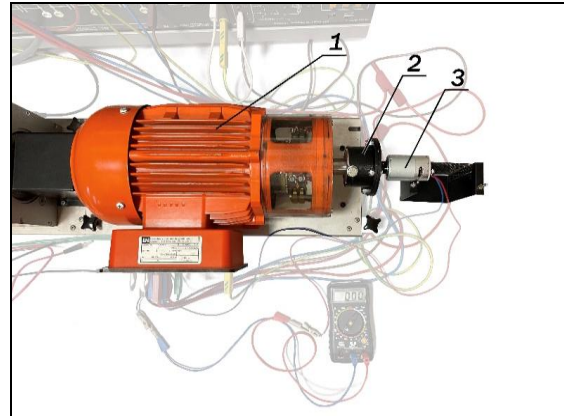


Рис. 5. Общий вид стенда для определения постоянной скорости $C_e\Phi$

В работе [9] представлены результаты проведенных испытаний опытных образцов ролика динамического торможения [10], в которых были экспериментально определены наклоны механических характеристик подобранного двигателя постоянного тока с постоянными магнитами малой мощности [14].

Коэффициент потерь f_n определим, подставив экспериментально полученные параметры сопротивления якоря $R_{я}$, постоянной скорости $C_e\Phi$ и статического механического момента сопротивления M_c двигателя в выражение (8), и сравнив полученную расчетным путем зависимость скорости V движения паллеты по гравитационному роликовому конвейеру от ее массы m с экспериментально полученной зависимостью в работе [9].

На рис. 5 представлены экспериментально полученная зависимость скорости движения паллеты от ее массы $V_{\text{эсп.}}$ [9] при $R_0 = 0$, расчетные зависимости $V_{\text{расч.}}$, полученные по формуле (8), при $f_n = 0,15; 0,2$ и $0,3$ и $R_0 = 0$ и зависимость допустимой скорости

$$[V] = \sqrt{\frac{4,58}{m}} \quad [15],$$

значения которой не должны превышать паллета при движении по гравитационному роликовому конвейеру.

Как видно из графика (рис. 6) наиболее приближенная расчетная зависимость $V_{\text{расч.}}$ к экспериментальной зависимости $V_{\text{эсп.}}$ при работе двигателя на естественной характеристике ($R_0 = 0$) является $V_{\text{расч.}}$ при $f_n = 0,15$.

При аналогичном сравнении экспериментальных зависимостей $V_{\text{эсп.}}$ при работе двигателя на искусственных характеристиках (при $R_0 = 1 \text{ Ом}; 3,3 \text{ Ом}; 5,6 \text{ Ом}; 8,2 \text{ Ом}; 10 \text{ Ом}$) с расчетной зависимостью $V_{\text{расч.}}$ коэффициент потерь двигателя будет находиться в промежутке $f_n = 0,15 \dots 0,23$.

За счет реакции якоря и падения напряжения в сопротивлении якоря и щеточном кон-

такте при больших токах, а, следовательно, при больших моментах [12], экспериментальная зависимость отклоняется от прямолинейной зависимости на 7-20%. Учитывая размагничивающее действие якоря двигателя, работающего на естественной характеристике с большими массами паллет, подберем диапазон передаточных отношений мультипликатора ролика динамического торможения.

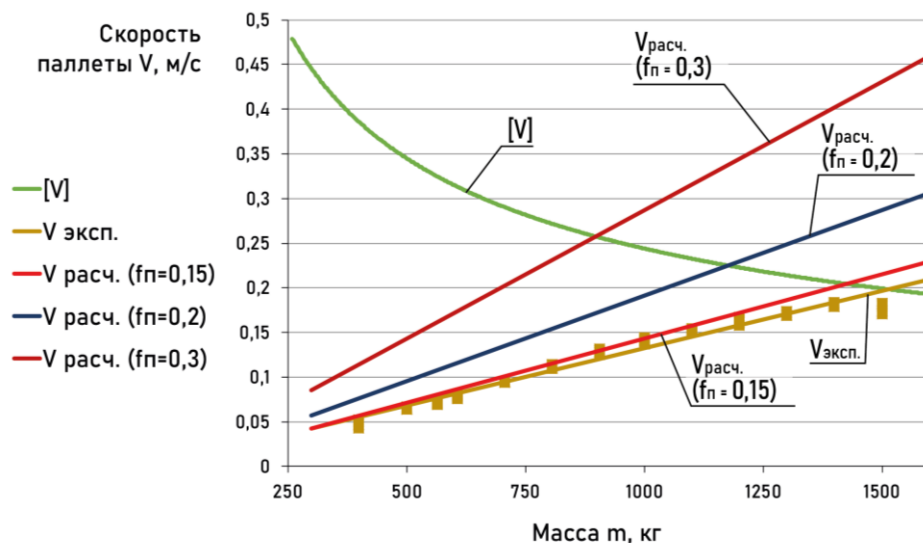


Рис. 6. Результаты расчетных и экспериментальных исследований скорости V движения паллеты по ролику динамического торможения

Для паллет максимальной массы $m = 1500, [\text{кг}]$ допустимая скорость движения паллеты по гравитационному роликовому конвейеру составляет $[V] = 0,2, [\text{м/с}]$ [15]. Максимальное значение передаточного отношения мультипликатора в этом случае определяется как:

$$u_m^{\text{max}} = \frac{[V_g]}{[V]} \cdot \frac{D_{TP}}{d_{\text{подш.}}},$$

где $d_{\text{подш.}}, [\text{м}]$ – посадочный диаметр подшипника; $[V_g], [\text{м/с}]$ – допустимая скорость выходной шестерни мультипликатора. Так как выходная шестерня мультипликатора изготовлена из полиамидного материала и установлена с возможностью вращения на стальной оси, принимаем $[V_g] = 3 \dots 4, [\text{м/с}]$. Значение $d_{\text{подш.}}$ рекомендуется выбирать не менее 10 мм из-за конструктивных особен-

ностей ролика динамического торможения, предполагающих наличие технологических отверстий в оси ролика. Для $d_{\text{подш.}} = 10, [\text{мм}]$, $u_m^{\text{max}} = 133 \dots 178$.

Максимальное значение передаточного отношения u_m^{max} мультипликатора ролика динамического торможения определяется условиями работы его быстроходной ступени. Выходную шестерню мультипликатора, изготовленную из полиамидных материалов, с учетом конструктивных ограничений ролика динамического торможения можно установить только на подшипнике скольжения.

Минимальное общее передаточное отношение $u_m^{\text{min}} = u_{\text{общ}}^{\text{min}} = u_m \cdot u_{m-p}$ мультипликаторов определяется из условия не превышения расчетной скорости $V_{\text{расч.}}$ при $f_n = 0,15$ до-

пустимой скорости $[V] = \sqrt{\frac{4,58}{m}}$ [15] (таблица 1). В табл. 1 жирным выделены значения

скоростей удовлетворяющих условию не превышения допустимой скорости $[V]$.

Таблица 1.

Скорость V передвижения паллеты по ролику динамического торможения при работе двигателя на естественной механической характеристике на гравитационном роликовом конвейере с $\alpha = 2,3^\circ$

Передачное отношение об- щце $u_{общ}$	Скорость V , м/с										
	Масса паллеты m , кг										
	250	375	500	625	750	875	1000	1125	1250	1375	1500
10	2,00	3,00	4,00	5,01	6,01	7,01	8,01	9,01	9,31	9,91	9,61
20	0,50	0,75	1,00	1,25	1,50	1,75	2,00	2,25	2,33	2,48	2,40
30	0,22	0,33	0,44	0,56	0,67	0,78	0,89	1,00	1,03	1,10	1,07
45	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40	0,44	0,46	0,49	0,47
55	0,07	0,10	0,13	0,17	0,20	0,23	0,26	0,30	0,31	0,33	0,32
60	0,06	0,08	0,11	0,14	0,17	0,19	0,22	0,25	0,26	0,28	0,27
70	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,19	0,20	0,20
80	0,03	0,05	0,06	0,08	0,09	0,11	0,12	0,14	0,15	0,15	0,15
90	0,02	0,04	0,05	0,06	0,07	0,09	0,10	0,11	0,11	0,12	0,12
100	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	0,09	0,10	0,10
110	0,02	0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,07	0,08	0,08	0,08

Более эффективная работа ролика динамического торможения с углом наклона гравитационного роликового конвейера $\alpha = 2,3^\circ$ с массами паллеты $m = 1000...1500, [кг]$ будет обеспечиваться при $u_{общ}^{\alpha=2,3} = 70...90$, что показано в табл. 1. В случае работы гравитационного роликового конвейера с паллетами массой менее 1000 кг в цепь якоря двигателя следует включать добавочные сопротивления.

Добавочные сопротивления должны подбираться из условия обеспечения безопасности работы гравитационного роликового конвейера и ограничивать скорость движения паллеты по ролику динамического торможения в рамках допустимых пределов.

Из выражения (8) максимальное добавочное сопротивление, которое необходимо использовать с массой m должно удовлетворять условию:

$$R_o^{max} \leq \frac{1800 \cdot u_m \cdot u_{m-p}}{\pi^2 D_{TP} f_n} \cdot \frac{[V] \cdot (C_e \Phi)^2}{\left(\frac{D_{TP} g (\tan \alpha - w)}{2u_m \cdot u_{m-p} \cdot \eta_m \cdot \eta_{m-p}} \cdot m - M_c \right)} - R_{я} \quad (9)$$

Угол наклона гравитационного роликового конвейера на практике варьируется в диапазоне $\alpha = 1,7...2,8^\circ$.

ются исходя из полученных зависимостей для $\alpha = 2,3^\circ$.

Общее передаточное отношение мультипликатора ролика динамического торможения и добавочные сопротивления подбира-

ются исходя из полученных зависимостей для $\alpha = 2,3^\circ$. Так как при любом угле наклона гравитационного роликового конвейера скорость передвижения паллеты по гравитационному роликовому конвейеру ограничивается зави-

симостью допустимой скоростью $[V]$, из выражения (8) с учетом $u_{\text{общ}} = u_m \cdot u_{m-p}$ можно получить зависимость:

$$u_{\text{общ}} = u_{\text{общ}}^{\alpha=2,3} \sqrt{\frac{\tan \alpha - 0,02}{\tan 2,3 - 0,02}}$$

Таким образом, добавочное сопротивление R_o для выбранного угла наклона гравитационного роликового конвейера α будет определяться из выражения (9).

4. Заключение

1. Для подбора двигателя ролика динамического торможения необходимо проведение экспериментальных исследований по определению значений его сопротивления якоря R_y , постоянной скорости $C_e \Phi$ и статического механического момента сопротивления M_c .

2. Разработана методика и получено выражение (9) для подбора добавочных сопротивлений и общего передаточного отношения мультипликатора в зависимости от массы паллеты и угла наклона гравитационного роликового конвейера.

3. Расчетным путем установлено, что работа ролика динамического торможения наиболее эффективна:

- для уклона гравитационного роликового конвейера 3% при общем передаточном отношении $u_{\text{общ}} = 50...63$, для уклона гравитационного роликового конвейера 4% – $u_{\text{общ}} = 70...90$, для уклона гравитационного роликового конвейера 5% – $u_{\text{общ}} = 85...100$;

- с массами паллет более 1000...1500 кг при подключении малых добавочных сопротивлений в цепь якоря, для уклона гравитационного роликового конвейера 3% – $R_o = 0...2, [\text{Ом}]$, для уклона гравитационного роликового конвейера 4-5% – $R_o = 0...1, [\text{Ом}]$;

- с массами паллет менее 1000 кг при подключении больших добавочных сопротивлений в цепь якоря, для уклона гравитационного роликового конвейера 3% – $R_o = 2...20, [\text{Ом}]$, для уклона гравитационного роликового конвейера 4-5% – $R_o = 1...10, [\text{Ом}]$.

Список литературы

1. Derhami S., Smith J.S., Gue K.R. Optimising space utilisation in block stacking warehouses // *International Journal of Production Researchs*. 2017. Vol.55. No.21, pp. 6436-6452. DOI: 10.1080/00207543.2016.1154216

2. Ghalekhondabi I., Masel D.T. Storage allocation in a warehouse based on the forklifts fleet availability // *Journal of Algorithms & Computational Technology*. 2018. Vol.12. No. 2, pp. 127-135. DOI: 10.1177/1748301818761130

3. Lerher T., Borovinsek M., Ficko M., Palcic I. Parametric study of throughput performance in SBs/Rs based on simulation // *International Journal of Simulation Modelling*. 2017. Vol.16. No. 1, pp. 96-107. DOI: 10.2507/IJSIMM16(1)8.372

4. Sulirova I., Zavodska L., Rakyta M., Pelantova V. State-of-the-art approaches to material transportation, handling and warehousing // 12th International scientific conference of young scientists on sustainable, mod-

References

1. Derhami S., Smith J.S., Gue K.R. Optimising space utilisation in block stacking warehouses. *International Journal of Production Researchs*, 2017, Vol. 55, No. 21, pp. 6436-6452.

DOI: 10.1080/00207543.2016.1154216

2. Ghalekhondabi I., Masel D.T. Storage allocation in a warehouse based on the forklifts fleet availability. *Journal of Algorithms & Computational Technology*, 2018, Vol. 12, No. 2, pp. 127-135.

DOI: 10.1177/1748301818761130

3. Lerher T., Borovinsek M., Ficko M., Palcic I. Parametric study of throughput performance in SBs/Rs based on simulation. *International Journal of Simulation Modelling*, 2017, Vol. 16, No. 1, pp. 96-107.

DOI: 10.2507/IJSIMM16(1)8.372

4. Sulirova I., Zavodska L., Rakyta M., Pelantova V. State-of-the-art approaches to material transportation, handling and ware-

ern and safe transport. *Procedia Engineering*, 2017. Vol. 192. P. 857-862.

DOI: 10.1016/j.proeng.2017.06.148

5. Accorsi R., Baruffaldi G., Manzini R. Design and manage deep lane storage system layout. An iterative decision-support model // *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2017. Vol. 92. No. 1-4, pp. 57-67. DOI: 10.1007/s00170-016-9962-9

6. Ролик тормозной реверсивный / А.Л. Носко, Е.В. Сафронов, В.А. Потапов – Патент РФ на полезную модель №212450. Заявл. 13.05.2022, № 2022112931. Оpubл. 21.07.2022. Бюл. 21.

7. Ролик тормозной магнитный для роликовых гравитационных конвейеров / А.Л. Носко, Е.В. Сафронов, В.А. Потапов, И.А. Шарифуллин – Патент РФ на полезную модель №198420. Заявл. 12.02.2020, № 2020106638. Оpubл. 06.07.2020. Бюл. 19.

8. Гуськова, А.С., Сафронов Е.В., Носко А.Л. Тормозной ролик рекуперативного торможения для паллетных гравитационных стеллажей // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии*. 2023. № 4(360). С. 25-33.

9. Гуськова, А.С., Сафронов Е.В., Носко А.Л. Экспериментальные исследования тормозного ролика динамического торможения // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии*. 2024. № 4(366). С. 20-26.

10. Ролик тормозной генерирующий вентилируемый конвейерный / А. Л. Носко, Е. В. Сафронов, А.С. Космин, А.В. Касмынин, А. С. Гуськова – Патент РФ на полезную модель №221307. Заявл. 25.07.2023, № 2023119554. Оpubл. 30.10.2023. Бюл. 31.

11. Справочник по электрическим машинам: В 2 т. Т. 2 / Под общ. ред. И.П. Копылова, Б.К. Клокова. М.: Энергоатомиздат, 1989. 688 с.

12. Ермолин Н. П. Электрические машины малой мощности. М.: Высшая школа, 1967. 503 с.

13. Ивановский К.Е., Раковщик А.Н., Цоглин А.Н. Роликовые и дисковые конвейеры и устройства. М.: Машиностроение, 1973. 216 с.

14. Электропривод. Планетарный кол-

housing. *12th International scientific conference of young scientists on sustainable, modern and safe transport. Procedia Engineering*, 2017, Vol. 192, pp. 857-862.

DOI: 10.1016/j.proeng.2017.06.148

5. Accorsi R., Baruffaldi G., Manzini R. Design and manage deep lane storage system layout. An iterative decision-support model, *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2017, Vol. 92, No. 1-4, pp. 57-67. DOI: 10.1007/s00170-016-9962-9

6. Patent RU 212450. Rolik tormoznoy reversivnyy [Reversible brake roller]. Nosko A.L., Safronov E.V., Potapov V.A. Declared 21.07.2022. Published 21.07.2022. (In Russian)

7. Patent RU 198420. Rolik tormoznoy magnitnyy dlya rolikovykh gravitatsionnykh konveyerov [Magnetic Brake Roller for Gravity Roller Conveyors]. Nosko A.L., Safronov E.V., Potapov V.A., Sharifullin I.A. Declared 12.02.2020. Published 06.07.2020. (In Russian)

8. Guskova A.S., Safronov E. V., Nosko A. L. Regenerative Braking Brake Roller for Pallet Gravity Racks. *Fundamentalnye i prikladnye problemy tekhniki i tekhnologii*, 2023, No. 4, pp. 25-33. (In Russian)

9. Guskova A.S., Safronov E. V., Nosko A. L. Experimental studies of the dynamic braking brake roller. *Fundamentalnye i prikladnye problemy tekhniki i tekhnologii* 2024, No. 4, pp. 20-26. (In Russian)

10. Patent RU 221307. Brake roller generating ventilated conveyor. A. L. Nosko, E. V. Safronov, A.S. Kosmin, A.V. Kasmynin, A.S. Guskova. Declared 25.07.2023. Published 30.10.2023. (In Russian)

11. *Handbook of Electric Machines. Vol. 2.* I.P. Kopylov, B.K. Klovok (Eds.). Moscow, Energoatomizdat, 1989. 688 p. (In Russian)

12. Ermolin N. P. *Low-power electric machines.* Moscow, Vysshaya shkola, 1967. 503 p. (In Russian)

13. Ivanovskij K.E., Rakovshhik A.N., Czoglin A.N. *Roller and disc conveyors and devices* Moscow, Mashinostroenie, 1973. 216 p. (In Russian)

14. *Elektroprivod. Planetarnyy kollektor-nyy motor-reduktor IG-32PGM* [Electric drive. Planetary collector gear motor IG-32PGM]. Available at: <https://electroprivod.ru/ig-32pgm>.

латорный мотор-редуктор IG-32PGM – † htm (In Russian)
Режим доступа: <https://electroprivod.ru/ig-32pgm.htm> (дата обращения 18.09.2024). †
15. Носко А.Л., Сафронов Е.В. Методика определения максимально допустимой скорости движения поддона на гравитационном роликовом // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2017. № 8(689). С. 32-40. †
15. Nosko A.L., Safronov E.V. The method of determining the maximum allowable speed of a pallet on a gravity roller conveyor. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie*, 2017, No. 8, pp. 32-40. (In Russian) †

УДК (UDC) 629.3.015.4

КОМБИНИРОВАННЫЙ ПРОЧНОСТНОЙ АНАЛИЗ ДЕФОРМАЦИОННОЙ СПОСОБНОСТИ КУЗОВА ПРИ ФРОНТАЛЬНОМ СИЛОВОМ ВОЗДЕЙСТВИИ

COMBINED STRENGTH ANALYSIS OF DEFORMATION CAPABILITY OF A BODY UNDER FRONTAL FORCE IMPACT

ЗЫКОВ С.Н.

Zykov S.N.

Удмуртский государственный университет (Ижевск, Россия)
Udmurt State University (Izhevsk, Russian Federation)

Аннотация. Использование численного прочностного анализа на современном этапе развития компьютерной техники и прикладного программного обеспечения является обычной практикой проектной деятельности в отношении деталей и узлов транспортных средств. При комбинированном использовании натурных экспериментов и численных методов исследования приобретают актуальность вопросы согласования результатов, их качественной и количественной интерпретации. Целью представленной работы является рассмотрение и изучение частных вопросов корреляции данных, полученных при натурных испытаниях (столкновение автомобиля со сминаемым препятствием) с результатами численного прочностного эксперимента. В рамках изучения деформационного отклика конструкции на фронтальное силовое воздействие были рассмотрены результаты стендовых испытаний на соответствие правилам безопасности, которые показали недостаточную деформационную податливость кузовных элементов, что привело к значительным разрушениям салона. Полученные данные, а именно, глубина смещения переднего торца лонжерона, вошли в состав рабочих параметров при проведении последующего численного прочностного исследования. Показано, что назначение обоснованных начальных и граничных условий задачи, а также введения ряда допущений позволяет существенно ограничить размеры расчетной задачи. Виртуальная картина деформаций, в целом, оказалась визуально сходной к результатам натурных стендовых испытаний. Компьютерный анализ подробно раскрыл динамику и характер разрушений, выявил недостатки конструкции: наличие в лонжероне массивной несминаемой центральной области, передающей в салонную часть основную энергию ударного воздействия. По итогу можно резюмировать, что результаты натурных испытаний и численного эксперимента показали визуально сходную картину. При этом данные численного эксперимента являются более детальными, что дало основание для продолжения исследований модифицированных вариантов конструкции численными методами, существенно сократив количество натурных опытов.

Abstract. The use of numerical strength analysis at the current stage of development of computer technology and application software is a common practice in design activities with respect to vehicle parts and units. With the combined use of full-scale experiments and numerical research methods, the issues of results coordination, their qualitative and quantitative interpretation become relevant. The objective of the presented work is to consider and study particular issues of data correlation obtained during full-scale tests (a car collision with a crumpled obstacle) with the results of a numerical strength experiment. As part of the study of the deformation response of the structure to the frontal force impact, the results of bench tests for compliance with safety regulations were considered, which showed insufficient deformation compliance of the body elements, which led to significant damage to the passenger compartment. The obtained data, namely, the depth of displacement of the front end of the side member, were included in the working parameters during the subsequent numerical strength study. It is shown that the assignment of reasonable initial and boundary conditions of the problem, as well as the introduction of a number of assumptions, allows us to significantly limit the size of the calculation problem. The virtual picture of deformations, in general, turned out to be visually similar to the results of full-scale bench tests. Computer analysis revealed in detail the dynamics and nature of destruction, revealed design flaws: the presence of a massive, non-crushable central region in the spar, transmitting the main energy of the impact to the cabin part. As a result, it can be summarized that the results of full-scale tests and the numerical experiment showed a visually similar picture. At the same time, the data of the numerical experiment are more detailed, which provided grounds for continuing studies of modified design options using numerical methods, significantly reducing the number of full-scale experiments.

Ключевые слова: кузов автомобиля, передний лонжерон, прочностные исследования, деформационная способность.

Дата получения статьи: 01.12.2024
Дата принятия к публикации: 10.01.2025
Дата публикации: 25.03.2025

Сведения об авторах:

Зыков Сергей Николаевич – кандидат технических наук, профессор, профессор кафедры дизайна, ФГБОУ ВО «Удмуртский государственный университет», e-mail: zikov.sergei@yandex.ru.

Keywords: car body, front side member, strength studies, deformation capacity.

Date of manuscript reception: 01.12.2024
Date of acceptance for publication: 10.01.2025
Date of publication: 25.03.2025

Authors' information:

Sergei N. Zikov – Candidate of Technical Sciences, Professor, Professor at the Department of Design, Udmurt State University, e-mail: zikov.sergei@yandex.ru.

1. Введение

Использование численного прочностного анализа на современном этапе развития компьютерной техники и прикладного программного обеспечения при организации конструкторских и технологических процессов является обычной практикой проектной деятельности. Созданные в виртуальном пространстве систем автоматизированного проектирования электронные геометрические модели в настоящее время являются основой технической документации. Такую цифровую информацию в автоматическом и полуавтоматическом режиме можно также трансформировать в виртуальную структуру конечно-элементных моделей для осуществления различного вида численных инженерных исследований. Это повышает эффективность проектных работ при разработке новых инженерных решений, выявлению недостатков в уже существующих изделиях, созданию технологической оснастки, и прочих видах инженерной деятельности. Проблематике практических аспектов численного прочностного анализа конструкций транспортных средств посвящено множество научных работ. Среди них имеются работы авторских коллективов ученых, которые, в частности, посвящены анализу прочностных характеристик силового каркаса квадроцилов и унифицированной машины технологического электротранспорта [1 - 3]. В ряде работ поднимается проблематика пассивной безопасности конструкции [4, 5], а также особенностей прочностных свойств несущих конструкций [6, 7].

Численный прочностной анализ в отношении конструкции транспортного средства,

либо его отдельных элементов, широко используется в комплексе с натурными прочностными испытаниями. Это необходимо для проверки адекватности получаемых результатов.

Практика проведения исследований натуральных образцов на предмет изучения деформационного отклика конструкции на внешнее силовое воздействие является обязательной при проектировании таких транспортных средств повышенной опасности как легковые автомобили. Организация подобных экспериментов является материально затратным мероприятием, поскольку используется сложное испытательное оборудование и множество датчиков различного назначения. Кроме того, дорогостоящие объекты, участвующие в испытании (такие как специальное деформируемое препятствие, манекены, имитирующие водителя и пассажира, а также сам автомобиль) подвергаются безвозвратному разрушению.

Внедрение в испытательный процесс цифровых технологий с возможностью проведения многократных численных прочностных экспериментов над виртуальными моделями деталей и узлов автомобилей позволяет заметно сократить количество натуральных экспериментов. Однако, в контексте совместной реализации численного инженерного анализа и натуральных исследований, необходимо обратить внимание и на имеющуюся специфику получаемых расчетных данных, влияющих на согласованность с результатами натуральных испытаний. Поэтому необходимо обращать внимание на необходимость корреляции вычисляемых данных с результатами натуральных экспериментов.

Метод конечных элементов, используемый в компьютерном прочностном анализе конструкции, построен на итерационном принципе приближения к искомым значениям. Другими словами, он генерирует не точный, а приближенный результат в рамках заданной погрешности. Потому имеется проблема точности и сходимости численного решения при анализе напряженно-деформированного состояния [8].

Также одной из проблем является факт имеющейся погрешности результатов, получаемых в результате расчетных процедур, где свою роль в увеличении погрешности вносит фактор геометрического отличия исходной электронной геометрической модели и конечно-элементной модели, созданной на ее основе, где сложная математика поверхностной геометрии преобразуется в связанный, но фрагментированный полигональный набор конечных элементов.

Среди обстоятельств, влияющих на погрешность расчетных процедур, безусловно стоит отметить ряд ограничений и допущений, которые, как правило, имеют место быть при генерации расчетной цифровой модели: допущение о равномерности физических свойств материала в исследуемой области; допущение об отсутствии технологического брака в изготовлении; ограниченное исследование в конструкции только локализованных областей с установкой соответствующих ограничений и допущений расчетной модели, и др.

Необходимо также заметить, что если в отношении деталей простой формы численные прочностные исследования дают относительно невысокую погрешность результатов, то при работе со сложной пространственной геометрии кузовных деталей автомобиля, где необходимо создавать сложную по структуре и плотности конечных элементов конечно-элементную модель, погрешность может оказаться значительной.

В контексте изучения конструкции транспортного средства (легкового автомобиля) на предмет прочностного отклика на силовое деформационное воздействие и в силу вышеизложенного можно резюмировать, что при комбинированном использова-

нии натуральных экспериментов и численных методов прочностного анализа приобретают актуальность вопросы согласования результатов, их качественной и количественной интерпретации, что и является предметом данного исследования.

2. Постановка задачи

Целью представленного исследования является рассмотрение и изучение частных вопросов корреляции данных, полученных при натуральных испытаниях (столкновение автомобиля со сминаемым препятствием) с результатами численного прочностного эксперимента (в отношении передней части кузова легкового автомобиля).

Комбинированный анализ состоял из двух этапов: натуральный эксперимент и численный прочностной анализ.

В ходе подготовки к компьютерному исследованию по определению деформационного поведения конструкции под действием фронтальной сминающей нагрузки с использованием программного комплекса инженерного анализа «ANSYS/LS-DYNA» необходимо было решить следующие частные вопросы: общая постановка и конкретизация задачи, подготовка цифровых данных и расчетной модели для проведения численного эксперимента.

3. Разработанные модели и подходы

Для изучения деформационного отклика конструкции передней части кузова на фронтальное силовое воздействие был проведен комплексный инженерный анализ. Он включал в себя натуральный эксперимент и численный прочностной анализ (с последующей сравнительной интерпретацией полученных результатов).

Для дальнейшего освещения проблематики рассмотрим подробно и последовательно особенности подготовки и проведения каждого из этих исследований.

1. Натурный эксперимент.

Условия организации всего процесса натурального эксперимента регламентируются соответствующими нормативными актами рос-

сийского и международного уровня. К такому, например, относятся правила ЕЭК ООН № 94 [9], устанавливающие нормы проведения эксперимента на фронтальное столкновение транспортного средства со сминаемым препятствием, имитирующим встречное транспортное средство. На рис. 1 представлена примерная схема испытаний.

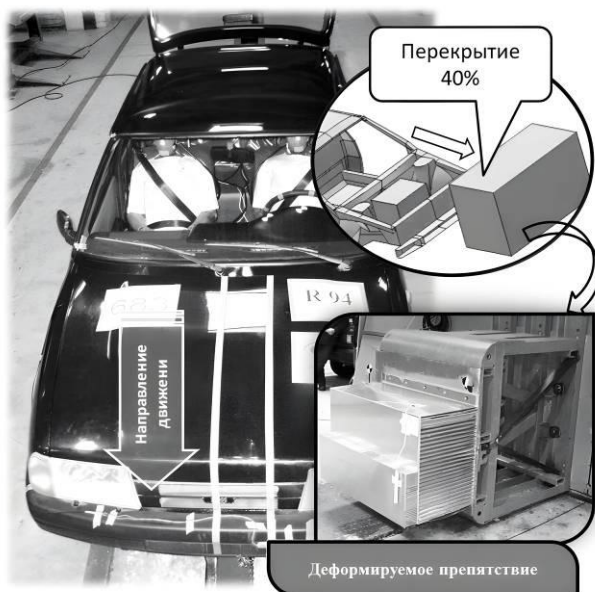


Рис. 1. Схема проведения натурных испытаний

При осуществлении эксперимента автомобиль (с помещенными внутрь манекенами «Гибрид 3», в качестве водителя и пассажира на переднем сидении) на скорости 56.6 км/ч сталкивается со специальным барьером (алюминиевое сотовое препятствие, имеющее основную и бамперную часть и имитирующее встречное транспортное средство).

По требованиям испытаний зона контакта с препятствием должна быть не полной и составлять 40% с левой стороны в проекции фронтальной плоскости столкновения. Во время проведения испытания для детализации картины происходящих процессов проводилась фиксация различных параметров при помощи специализированного стендового оборудования:

- контрольные метки и датчики, установленные на манекенах, измеряли положения точек «Н», наклона таза и др.;

- акселерометры фиксировали возникающее при столкновении ускорение замедления;

- высокоскоростная съемка фиксировала в деталях весь процесс деформации конструкции и перемещения манекенов;

- фотосъемка объектов после испытаний зарегистрировала итоговые повреждения и разрушения;

- датчики смещения произвели фиксацию абсолютных и относительных перемещения контрольных меток, расположенных на отдельных элементах конструкции кузова и манекенах.

В сумме эти параметры составили общую картину по степени деформированию кузова, а также возможных непосредственных травм и травм внутренних органов, получаемых водителем и пассажиром при ударе испытываемого автомобиля о препятствие.

2. Численный прочностной анализ.

Для реализации численных исследований в настоящее время имеется достаточное количество программных продуктов, где множество трудоемких подготовительных процедур (таких как генерация конечно-элементной модели и др.) можно провести в автоматическом и полуавтоматическом режиме. Однако качество и форма получаемых при этом результатов всецело зависит человека, от корректной постановки им расчетной задачи, задания начальных и граничных условий. Например, при непосредственном участии специалиста-расчетчика производится процедура оптимизация размеров расчетной модели. Осуществлять оптимизацию необходимо, потому что:

- вовлекать в расчеты виртуальную модель всего кузова автомобиля представляется нецелесообразным, поскольку при фронтальном столкновении значительные деформации происходят только в его передней части;

- целесообразно минимизировать общее количество конечных элементов, участвующих в решении задачи для сокращения времени расчетных процедур.

В силу этого инженерный анализ имеет смысл проводить только в отношении передней части кузова. Более того, основыва-

ясь на том, что при фронтальном столкновении (по условиям натуральных испытаний) значительно большие повреждения получает левая (по сравнению с правой) сторона конструкции, можно принять допущение о возможности включить в расчетную систему только виртуальную модель левой передней части кузова. Поэтому для целей последующего конечно-элементного прочностного анализа было произведено моделирование именно этой части кузова, которая состояла из лонжерона, брызговика и бруса левого брызговика: на рис. 2 представлена электронная сборка из обозначенных деталей.

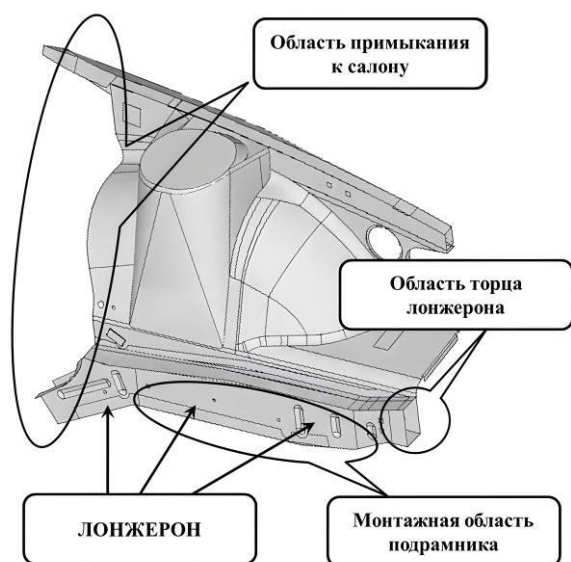


Рис. 2. ЭГМ передней боковой части кузова

Главным элементом, определяющим деформационное поведение этого комплекса, безусловно, является лонжерон – один из компонентов силовой несущей системы кузова в целом. При ударе он деформируясь должен поглощать значительное количество энергии ударного воздействия [10].

Лонжерон представляет собой сварной профилированный корб (изготовленный из штампованных деталей толщиной 1,5 мм), по нижним плоскостям усиленный дополнительными элементами и несущим подрамником (на рис. 2 выделена область расположения этих элементов).

Вычленение из полной конструкции кузова при подготовке к численному экспери-

менту одной локальной области влечет за собой необходимость решения частной промежуточной задачи определения специфических начальных и граничных условий с установлением ряда допущений, наличие которых приводило бы к получению адекватных результатов расчетов, близких к результатам натуральных экспериментов.

Перечислим принятые в данном случае допущения и ограничения:

1. Допускалось, что геометрия деталей в области примыкания к салону при ударе сохраняла свою форму (рис. 2). Следовательно, здесь узлы конечно-элементной сетки расчетной модели жестко ограничивались от перемещения и вращения относительно всех координатных осей.

2. Допускалось, что при столкновении с препятствием область торца лонжерона во время всего процесса деформации имела постоянный контакт с препятствием и повторяла траекторию его движения. При этом не испытываемый объект двигался в сторону препятствия, а передняя часть расчетной модели, где располагается передний срез лонжерона, перемещался внутрь конструкции, имитируя деформационное воздействие препятствия. В расчетной модели это было достигнуто разрешением узловых перемещений по фронту модели исключительно вдоль оси приложения нагрузок.

3. Было принято предположение, что параметр величины скорости прохождения деформационных процессов не оказывает существенного влияния на форму и характер изменения геометрии. Поэтому эффект взаимодействия с препятствием моделировался путем задания фиксированного узлового перемещения фронтальной части модели за расчетный интервал времени.

4. Результаты и их анализ

В табл. 1 приведены частные результаты натурального эксперимента: показатели деформационного смещения торца лонжерона и оси передних колес. Проведем оценку этих данных, а также рассмотрим визуальные результаты натурального эксперимента, представленные на рис. 3, с позиции изучения гео-

метрических трансформаций левой передней части кузова, возникшие в процессе ударного воздействия.

Таблица 1

Частные результаты натурного эксперимента

Конструктивные элементы	Горизонтальное перемещение, мм
Торец лонжерона	617
Ось передних колес	435

Выявлено, что в результате столкновения со сминаемым препятствием левое переднее колесо до половины зашло за переднюю стойку и продавало салонную переборку. При этом линейное (по ходу движения) остаточное смещение оси переднего колеса составило 435 мм (рис. 3).

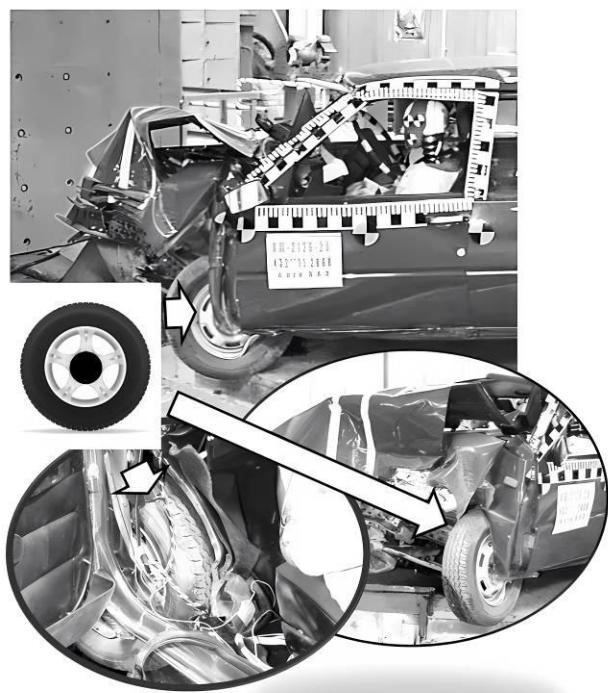


Рис. 3. Воздействие левого переднего колеса на салонную область автомобиля

По результатам визуального осмотра разрушений также было отмечено, что колесом зажало левую ногу манекена, что говорило о серьезных травмах, которые мог получить при аварии человек.

Был сделан вывод, что к такой форме повреждений салона привели перемещения узлов и механизмов, непосредственно связанных с основным силовым несущим элемен-

том конструкции кузова в этой области – лонжероном. Который имел обширную центральную часть, где монтировался подрамник и элементы усиления (рис. 2). Именно эта часть лонжерона, практически не испытывала деформации, передала основную энергию ударного воздействия на салон, посредством прикрепленных к ней (прямо, либо опосредованно) элементов конструкции автомобиля. К ним, в частности, относится и левое переднее колесо, которое также практически не деформировалось.

С целью организации проектных работ по модификации конструкции лонжерона и минимизации затрат на натурные испытания было решено создать цифровую расчетную модель, чтобы результаты численного прочностного анализа в отношении ее согласовались с результатами натурных испытаний. Впоследствии планировалось, что при удовлетворительной корреляции полученных визуальных данных натурного эксперимента и численного исследования, провести серию компьютерных экспериментов с модифицированными конструкцией лонжерона и навесных элементов.

Результаты проведенного численного прочностного анализа в виде визуальной картины финальной стадии деформации представлены на рис. 4.

В ходе проведения эксперимента правая часть электронной модели (имитирующая препятствие) постепенно линейно смещалась по направлению к салонной области. При этом величина смещения соответствовала смещению торца лонжерона в натурном эксперименте – 617 мм (табл. 1).

Рассмотрим лонжерон поскольку он является основным элементом, определяющим прочностные свойства левой передней части кузова вдоль вектора ударного воздействия (рис. 4). Можно отметить значительные деформационные изменения в двух областях: с левой и правой стороны от центральной части, где располагаются вертикальные и наклонные подштамповки, провоцирующие активные деформационные процессы при продольных нагрузках. Центральная часть лонжерона таких элементов не имеет. В дополнении к этому, детали усиления, которые

в расчетной схеме моделировались увеличением толщины листового материала в монтажной зоне подрамника, превращают центральную часть лонжерона в условно недеформируемый объект, который не поглощает энергию ударного воздействия. Как следствие, левое переднее колесо, соединенного с подрамником, должно непременно оказаться в салоне, что согласуется с визуальными результатами проведенного ранее натурального стендового испытания.

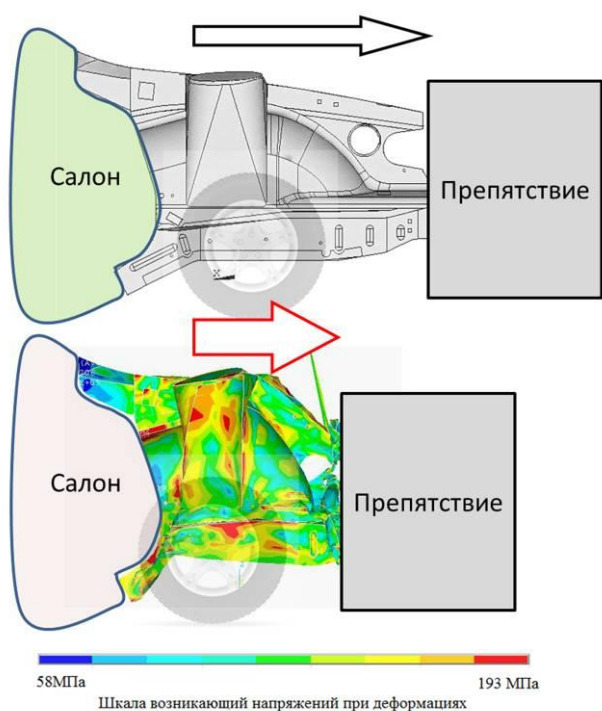


Рис. 4. Результаты численного эксперимента

Список литературы

1. Filkin N.M., Zikov S.N., Shaikhov R.F. A Practice of Applied Numerical Analysis During Design of a Unified Utility Electric-Transport Vehicle // *Proceedings – International Conference on Developments in eSystems Engineering, DeSE*. October 2019, 9073206, pp. 769-772.

2. Коршунов А.И., Музафаров Р.С., Плетнев М.А., Скуба Д.В., Филькин Н.М. Системные подходы в конструировании и

Заключение

В качестве итога проведенных исследований можно заключить, что заявленные цели были достигнуты. Разработанная цифровая модель в целом визуально повторила деформационные процессы, происходящие при натурных стендовых испытаниях при условии одинакового диапазона внедрения препятствия в конструкцию автомобильного кузова (617 мм).

Разработанная цифровая модель позволила подробно рассмотреть динамику формирования общей картины разрушений. При этом были выявлены недостатки конструкции: лонжерон имеет массивную несминаемую центральную часть, которая передает основную энергию ударного воздействия на салон; непродуманное расположение вертикальных и наклонных подштамповок в передней и предсалонных частях лонжерона, которые не вносят существенный вклад в структуру формирования деформационных процессов.

Таким образом, можно сделать вывод, что предложенные расчетные допущения в отношении структуры и размеров цифровой модели левой передней части автомобильного кузова, а также особенности задания начальных и граничных условий при подготовке вычислений, являются приемлемыми и их можно использовать для проведения серии численных экспериментов при разработке модифицированных вариантов конструкции с улучшенными параметрами деформационного отклика на фронтальную сминающую нагрузку.

References

1. Filkin N.M., Zikov S.N., Shaikhov R.F. A Practice of Applied Numerical Analysis During Design of a Unified Utility Electric-Transport Vehicle. *Proceedings – International Conference on Developments in eSystems Engineering, DeSE*. October 2019, 9073206, pp. 769-772.

2. Korshunov A.I., Muzafarov R.S., Pletnev M.A., Skuba D.V., Filkin N.M. Sistemnye podkhody v konstruirovanii i

дизайн-проектировании унифицированной машины технологического электротранспорта (УМТЭТ) // Интеллектуальные системы в производстве. 2016. № 2 (23). С. 40-47.

3. Далида Н.В., Филькин Н.М., Зыков С.Н. Методические аспекты применения численного прочностного анализа силового каркаса квадроцикла // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Машиностроение. 2023. Т. 23. № 2. pp. 72-82.

4. Гончаров Р.Б., Зузов В.Н. Определение критериев выбора параметров материала-наполнителя в несущих тонкостенных конструкциях каркасного типа применительно к задачам пассивной безопасности автомобилей // Инженерный журнал: наука и инновации. 2019. № 4 (88). С. 2.

5. Ван Ч., Зузов В.Н., Солопов Д.Ю. Обоснование нагрузочных режимов испытаний на пассивную безопасность грузопассажирских автомобилей // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2024. № 1 (144). С. 70-82.

6. Сулегин Д.А., Зузов В.Н. Исследование влияния усиливающих элементов двери автомобиля на пассивную безопасность при боковом ударе // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2021. № 1 (132). С. 86-97.

7. Ван И., Зузов В.Н. Метод многокритериальной параметрической оптимизации на основе усовершенствованного взвешенного метода TOPSIS применительно к каркасно-оболочечным несущим конструкциям // Инженерный журнал: наука и инновации. 2024. № 1 (145). С. 1-19. DOI: 10.18698/2308-6033-2024-1-2329.

8. Зеньков Е.В. Анализ точности и схожести численного решения в задачах моделирования напряженно-деформированного состояния конструкций с U-образными концентраторами напряжений // Транспортное, горное и строительное машиностроение: наука и производство. 2023. № 19. С. 44-51.

9. Правила ЕЭК ООН № 94 Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении защиты водителя и пассажиров в случае лобового столкновения. М.: Издательство стандартов, 1999. 60 с.

dizayn-proektirovaniy unifikirovannoy mashiny tekhnologicheskogo elektrotransporta (UMTET). *Intellektualnye sistemy v proizvodstve*, 2016, No. 2 (23), pp. 40-47. (In Russian)

3. Dalida N.V., Filkin N.M., Zыkov S.N. Metodicheskie aspekty primeneniya chislennogo prochnostnogo analiza silovogo karkasa kvadrotsikla. *Vestnik Yuzhno-Uralskogo gosudarstvennogo universiteta. Seriya: Mashinostroenie*, 2023, Vol. 23, No. 2, pp. 72-82. (In Russian)

4. Goncharov R.B., Zuzov V.N. Opredelenie kriteriev vybora parametrov materiala-napolnitelya v nesushchikh tonkostennykh konstruktseyakh karkasnogo tipa primenitelno k zadacham passivnoy bezopasnosti avtomobiley. *Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii*, 2019, No. 4 (88), pp. 2. (In Russian)

5. Van CH., Zuzov V.N., Solopov D.Yu. Obosnovanie nagruzochnykh rezhimov ispytaniy na passivnyuyu bezopasnost gruzopassazhirskikh avtomobiley. *Trudy NGTU im. R.E. Alekseeva*, 2024, No.1 (144), pp. 70-82. (In Russian)

6. Sulegin D.A., Zuzov V.N. Issledovanie vliyaniya usilivayushchikh elementov dveri avtomobilya na passivnyuyu bezopasnost pri bokovom udare. *Trudy NGTU im. R.E. Alekseeva*, 2021, No.1 (132), pp. 86-97. (In Russian)

7. Van I., Zuzov V.N. Metod mnogokriterialnoy parametricheskoy optimizatsii na osnove usovershenstvovannogo vzveshennogo metoda TOPSIS primenitel'no k karkasno-obolochечnym nesushchim konstruktseyam. *Inzhenernyy zhurnal: nauka i innovatsii*, 2024, No. 1 (145), pp. 1-19. DOI: 10.18698/2308-6033-2024-1-2329 (In Russian)

8. Zenkov E.V. Analiz tochnosti i skhodimosti chislennogo resheniya v zadachakh modelirovaniya napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya konstruktsey s U-obraznyimi kontsentratorami napryazheniy. *Transportnoe, gornoe i stroitelnoe mashinostroenie: nauka i proizvodstvo*, 2023, No. 19, pp. 44-51. (In Russian)

9. *Pravila EEK OON № 94 Edinoobraznye predpisaniya, kasayushchiesya ofitsialnogo utverzhdeniya transportnykh sredstv v*

УДК (UDC) 614.862

ПРИНЦИПЫ ОБЕСПЕЧЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ
ПАССАЖИРСКИХ КАНАТНЫХ ДОРОГPRINCIPLES OF SAFETY DURING OPERATION
PASSENGER CABLE CARSИванов Б.Ф., Панфилова Э.А., Егельский В.В.
Ivanov B.F., Panfilova E.A., Egelskiy V.V.Донской государственный технический университет (Ростов-на-Дону, Россия)
Don State Technical University (Rostov-on-Don, Russian Federation)

Аннотация. Пассажирские канатные дороги занимают важное место в инфраструктуре горноклиматических зон, лыжных спортивно-туристических комплексов, а также при использовании этого вида транспорта в качестве канатного метро в крупных городах и агломерациях. В статье рассмотрены принципы обеспечения безопасности при эксплуатации пассажирских канатных дорог, основанные на оценке риска. Сформулированы процедуры оценки риска посредством сопоставления выявленных опасностей критериям приемлемого риска. Рассмотрены основные опасные факторы, влияющие на безопасность эксплуатации пассажирских канатных дорог такие как «расположение на значительной высоте подвижного состава, закрепленного на стальном канате», «движущийся на большой скорости с использованием стальных канатов подвижной состав с пассажирами» и «неквалифицированные действия персонала», для минимизации воздействия которых предложены технические, технологические и организационные мероприятия по обеспечению безопасности при эксплуатации пассажирских канатных дорог на базе использования цифровых информационных технологий.

Ключевые слова: пассажирские канатные дороги, обеспечение безопасности, оценка риска, нейронная сеть, стальные канаты, компетенции персонала.

Дата получения статьи: 13.01.2025
Дата принятия к публикации: 15.02.2025
Дата публикации: 25.03.2025

Сведения об авторах:

Иванов Борис Фёдорович – кандидат технических наук, доцент, ведущий научный сотрудник Центра научных компетенций ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет», e-mail: ivanov@ikc-mysl.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9080-5520>

Панфилова Эльвира Анатольевна – кандидат философских наук, доцент кафедры «Эксплуатация транспортных систем и логистика», ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет», e-mail: korotkaya_elvira@mail.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8485-5983>

Abstract. Passenger cable cars occupy an important place in the infrastructure of mountain climate zones, ski sports and tourist complexes, as well as when using this type of transport as a cable subway in large cities and agglomerations. The article discusses the principles of safety during the operation of passenger cable cars based on risk assessment. Risk assessment procedures are formulated by comparing the identified hazards to acceptable risk criteria. The main dangerous factors affecting the safety of passenger cable cars operation are considered, such as "the location of rolling stock fixed on a steel rope at a considerable height", "rolling stock with passengers moving at high speed using steel ropes" and "unskilled actions of personnel" to minimize the impact which propose technical, technological and organizational measures to ensure safety during the operation of a control panel based on the use of digital information technologies

Keywords: passenger cable cars, ensuring security, risk assessment, neural network, steel ropes, staff competencies.

Date of manuscript reception: 13.01.2025
Date of acceptance for publication: 15.02.2025
Date of publication: 25.03.2025

Authors' information:

Boris F. Ivanov - Cand. Sci. (Eng.), Leading Researcher at the Center for Scientific Communications at Don State Technical University,
e-mail: ivanov@ikc-mysl.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9080-5520>

Elvira A. Panfilova – Cand. Sci. (Phil.), Associate Professor of the Operation of transport systems and logistics Department at Don State Technical University,
e-mail: korotkaya_elvira@mail.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8485-5983>

Егельский Владислав Витальевич – аспирант кафедры «Эксплуатация транспортных систем и логистика», ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет» ДГТУ,
e-mail: sp_5sp-6pb_97n14@mail.ru.
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2425-3961>

Vladislav V. Egelskiy – graduate student of the Operation of transport systems and logistics Department at Don State Technical University,
e-mail: sp_5sp-6pb_97n14@mail.ru.
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2425-3961>

1. Введение

Пассажирские канатные дороги занимают важное место в инфраструктуре горноклиматических зон, лыжных спортивно-туристических комплексов, а также при использовании этого вида транспорта в качестве канатного метро в крупных городах и агломерациях. Сегодня в Российской Федерации эксплуатируется свыше 250 пассажирских подвесных и более 600 буксировочных канатных дорог и фуникулеров.

Отличительной особенностью современных пассажирских канатных дорог является перемещение на скорости свыше 7 м/с постоянно закрепленного или отцепляемого на станциях подвижного состава, перемещающего одновременно 500 и более пассажиров с помощью каната, подвешенного на значительной высоте относительно уровня земли.

Вопрос обеспечения безопасности при эксплуатации пассажирских канатных дорог, безусловно, является важной задачей на всех этапах жизненного цикла канатных дорог – при их проектировании, монтаже, эксплуатации, ремонте, модернизации и утилизации.

В результате проведенных статистических исследований по анализу аварийности на пассажирских канатных дорогах [1] установлено, что 38 % аварий пассажирских канатных дорог являются следствием неисправности элементов и узлов оборудования, из которых половина обусловлена разрушением канатов, а 44 % аварий обусловлены ошибками и неквалифицированными действиями персонала при возникновении нештатных ситуаций, а также при проведении эвакуационных операций («человеческий фактор»).

Вероятность возникновения аварийной ситуации на пассажирских канатных дорогах на порядок меньше по сравнению с грузоподъемными кранами, подъемниками (вышками) или лифтами, в то же время несоизме-

римы возможные человеческие потери, материальный ущерб и социальный резонанс.

Принципы обеспечения безопасности при эксплуатации пассажирских канатных дорог должны основываться на оценке риска согласно [2,3], при этом процедуры оценки состоят в сопоставлении выявленных опасностей критериям приемлемого риска, выполнение идентификации опасностей, разработка технических, технологических и организационных мероприятий по обеспечению безопасности при эксплуатации пассажирских канатных дорог (в том числе на базе использования современных цифровых информационных технологий).

2. Постановка задачи

Обоснование приемлемого риска можно провести с учетом качественных и количественных критериев значимости опасности, частоты возникновения летального исхода в зависимости и вероятности ошибки персонала пассажирских канатных дорог, представленных в табл. 1 - 3 [1, 4].

Главный принцип обеспечения безопасности при эксплуатации пассажирских канатных дорог в конкретный период времени t определяется выражением:

$$[R] \geq R_i, \quad (1)$$

где $[R]$ – значение допустимого риска при возникновении опасности; R_i – текущее (расчетное) значение риска, определяемое интегральным значением технического (в процессе эксплуатации дороги), технологического (возникшего при эвакуационных операциях) и организационного (обусловленного человеческим фактором) рисков.

В системах оборудования пассажирских канатных дорог с последовательным соединением элементов значение технического риска R_i^a определяется:

$$R_i^a = 1 - P(t), \quad (2)$$

где $P_{(t)}$ – значение вероятности безотказной работы конкретного узла, определяемое выражением $P_{(t)}=P_1(t) \cdot P_2(t) \cdot P_3(t) \dots P_n(t)$; где n – число элементов узла, t – время эксплуатации системы, $P_1(t)$, $P_2(t)$, $P_3(t)$ – вероятности безотказной работы элементов узла.

При наличии резервных элементов узла значения технического риска системы вычисляются перемножением вероятностей отказа всех (основных и резервных) элементов:

$$R_i^b = \prod_1^n R_i(t) \quad (3)$$

Положение о наличии резервных элементов узла принято за основу для минимизации величины технического риска при эксплуатации пассажирских канатных дорог.

Факторами риска, влияющими также на возникновение опасных ситуаций при эксплуатации пассажирских канатных дорог являются:

- информирование пассажиров о правилах перевозки пассажиров, запрещенных действиях и их поведении в случае остановки или аварийной ситуации;
- недостаточность средств оповещения;
- неисправность основных элементов оборудования канатной дороги;
- пожароопасность и электроопасность;
- внешние воздействия.

Для исключения вышеуказанных факторов риска должны быть обеспечены следующие мероприятия:

- создание условий для соблюдения правил перевозки пассажиров и корректировка их действий;
- разработка производственных инструкций для обслуживающего персонала;
- наличие специализированных служб или профессиональных аварийно-спасательных формирований для осуществления эвакуации пассажиров;
- соблюдение сроков и объемов выполняемых работ, предусмотренных руководством по эксплуатации;
- соблюдение правил эксплуатации и обслуживания персоналом, аттестованным в установленном порядке и отвечающим ква-

лификационным требованиям соответствующих профессиональных стандартов.

К основным опасным факторам, влияющим на безопасность эксплуатации пассажирских канатных дорог относятся:

- «расположение на значительной высоте подвижного состава, закрепленного на стальном канате»;
- «движущийся на большой скорости с использованием стальных канатов подвижной состав с пассажирами» и «неквалифицированные действия персонала» (рис. 1).

3. Разработанные модели и методы

Минимизация фактора риска «движущийся на большой скорости с использованием стальных канатов подвижной состав с пассажирами» может быть обеспечена решением вопроса обеспечения непрерывного дистанционного автоматизированного мониторинга состояния стальных канатов.

Оценка опасных факторов подтвердила важность обеспечения своевременного непрерывного и достоверного контроля технического состояния стальных канатов в процессе эксплуатации, связанного с ограниченными когнитивными возможностями зрительного восприятия человека («человеческий фактор»), который в ряде случаев не может своевременно объективно обнаружить и классифицировать конкретный дефект каната, способствующий его разрушению и аварии на пассажирских канатных дорогах.

После анализа существующих методов контроля был предложен способ и устройство для контроля стальных канатов пассажирских канатных дорог, позволяющие в непрерывном автоматическом режиме осуществлять его дистанционный контроль технического состояния на базе средств видеофиксации дефектов на поверхности по длине каната с обработкой информации методами машинного зрения и оценкой риска возможной аварии в цветовой гамме, выведенной на мобильное приложение [5, 6].

Испытания программно-аппаратного комплекса визуально-измерительного контроля стальных канатов, проведенные в ре-

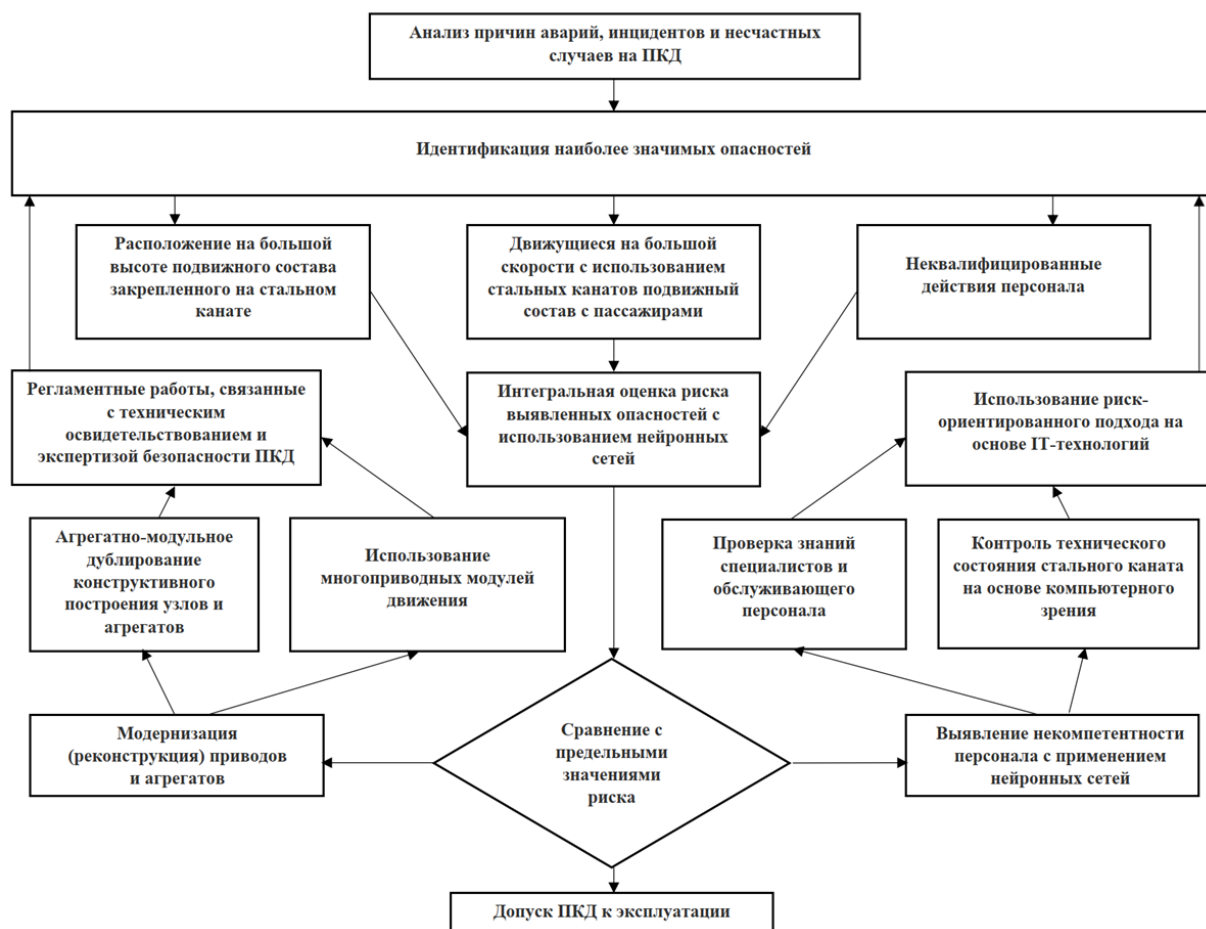


Рис. 1. Функциональная схема принципов обеспечения безопасности при эксплуатации пассажирских канатных дорог

альных условиях эксплуатации пассажирской канатной дороги «Роза Хутор» подтвердили эффективность контроля стальных канатов при использовании данного способа (опытные образцы аппаратной части комплекса показан на рис. 2 а, б).

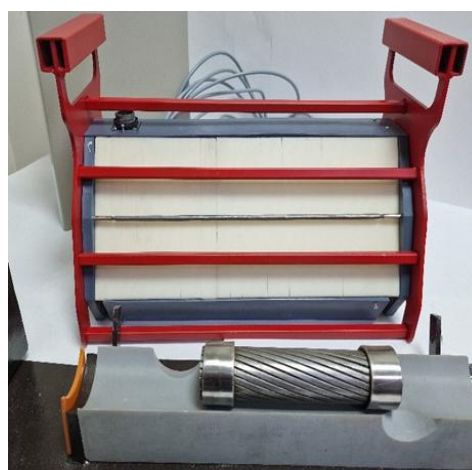
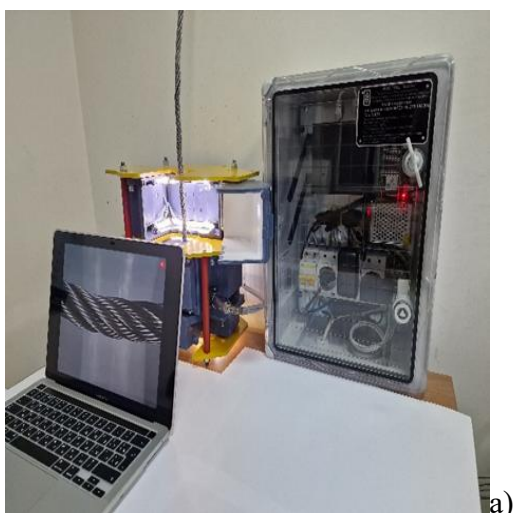


Рис. 2. Опытные образцы аппаратной части

Опасный фактор «расположение на значительной высоте подвижного состава, закрепленного на стальном канате» может проявиться как в процессе выполнения обслуживающим персоналом трудовых действий

вий, предусмотренных соответствующими производственными инструкциями, так и при проведении эвакуационных мероприятий пассажиров с подвижного состава.

Снижение уровня воздействия данного фактора при любом виде отказа или аварийной ситуации осуществляется доставкой пассажиров на конечные станции применением систем резервирования ответственных элементов, узлов и агрегатов пассажирских канатных дорог, использованием резервирования основного привода дороги группой дискретных приводных двигателей (рис. 3), расположенных на промежуточных станциях или линейных опорах [7]. Использование дискретных приводных двигателей имеет ряд технических преимуществ, что, при прочих равных условиях, позволяет увеличить длину транспортирования подвижного состава, уменьшить диаметр несущего каната, его вес и увеличить скорость, а, главное, значительно снижает риски для пассажиров и персонала при проведении спасательных операций.

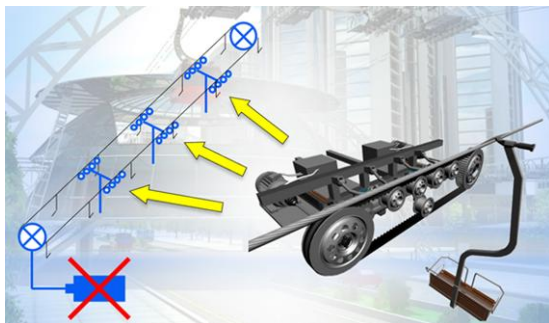


Рис. 3. Схема дискретного привода

Для минимизации фактора «неквалифицированные действия персонала» предлагается система оценки квалификации персонала пассажирских канатных дорог с использованием нейросетевых технологий, позволяющая выявить его профессиональную некомпетентность, занятого на работах, требующих повышенного внимания, высокой ответственности и быстрой реакции при принятии решений, а также недостаточные знания и умения при эксплуатации пассажирских канатных дорог.

Использование новых систем и конструкций пассажирских канатных дорог регламен-

тирует необходимость повышения уровня компетентности персонала на основе профессиональных стандартов, систематизацией и обновлением трудовых действий, знаний, умений и практических навыков, которые реализуются через специализированные центры оценки квалификации для проведения профессиональных экзаменов персонала, занятого в процессе эксплуатации пассажирских канатных дорог.

Важным звеном в деятельности экспертной комиссии специализированного на пассажирских канатных дорог центров оценки квалификации является установление связи между недостаточным уровнем умений, знаний, готовности к выполнению необходимых трудовых действий и риском аварийной ситуации, вызванным принятием ошибочных решений соискателя.

Обработка результатов профессионального экзамена персонала пассажирских канатных дорог с использованием видеозаписи и обработкой нейронными сетями (рис. 4) оказалась необходима не только для комиссии при установлении компетентности соискателей, но и для уведомления администрации организаций, эксплуатирующих пассажирские канатные дороги о возможности и характере дальнейшего использования этих сотрудников в процессе эксплуатации канатной дороги [8].

На рис. 4 представлена функциональная схема нейронной сети, предназначенная для определения связи между результатами некомпетентности экзаменуемого и вероятностью возникновения аварии на пассажирских канатных дорогах.

Предлагаемая система оценки квалификации персонала представляет собой комплекс организационных мероприятий по обеспечению безопасности и минимизации организационных рисков при эксплуатации пассажирских канатных дорог. (рис. 5).

5. Заключение

В связи с развитием пассажирских канатных дорог в туристическо-спортивных комплексах, а также перспективой широкого внедрения их в городской среде мегаполисов

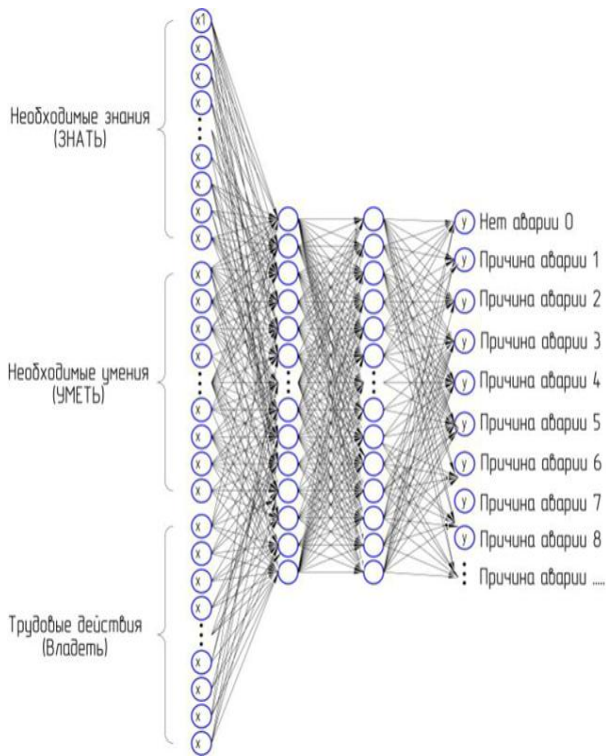


Рис. 4. Функциональная схема нейронной сети, применяемая при проведении профессионального экзамена.

особую важность играет обеспечение безопасности при эксплуатации.

Оценка опасных факторов при эксплуатации пассажирских канатных дорог подтвердила важность обеспечения безопасности, эффективность которой может быть многократно увеличена за счет применения современных информационных систем, в том числе резервирования, методов машинного зрения и нейронных сетей.

Применение систем резервирования ответственных элементов, узлов и агрегатов пассажирских канатных дорог, а также замены основного привода дороги группой дискретных приводных движителей, расположенных на промежуточных станциях или линейных опорах, позволит увеличить длину трассы дороги, уменьшить диаметр и вес несущего тягового каната, обеспечить постоянное резервирование, увеличить скорость перемещения подвижного состава, в следствие чего будут значительно снижены риски для пассажиров и персонала пассажирских канатных дорог при проведении спасательных операций.

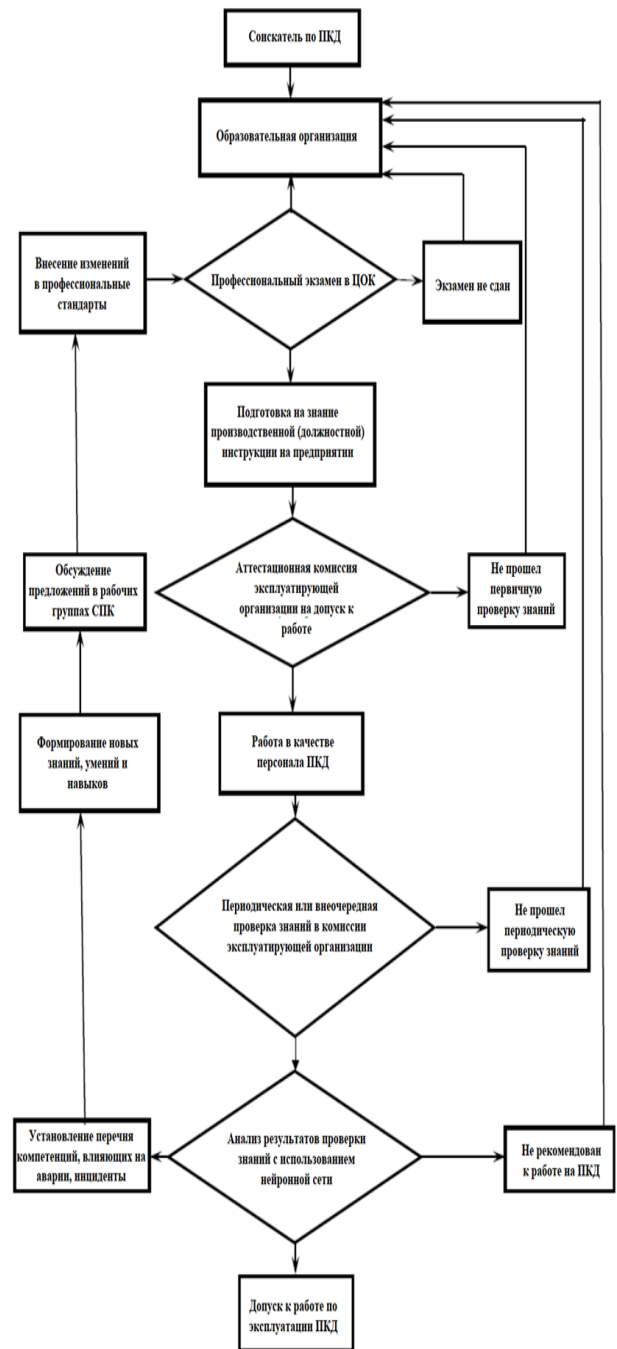


Рис. 5. Система организационных мероприятий по обеспечению безопасности при эксплуатации пассажирских канатных дорог

Для своевременного непрерывного и достоверного контроля технического состояния стальных канатов предлагается использование методы видеоаналитики, которые позволяют осуществлять идентификацию и классификацию конкретного дефекта стального

каната дистанционно. Эффективность предлагаемого способа контроля подтверждена испытанием программно-аппаратного комплекса визуально-измерительного контроля стальных канатов в реальных условиях эксплуатации канатной дороги «Роза Хутор».

В целях минимизации фактора «неквалифицированные действия персонала» предлагается система оценки квалификации персонала пассажирских канатных дорог с использованием нейросетевых технологий, позволяющая выявлять профессиональную некомпетентность персонала, занятого на работах, требующих повышенного внимания, высо-

кой ответственности и быстрой реакции при принятии решений, а также недостаточные знания и умения при эксплуатации пассажирских канатных дорог.

Предлагаемые системы и методы обеспечения безопасности являются современными с точки зрения цифровых информационных технологий и могут быть применимы, в том числе, для иных производственных сред, где осуществляется эксплуатация опасных производственных объектов, что будет являться предметом исследования авторами в будущем.

Список литературы

1. Панфилов А.В. Методология обеспечения безопасности труда персонала при перевозке пассажиров машинами на канатной тяге: автореф. дисс. ... доктора техн. наук. Ростов-на-Дону, 2024. 40 с.
2. ГОСТ 33855-2016 «Обоснование безопасности оборудования».
3. ГОСТ Р 5424-2010 «Безопасность машин и оборудования. Оценка риска».
4. Рекомендации по формированию, утверждению и ведению Перечня потенциально опасных объектов (утв. МЧС России 22 марта 2022 г. № 43-1622-11).
5. Патент 2775348 Российская Федерация, МПК Д07В 1/00, В66В 7/12, G05В 99/00. Способ визуально-измерительного контроля стального каната / Короткий А.А., Панфилов А.В., Юсупов А.Р.: № 2021107842, заявл. 23.03.2021; опубл. 29.06.2022, Бюл. № 19
6. Панфилов А.В., Короткий А.А., Иванов Б.Ф., Юсупов А.Р. Контроль канатов при эксплуатации машин с канатной тягой // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2022. № 4. С. 330-338.
7. Короткий А.А., Панфилов А.В. Канатные дороги нового поколения как элемент пассажирской транспортной инфраструктуры горного кластера Сочи-2014 // Безопасность труда в промышленности. 2014. № 6.
8. Николаев Н.Н., Панфилов А.В., Хван

References

1. Panfilov A.V. *Metodologia obespechenya bezopasnosti truda personala pri perevozke passazhirov mashinami na kanatnoy tyage* [Methodology of ensuring the safety of personnel during passenger transportation by cable cars]. Rostov-on-Don, 2024. (In Russian)
2. GOST R 33855-2016 «Justification of equipment safety». (In Russian)
3. GOST R 5424-2010 «Safety of machinery and equipment. Risk assessment». (In Russian)
4. Recommendations on the formation, approval and maintenance of a List of potentially Dangerous objects No. 43-1622-11 (approved by the Ministry of Emergency Situations of Russia on March 22, 2022). (In Russian)
5. Patent RU 2775348. *Sposob vizualno-izmeritelnogo kontroliya stalnogo Kanata* [A method of visual and measuring control of a steel rope]. Korotkiy A.A., Panfilov A.V., Yusupov A.R. Declared 23.03.2021 Published 29.06.2022. (In Russian)
6. Panfilov A.V., Korotkiy A.A., Ivanov B.F., Yusupov A.R. Control of ropes during the operation of machines with rope traction. *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2022, No. 4, pp. 330-338. (In Russian)
7. Korotkiy A.A., Panfilov A.V. New generation cable cars as an element of the passenger transport infrastructure of the Sochi mountain cluster -2014. *Occupational safety in in-*

УДК (UDC) 621.873

К ВОПРОСУ О КОНТРОЛЕ ФАКТИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ
СТАЛЬНЫХ КАНАТОВ ПАССАЖИРСКИХ КАНАТНЫХ ДОРОГON THE ISSUE OF MONITORING THE ACTUAL CONDITION OF STEEL ROPES
OF PASSENGER CABLE CARSКороткий А.А., Иванов Б.Ф., Панфилова Э.А.
Korotkiy A.A., Ivanov B.F., Panfilova E.A.Донской государственный технический университет (Ростов-на-Дону, Россия)
Don State Technical University (Rostov-on-Don, Russian Federation)

Аннотация. Рассмотрены наиболее распространенные виды дефектов стальных канатов, возникающих при эксплуатации пассажирских канатных дорог, а также причины их возникновения. Проведен анализ геометрических параметров и структуры стального каната с имеющимся дефектом «волнистость», построена компьютерная 3D-модель с использованием видеоаналитики. Рассмотрен оптический метод обнаружения поверхностных дефектов стальных канатов на базе машинного зрения и искусственного интеллекта для дистанционного непрерывного мониторинга его технического состояния.

Ключевые слова: пассажирские канатные дороги, обеспечение безопасности, видеоаналитика, нейронная сеть, стальные канаты.

Дата получения статьи: 20.01.2025
Дата принятия к публикации: 03.03.2025
Дата публикации: 25.03.2025

Сведения об авторах:

Короткий Анатолий Аркадьевич – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Эксплуатация транспортных систем и логистика» ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет», e-mail: korot@novoch.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9446-4911>

Иванов Борис Фёдорович – кандидат технических наук, доцент, ведущий научный сотрудник Центра научных компетенций ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет», e-mail: ivanov@ikc-mysl.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9080-5520>

Панфилова Эльвира Анатольевна – кандидат философских наук, доцент кафедры «Эксплуатация транспортных систем и логистика», ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет», e-mail: korotkaya_elvira@mail.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8485-5983>

Abstract. The most common types of defects in steel ropes that occur during the operation of passenger cable cars, as well as the causes of their occurrence, are considered. The geometric parameters and structure of a steel rope with an existing "undulation" defect are analyzed, and a 3D computer model using video analytics is constructed. An optical method for detecting surface defects in steel ropes based on machine vision and artificial intelligence for remote continuous monitoring of its technical condition is considered.

Keywords: passenger cable cars, ensuring security, video analytics, neural network, steel ropes.

Date of manuscript reception: 20.01.2025
Date of acceptance for publication: 03.03.2025
Date of publication: 25.03.2025

Authors' information:

Anatoly A. Korotkiy - Dr. Sci. (Eng.), Professor, Head of Department "Operation of Transport Systems and Logistics" at Don State Technical University, e-mail: korot@novoch.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9446-4911>

Boris F. Ivanov - Cand. Sci. (Eng.), Leading Researcher at the Center for Scientific Communications at Don State Technical University, e-mail: ivanov@ikc-mysl.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9080-5520>

Elvira A. Panfilova – Cand. Sci. (Phil.), Associate Professor of the Operation of transport systems and logistics Department at Don State Technical University, e-mail: korotkaya_elvira@mail.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8485-5983>

Благодарности

Исследование выполнено при поддержке Фонда содействия развитию малых форм предприятий в научно-технической сфере (Фонда содействия инновациям), проект 57ГРЦЭИИС12-D7/79071

Acknowledgements

The study was supported by the grant of The Fund for Assistance to the Development of Small Forms of Enterprises in the Scientific and Technical Sphere (Innovation Promotion Fund), project No. 57GRCEIIS12-D7/79071

1. Введение

Современный научно-технический уровень развития отечественных пассажирских канатных дорог предъявляет все более высокие требования к обеспечению безопасности при эксплуатации канатных дорог, и, соответственно, к надежности и качеству наиболее ответственного элемента этих устройств - стального каната. Согласно статистике по открытым источникам информации не менее 25 % аварий и несчастных случаев на пассажирских канатных дорогах обусловлены выходом из строя стальных канатов [1].

Критерии и нормы браковки несущих, тяговых, тяговых, натяжных и других круглопрядных канатов двойной свивки, эксплуатирующихся на пассажирских канатных дорогах, описание дефектов, природа их образования, в достаточной мере представлены в нормативной и технической литературе [2-6]. Из всего многообразия возможных наиболее часто встречающихся дефектов на канатах пассажирских канатных дорог являются: обрывы наружных проволок, их поверхностный износ и коррозия, деформационные дефекты, местное увеличение или уменьшение диаметра каната, деформационные дефекты («волнистость», выдавливание проволок, «корзинообразность» или отслоение прядей), а также повреждения в результате температурных воздействий.

В связи с тем, что обрывы наружных проволок связаны с процессами многоциклового усталостного разрушения металла канатной проволоки, образованием макротрещин протяженностью 0,5...1,0 мм с последующим обрывом при статистической (усредненной) нагрузке от 50 000 циклов при совокупном влиянии изгибных напряжений, растяжения – сжатия и кручения каната, важным является своевременное обнаружение дефектного участка с имеющимися браковочными показателями по обрывам проволок.

Поверхностный износ наружных проволок, как и их коррозия, также является дефектом, способствующим потере наружного

сечения каната и, соответственно, его несущей способности. Интенсивность износа увеличивается в соответствии с техническим состоянием футеровки шкивов и бандажей роликов пассажирских канатных дорог.

Причины появления дефектов «уменьшение (или увеличение) диаметра круглопрядного на 10 %» носят либо деформационный характер, но могут возникнуть в результате климатических воздействий (при «разбухании» под действием влаги и низких температур органического сердечника или его разрыве).

Повреждение каната в результате воздействия электрического дугового разряда, а также удара молнии приводит к нарушению прочностных свойств материала проволок, структуры каната и выгоранию смазки сердечника.

Одним из наиболее опасных дефектов является «волнистость», который может возникнуть как по длине, так и в месте срачивания несущего-тягового или тягового каната и привести к его обрыву, а, следовательно, к аварии на пассажирских канатных дорогах.

Причины возникновения винтообразной деформации стального каната в виде штопора исследовались многими учеными: М.Ф. Глушко и С.Т. Сергеев объясняли возникновение этого дефекта переходными процессами, связанными с изгибом каната, М.Н. Хальфин обуславливал появление «волнистости» неравномерностью натяжения элементов каната при изготовлении из-за различий геометрических параметров и физико-механических характеристик канатной проволоки. Малиновский В.А. считал одной из причин формирования винтообразной деформации несимметричное растяжение каната в процессе эксплуатации.

2. Постановка задачи

Одним из важных критериев надежной и безопасной работы каната является обеспечение равномерного распределения действующих нагрузок между его прядями и про-

волокнами в слоях прядей как в процессе изготовления, монтажа, так и при эксплуатации, что в настоящее время достаточно сложно. Кроме этого, отсутствуют методы расчета напряженно-деформированного состояния, учитывающие механизм образования деформационных дефектов и их влияние на долговечность стальных канатов.

Неравномерное нагружение проволок и прядей стального каната, вызванные различием геометрических параметров и механических характеристик при изготовлении и эксплуатации, а также кинематическое кручение стального каната относительно своей оси способствует формированию дефекта «волнистость» (рис.1).

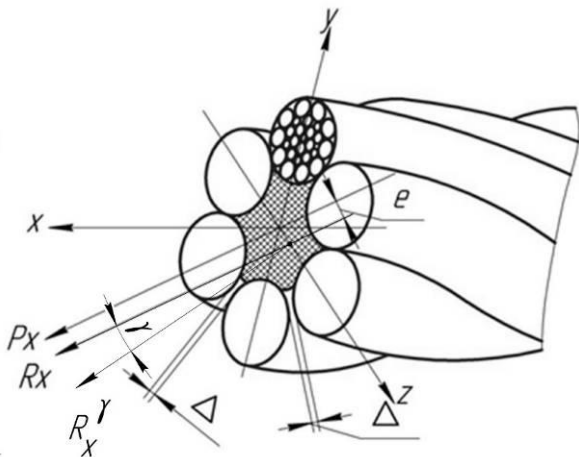


Рис. 1. Расчетная схема определения нагруженности каната с дефектом «волнистость» (P_x – внешняя нагрузка, действующая вдоль статической оси; R_x – фактическая осевая нагрузка, приложенная в центре тяжести сечения; R_x^y – нагрузка, действующая перпендикулярно фактическому сечению по касательной к динамической оси; e – эксцентриситет смещения центральной оси каната; Δ – расчетный межпрядевый зазор)

Значение максимальных напряжений σ_{max} элементов каната с «волнистостью» можно определить выражением:

$$\sigma_{max} = \sigma_p + \sigma_{доп} + \sigma_s \leq \frac{\sigma_B}{K_3}, \quad (1)$$

где σ_p – расчетные растягивающие напряжения в проволоках слоев прядей; $\sigma_{доп}$ – дополнительные напряжения, обусловленные влиянием изгиба и кручения каната; σ_s – напряжение, вызванное дефектом «волни-

стость»; σ_B – временное сопротивление материала проволок; K_3 – минимальный запас прочности каната [2].

Для круглопрядного каната двойной свивки значение σ_s определится выражением [6]:
$$\sigma_s = \frac{E}{\Delta} \cdot P_x \cdot r_B \left[\Delta_1 \cdot \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \beta + \Delta_2 \cdot r_k \left(\sin \beta \cdot \cos \beta + \frac{r}{r_k} \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos^4 \beta \right) + \Delta_3 \cdot r_k \cdot \cos^2 \beta \right], \quad (2)$$
 где E – модуль упругости; P_x – растягивающая осевая нагрузка; r_B – радиус волнистости дефектного участка; $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3$ – определители агрегатных коэффициентов жесткости каната; r, r_k – радиусы пряди и каната; α, β – углы свивки проволок в пряди и прядей в канате; φ – полярный угол.

Для определения основного параметра дефекта «волнистость» - d_b , который сигнализирует о степени риска при эксплуатации каната, решаем (1) с учетом (2), получив выражение:

$$d_b \leq d_k + \frac{\frac{\sigma_B - \sigma_0 - \sigma_{доп}}{K_3} - \sigma_{доп}}{K_u \cdot P_x \cdot r_k}, \quad (3)$$

где d_b – диаметр волнистости, d_k – номинальный размер каната, K_u – обобщенный коэффициент жесткости.

Согласно [3] основными параметрами волнистости канатов пассажирских канатных дорог являются: шаг H_b , направление и диаметр волнистости d_b (рис. 2). В случае совпадения направления свивки каната с направлением волнистости и равенства $H_b = H_k$ браковочным показателем является выражение $d_b \geq 1,08 d_k$, в случае несовпадения указанных условий канат подлежит браковке при $d_b > 1,33 d_k$.

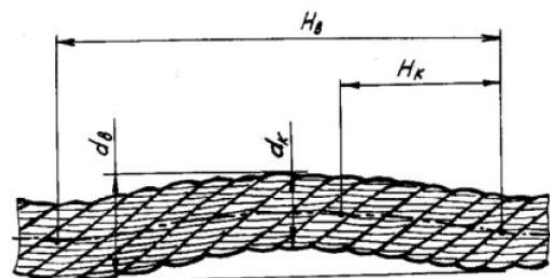


Рис. 2. Параметры волнистости несущего (тягового) каната: H_b и H_k – шаг волнистости и шаг свивки; d_b и d_k – диаметр волнистости и диаметр каната

Необходимо отметить, что в разделе «Нормы браковки стальных канатов» ФНП по пассажирским канатным дорогам [2] отсутствуют нормы браковки как круглопрядных канатов двойной свивки, так и несущих канатов закрытой конструкции по критерию «волнистость».

3. Разработанные модели и методы

Анализ геометрических параметров и структуры каната с имеющимся дефектом «волнистость», проведенный с использованием видеоаналитики и компьютерного 3D-моделирования подтвердил факт постоянного одностороннего смещения динамической оси относительно геометрического центра сечения, через который проходит статическая ось, сигнализируя о наличии дефекта «волнистость». Под статической осью понимается усредненная прямая, проходящая через рассматриваемые поперечные сечения по длине каната, а за динамическую ось принята линия, соединяющая центры тяжести этих сечений, хаотически смещающихся под действием неравномерности нагружения элементов каната. При имеющихся дефектах «местное увеличение (уменьшение) диаметра» динамическая ось смещается по обе стороны вблизи от статической.

На рис. 3 представлена компьютерная модель круглопрядного каната, которая демонстрирует процесс формирования волнистости за счет смещения динамической оси каната относительно статической на шести дискретных сечениях каната. Для классификации типа деформационного дефекта «волнистость» была разработана нейронная сеть, показанная на рис. 4.

С помощью средств видеоаналитики и компьютерного 3D-моделирования разработана 3D-модель каната, имеющего дефект «волнистость», которая представляет собой непрерывную, хаотично (дискретно) меняющую свое положение и наклон в вертикальной и горизонтальной плоскостях, цепь поперечных сечений (рис. 5), определены векторы действующих в процессе эксплуатации усилий. Установлено, что растягивающее усилие при осевом нагружении каната с де-

фектом «волнистость» приложено с эксцентриситетом, под углом к статической оси (по касательной к динамической). Полученная модель дает возможность использовать ее при исследовании напряженно-деформированного состояния канатов, имеющих дефект «волнистость».

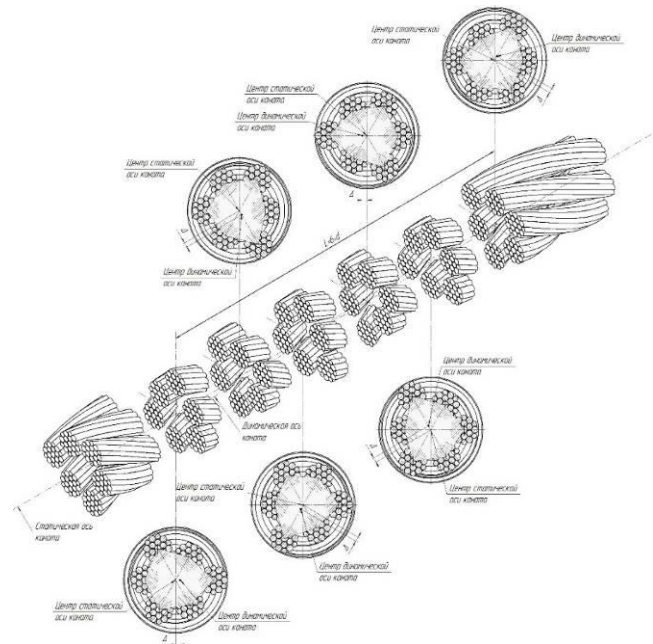


Рис. 3. Компьютерная модель шестипрядного каната с дефектом «волнистость»

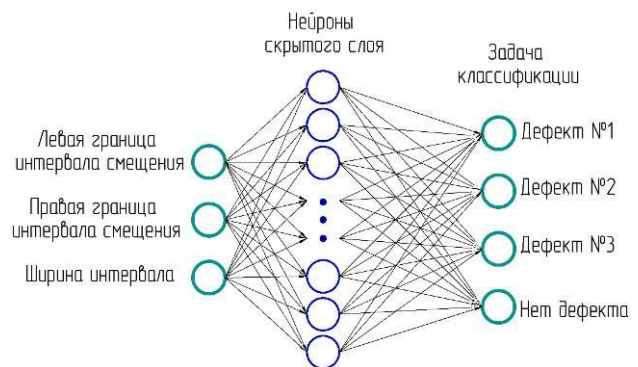


Рис. 4. Модель нейронной сети для определения типа дефекта «волнистость»

4. Результаты и их анализ

Анализ характеристик компьютерной и физической моделей позволяют повысить эффективность и качество контроля технического состояния канатов в процессе эксплуатации пассажирских канатных дорог [7-9].

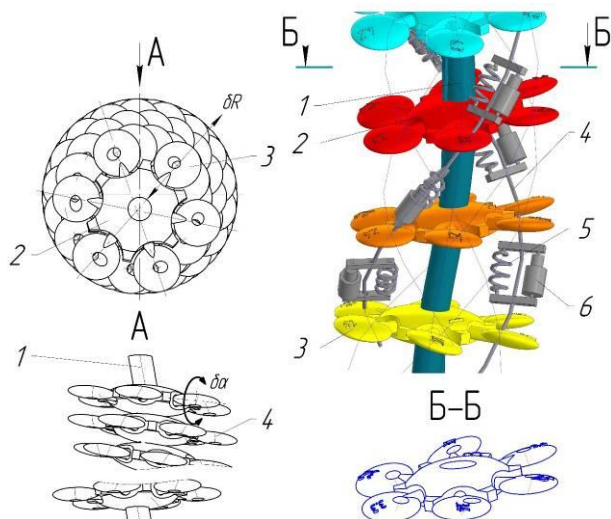


Рис. 5. 3D-модель стального каната, учитывающая дефект «волнистость» (1 – динамическая ось каната; 2 – сечение сердечника; 3 – сечение пряди; 4 – ось двойной винтовой спирали пряди; 5 – интегральная жесткость пряди (растяжения, изгиба, кручения); 6 – межпрядевое (межпроволочное) трение; $\delta\alpha$ – угол поворота сечения пряди; δR – смещение сечения пряди)

В связи с тем, что перечисленные дефекты, безусловно, влияют на обеспечение безопасности пассажиров при эксплуатации пассажирских канатных дорог, возрастает роль организации и проведения обслуживания и объективного контроля технического состояния стальных канатов, методов приборного обеспечения. В настоящее время нормативной документацией [1-3], а также руководствами по эксплуатации пассажирских канатных дорог предусматривается проведение ежедневных проверок, ежемесячных и ежегодных ревизий, обеспечивающих тщательный контроль стальных канатов, а также дефектоскопия (после монтажа, в последующем каждые три года в первые 15 лет работы пассажирских канатных дорог, затем ежегодно).

При выполнении проверок обслуживающий персонал (слесарь-обходчик), использует визуальный и измерительный виды контроля, выполняются замеры диаметра и шага свивки, контролируется наличие дефектов, их количество по всей длине канатов согласно браковочным показателям, используя при

этом зеркала для объемного контроля, мерительный инструмент, при необходимости – измерительные приборы.

Необходимо отметить, что мероприятия по контролю состояния канатов проводятся в стесненных условиях, на значительной высоте и при недостаточной освещенности. При этом через 15...20 минут непрерывной работы человеческий глаз теряет способность объективно контролировать соответствие обнаруженных дефектов критериям браковки, т.е. реальна возможность пропустить серьезный дефект с риском создания аварийной ситуации на дороге.

Кроме визуального и измерительного контроля известны такие способы контроля, как электромагнитная дефектоскопия, нашедшая широкое применение для оценки состояния внутренних проволок канатов, ультразвуковая дефектоскопия, способ акустической эмиссии с использованием переходных волновых процессов, когда с помощью датчиков эмиссии упругие волны преобразуются в электрические сигналы, характеризуя вид дефекта. Известны такие способы диагностирования, как деформационный и информационный [10], которые сегодня не нашли применения на канатных дорогах, как и такие известные способы, как ультразвуковой, вихревых токов, вибрационный, требующие дополнительных исследований.

Необходимо отметить, что для обнаружения дефектов возможно использование оптического метода, предназначенного для диагностирования наружной поверхности каната с наиболее часто встречающимися дефектами, описанными в начале статьи. Основой метода, предложенного в [1], является способ оптического дистанционного непрерывного мониторинга состояния каната на базе машинного зрения и искусственного интеллекта [11, 12] в виде программно-аппаратного комплекса контроля канатов, позволяющего с использованием средств видеофиксации полученных изображений достоверно оценивать полученные изображения несоответствий и повреждений методами машинного зрения с визуализацией результатов на мобильные приложения ответственных лиц.

Комплекс оптического мониторинга состоит из аппаратного корпуса с камерами, обеспечивающими полный обзор наружной поверхности несущего каната, модуль для сбора и обработки видеопотока и средства связи с сервером. На рис. 6 представлена компьютерная модель аппаратной части программно-аппаратного комплекса контроля канатов пассажирских канатных дорог. В состав комплекса входят: аппаратная часть, представляющая собой корпус с вмонтированным в него массивом оптических камер для обзора на 360 градусов, модуль обработки видеопотока и средства коммуникации для связи с сервером, программное обеспечение для поиска и классификации дефектов стальных канатов на основе глубокой сверточной искусственной нейронной сети, клиентское мобильное приложение. Для интегральной оценки технического состояния стального каната применена интеллектуальная система поддержки принятия решений, использующая методы искусственного интеллекта. В устройстве программно-аппаратного комплекса контроля канатов осуществлен способ обнаружения дефектов и повреждений канатов, созданный на основе алгоритмов быстрой детекции, имеющий высокую скорость и точность обнаружения несоответствий. Для распознавания дефектов применяется детектор YOLO на основе сверточной нейронной сети [13,14]. В процессе обучения датасет подразделяется на обучающую, тестовую и валидационную выборку.

При разработке программно-аппаратного комплекса контроля канатов для задач обнаружения дефектов геометрии каната был использован алгоритм математического обеспечения, состоящий из блока обнаружения волнистости и блока местного увеличения (уменьшения) диаметра каната, а также алгоритмы обнаружения других дефектов, вспомогательные алгоритмы настройки и алгоритмы обучения нейронной сети.

Алгоритмом обнаружения дефектов геометрии используется соотношение понятий статическая и динамическая ось. Обнаружение дефекта «волнистость» связано с односторонним смещением динамической оси каната по отношению к статической. С по-

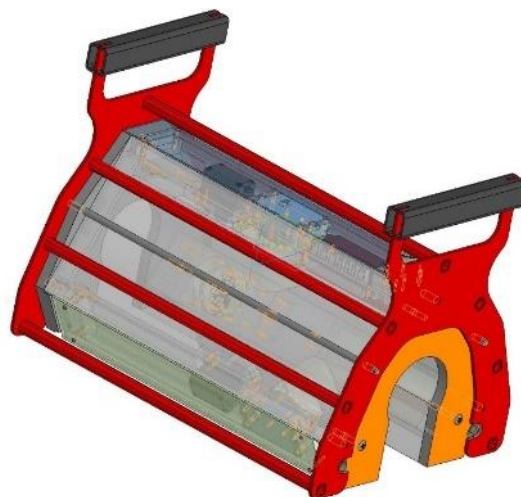


Рис. 6. Компьютерная модель аппаратной части программно-аппаратного комплекса контроля канатов

мощью этого алгоритма определяются границы интервалов смещения осей, анализируется ширина интервалов и величина смещений, определяется вид дефекта.

Информация, полученная при диагностировании канатов, обрабатывается, при этом результаты уровня опасности отображаются в цветовой гамме в мобильном приложении персонала (или других лиц), а пользователь, при необходимости, может определить вид и изображение дефектов, места их возникновения на длине каната. Обучение нейронной сети должно проводиться на основе базы данных о видеопотоках типовых дефектов канатов, позволяющих определять несоответствия при небольшой обучающей выборке.

5. Заключение

1. Производственные испытания программно-аппаратного комплекса контроля канатов (рис. 7), проведенные при эксплуатации пассажирских канатных дорог горнолыжного курорта «Роза Хутор» (Красная Поляна), подтвердили эффективность использования программно-аппаратного комплекса при контроле технического состояния стальных канатов, что предполагает возможность использования программно-аппаратного комплекса контроля канатов в процессе эксплуатации при осмотре, диагностировании и экспертизе стальных канатов пассажирских канатных дорог.

2. Рекомендовать дополнить раздел «Нормы браковки стальных канатов» ФНП по пассажирским канатным дорогам норма-

ми браковки «волнистость» для круглопрядных канатов двойной свивки, так и для несущих канатов закрытой конструкции.



Рис. 7. Опытный образец программно-аппаратного комплекса

Список литературы

1. Панфилов А.В. Методология обеспечения безопасности труда персонала при перевозке пассажиров машинами на канатной тяге: автореферат дисс. ... докт. техн. наук. Ростов-на-Дону: ДГТУ, 2024. 40 с.

2. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила безопасности пассажирских канатных дорог и фуникулеров». Утв. приказом Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору от 13.11.2020 г. №441.

3. Межгосударственный стандарт ГОСТ 34952-2023 Подвесные канатные дороги для транспортирования людей. Канаты. Требования безопасности. М.: Российский институт стандартизации, 2023.

4. РД РОСЭК 012-97. Канаты стальные. Контроль и нормы браковки. 1997 г. 52 с.

5. Панфилов А.В., Короткий А.А., Иванов Б.Ф., Панфилова Э.А. О критериях и нормах браковки канатов пассажирских канатных дорог // Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2021. №1. С. 53-65.

6. Короткий А.А. Методологические основы оценки, прогнозирования и управления промышленной безопасностью подъемных сооружений: Автореферат дисс.

References

1. Panfilov A.V. Methodology of ensuring the safety of personnel during the transportation of passengers by cable cars: abstract of the Diss. Doct. Sci. (Engineering). Rostov-on-Don. 2024. 40 p. (In Russian).

2. Federalnye normy i pravila v oblasti promyshlennoj bezopasnosti «Pravila bezopasnosti passazhirskih kanatnyh dorog i funikulerov». Utv. prikazom Federalnoj sluzhby po ekologicheskomu, tekhnologicheskomu i atomnomu nadzoru ot 13.11.2020 g. №441. (In Russian).

3. GOST 34952-2023 *Suspended cable cars for transporting people. Ropes. Safety requirements*. Moscow, Rossiyskiy institut standartizatsii, 2023 (In Russian)

4. RD ROSEK 012-97. *Kanaty stalnye. Kontrol i normy brakovki*. 52 p (In Russian)

5. Panfilov A.V., Korotkiy A.A., Ivanov B.F., Panfilova E.A. About the criteria and standards for the rejection of ropes of passenger cable cars. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2021, No. 1, pp. 53-65. (In Russian).

6. Korotkiy A.A. Methodological foundations of assessment, forecasting and management of industrial safety of lifting structures: abstract of the Diss. Doct. Sci. (Engineering). Novocheerkassk, 1997. 37 p. (In Russian).

7. Olszyna G., Sioma A., Tytko A. As-

... доктора техн. наук. Новочеркасск, 1997. 37 с.

7. Olszyna G., Sioma A., Tytko A. Assessment of the condition of hoisting ropes by measuring their geometric parameters in a three-dimensional image of their surface // *Archives of Mining Sciences*, 2013. Vol. 58, No. 3. Pp. 643-654.

8. Huang X., Liu Z., Zhang X., Kang J., Zhang M., Guo Y. Surface Damage Detection for Steel Wire Ropes Using Deep Learning and Computer Vision Techniques // *Measurement*. 2020. Vol. 161.

DOI:10.1016/j.measurement.2020.107843.

9. Zhang G., Tang Z., Fan Y., Liu J., Jahanshahi H., Aly A.A. Steel Wire Rope Surface Defect Detection Based on Segmentation Template and Spatiotemporal Gray Sample Set // *Sensors*. 2021. Vol. 21. Pp. 5401. DOI: 10.3390/s21165401.

10. Панфилов А.В., Короткий А.А., Иванов Б.Ф., Юсупов А.Р. Контроль канатов при эксплуатации машин с канатной тягой // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*, 2022. № 4.

11. Панфилов А.В., Николаев Н.Н., Юсупов А.Р., Короткий А.А. Интегральная оценка риска при диагностике стальных канатов с использованием компьютерного зрения // *Безопасность техногенных и природных систем*, 2023. № 1.

12. Пат. 2775348 D07/B, B66B, G05B, Рос. Федерация. Способ визуально-измерительного контроля стального каната / Короткий А.А., Панфилов А.В. Заявл. 23.03.2021; опубл. 29.06.2022.

13. Dlamini S., Chih Y.K., Shun L.S., Chung-Feng J.K. Development of a real-time machine vision system for functional textile fabric defect detection using a deep YOLOv4 model // *Textile Reseach Journal*. 2021. №. 92. Pp. 675-690.

14. Hussain M. YOLO-v1 to YOLO-v8, the Rise of YOLO and Its Complementary Nature toward Digital Manufacturing and Industrial Defect Detection // *Machines*. 2023. Vol. 11. P. 25.

assessment of the condition of hoisting ropes by measuring their geometric parameters in a three-dimensional image of their surface. *Archives of Mining Sciences*, 2013. Vol. 58, No. 3, pp. 643-654.

8. Huang X., Liu Z., Zhang X., Kang J., Zhang M., Guo Y. Surface Damage Detection for Steel Wire Ropes Using Deep Learning and Computer Vision Techniques. *Measurement*, 2020. Vol. 161.

DOI:10.1016/j.measurement.2020.107843.

9. Zhang G., Tang Z., Fan Y., Liu J., Jahanshahi H., Aly A.A. Steel Wire Rope Surface Defect Detection Based on Segmentation Template and Spatiotemporal Gray Sample Set. *Sensors*, 2021, Vol. 21, pp. 5401. DOI: 10.3390/s21165401.

10. Panfilov A.V., Korotkiy A.A., Ivanov B.F., Yusupov A.R. Control of ropes during operation of machines with rope traction. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*. 2022. No. 4. (In Russian).

11. Panfilov A.V., Nikolaev N. N., Yusupov A. R., Korotkiy A. A. Integral risk assessment in the diagnosis of steel ropes using computer vision. *Bezopasnost tekhnogennyh i prirodnyh system*. 2023. No. 1. (In Russian).

12. Patent RU 2775348. *Sposob vizualno-izmeritelnogo kontrolya stalnogo kanata* [Method of visual and measuring control of steel rope]. Korotkiy A.A., Panfilov A.V. Declared 23.03.2021. Published 29.06.2022. (In Russian).

13. Dlamini S., Chih Yuan Kao, Shun Lian Su, Chung-Feng Jeffrey Kuo. Development of a real-time machine vision system for functional textile fabric defect detection using a deep YOLOv4 model. *Textile Reseach Journal*, 2021, No. 92, pp. 675-690.

14. Hussain M. YOLO-v1 to YOLO-v8, the Rise of YOLO and Its Complementary Nature toward Digital Manufacturing and Industrial Defect Detection. *Machines*, 2023, Vol. 11, pp. 25.

УДК (UDC) 621.877.3

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЕРТИКАЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ СИДЕНЬЯ ОПЕРАТОРА
С ЗАДАННОЙ СИЛОВОЙ ХАРАКТЕРИСТИКОЙSIMULATION OF VERTICAL VIBRATIONS OF THE OPERATOR'S SEAT WITH A
GIVEN FORCE CHARACTERISTICКорытов М.С., Щербakov В.С., Галдин Н.С., Кашапова И.Е.
Korytov M.S., Sherbakov V.S., Galdin N.S., Kashapova I.E.Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (Омск, Россия)
Siberian State Automobile and Highway University (Omsk, Russian Federation)

Аннотация. Операторы строительных и дорожных машин подвергаются значительным вибрационным и ударным нагрузкам. Вибрации приводят к профессиональным заболеваниям и снижению работоспособности операторов. В качестве основных направлений виброзащиты используются виброзащитные опоры кабин и виброзащитные подвески сидений. Активные виброзащитные системы имеют преимущества в широте частотного диапазона и возможностях настройки. В то же время пассивные виброзащитные системы надежнее и долговечнее. В перспективных виброзащитных системах используется эффект квазиулево́й жесткости. Описана разработанная в российской среде моделирования SimInTech математическая модель пассивной виброзащитной системы сиденья с эффектом квазиулево́й жесткости. Учитываются внешние воздействия в виде заданных перемещений основания сиденья, и параметры системы. Входными параметрами являются масса, время, коэффициенты жесткости и демпфирования, амплитуда и частота колебаний основания сиденья. Выходными параметрами являются координата, скорость и ускорение сиденья в абсолютной системе координат и производная от них перегрузка сиденья. Также в результате моделирования определяются временные зависимости локальной координаты, или деформации виброзащитного механизма. Используются блоки библиотеки «Механика» SimInTech. Реализованы заданные функциональные зависимости возвращающей силы и демпфирования. Модель воспроизводит вертикальные колебания сиденья. Приведены пример использования и результаты. Возвращающая сила определяется трехсегментной статической силовой характеристикой. Перегрузка определяется по текущим значениям ускорения сиденья, которые, в свою очередь, определяются блоком виртуального датчика. Приведен пример использования модели, когда исследуются вертикальные колебания сиденья с оператором наземной транспортно-технологической машины. Основание сиденья, т.е. пол кабины, совершает заданные гармонические колебания. Приведены графики временных зависимостей вертикальной координаты центра масс сиденья, вертикальной координаты основания сиденья и перемещения сиденья относительно

Abstract. Operators of construction and road building machines are subjected to significant vibration and shock loads. Vibrations lead to occupational diseases and reduced working capacity of operators. The main areas of vibration protection are vibration-protective cab supports and vibration-protective seat suspensions. Active vibration protection systems have advantages in the breadth of frequency range and possibilities of their customization. At the same time, passive vibration protection systems are more reliable and durable. The effect of quasi-zero stiffness is utilized in promising vibration protection systems. The developed simulation mathematical model of passive vibration protection system of a seat in SimInTech environment is described. The model takes into account external influences in the form of specified displacements of the seat base, and system parameters. Input parameters are mass, time, stiffness and damping coefficients, amplitude and frequency of vibrations of the seat base. Output parameters are the coordinate, velocity and acceleration of the seat in the absolute coordinate system, and the derivative of them is the overload of the seat. Also as a result of modeling the time dependencies of the local coordinate, or deformation of the vibration protection mechanism are determined. In the SimInTech environment the blocks of the "Mechanics" library are used. The specified functional dependencies of the return force and damping are realized. The model reproduces vertical vibrations of the seat with the operator. An example of use and results are given. The return force is determined by a three-segment static force characteristic. The overload is determined from the current acceleration values of the seat, which in turn are determined by the virtual sensor unit. An example of using the model is given, when vertical vibrations of a seat with an operator of a ground transportation and technological machine are investigated. The base of the seat, i.e. the floor of the operator's cabin, performs specified harmonic oscillations. Graphs of time dependences of the vertical coordinate of the seat center of mass, the vertical coordinate of the seat base and the displacement of the seat relative to its own base, as well as the time dependence of the seat overload are given. The field of application of the developed model is to study the dynamics of forced vertical vibrations of the vibration protection system of the seat of a ground transportation-technological machine with

собственного основания, а также временная зависимость перегрузки сиденья. Область применения разработанной модели – исследование динамики вынужденных колебаний виброзащитной системы сиденья наземной транспортно-технологической машины с оператором.

Ключевые слова: виброзащитный механизм, математическая модель, Simintech, квази-нулевая жесткость.

Дата получения статьи: 03.12.2024
Дата принятия к публикации: 10.01.2025
Дата публикации: 25.03.2025

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](https://orcid.org/0000-0002-5104-7568)

Щербаков 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: <https://orcid.org/0000-0002-3084-2271>

Галдин Николай Семенович – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Строительная, подъемно-транспортная и нефтегазовая техника», ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)»,

e-mail: galdin_ns@sibadi.org.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8945-1542>

Кашапова Ирина Евгеньевна – кандидат технических наук, преподаватель кафедры «Автоматизация и энергетическое машиностроение», ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)»,

e-mail: kashapova_ie@mail.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0631-564X>

a human operator.

Keywords: vibration protection mechanism, simulation model, Simintech, quasi-zero stiffness.

Date of manuscript reception: 03.12.2024
Date of acceptance for publication: 10.01.2025
Date of publication: 25.03.2025

Authors' information:

Mikhail S. Korytov – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor at Department of Automobile transport, Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI),

e-mail: kms142@mail.ru.

ORCID: [0000-0002-5104-7568](https://orcid.org/0000-0002-5104-7568)

Vitaliy S. Sherbakov – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor at Department of Automation and power engineering, Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI),

e-mail: sherbakov_vs@sibadi.org.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3084-2271>

Nikolay S. Galdin – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor at Department of Construction, lifting and transportation and oil and gas engineering, Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI),

e-mail: galdin_ns@sibadi.org.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8945-1542>

Irina E. Kashapova – Candidate of Technical Sciences, Lecturer at Department of Automation and power engineering, Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI),

e-mail: kashapova_ie@mail.ru.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0631-564X>

1. Введение

Операторы современных строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин подвергаются значительным вибрационным и ударным нагрузкам в процессе работы, поскольку скорости перемещения как самих машин, так и их рабочих органов, взаимодействующих со средой, имеют тенденцию к непрерывному возрастанию [1 - 3].

Поэтому весьма важной и актуальной является проблема снижения динамических

воздействий и вибраций на операторов всех видов наземных транспортно-технологических машин: автогрейдеров [4 - 6], фронтальных погрузчиков [7, 8], бульдозеров [9, 10], скреперов [11].

Вибрации необходимо снижать и по причине того, что они приводят к возникновению профессиональных заболеваний у операторов [12, 13]. Ухудшение физического состояния операторов вследствие вибраций приводит к снижению концентрации внимания, понижению их работоспособности [14],

что, в свою очередь, отрицательно влияет на производительность и качество выполняемых работ [15, 16].

Основными направлениями защиты оператора наземной транспортно-технологической машины от вибраций и ударов являются применение виброзащитных опор и механизмов кабины оператора [17] и сиденья [18].

Виброзащитные системы сидений, являясь, образно выражаясь, «последним рубежом» защиты оператора на пути передачи динамических воздействий и вибраций, имеют чрезвычайно важное значение. Применяются активные [19] и пассивные [18] виброзащитные системы сидений операторов.

Активные виброзащитные системы на основе электрических и гидравлических компонентов с внешним подводом энергии, имеют преимущества перед пассивными системами: возможность реализации произвольно заданной силовой характеристики, виброзащита в более широком частотном диапазоне внешних воздействий и т.д.

В то же время, пассивные виброзащитные системы на основе упругих элементов, рычагов, пружин и т.п., обладают несомненно большей надежностью, долговечностью, ремонтпригодностью по сравнению с активными системами.

Как активные, так и пассивные виброзащитные системы сидений операторов могут обладать эффектом квазиулевой жесткости, который в настоящее время считается перспективным, поскольку позволяет расширить частотный диапазон эффективной виброзащиты до низких и сверхнизких частот внешних воздействий [18, 19].

Эффект квазиулевой жесткости может быть описан как горизонтальность части силовой характеристики виброзащитной системы, когда при изменении локальной координаты виброзащищаемого объекта, т.е. сиденья, относительно собственной опорной поверхности, возвращающая сила механизма остается приблизительно постоянной.

Для исследования поведения виброзащитной системы при различных внешних воздействиях, необходимо использовать метод математического моделирования [20], широко применяемый во всех областях на-

учных исследований. Использование математической модели виброзащитной системы позволит исследовать ее в различных режимах, в том числе труднореализуемых или вообще не реализуемых на физическом объекте, выполнить оптимизацию параметров, рассмотрев при этом большое число расчетных случаев.

2. Постановка задачи

Для разрабатываемой пассивной виброзащитной системы сиденья оператора наземной транспортно-технологической машины требуется составить математическую модель и реализовать ее в программной среде разработки. Для этого необходимо прежде всего разработать расчетную схему системы, выделив в ней основные параметры, в том числе характеризующие внешние воздействия в виде вертикального перемещения пола кабины, в которой установлено сиденье оператора.

В первом приближении целесообразно рассмотреть одномассовую модель сиденья с оператором и виброзащитным механизмом. Основание сиденья, т.е. пол кабины оператора, перемещается с заданной частотой, при этом принято допущение, что его перемещения не зависят от колебаний сиденья ввиду относительной малости массы последнего. Целесообразно разработать математическую модель для получения перемещений, скоростей и ускорений сиденья при гармонических колебаниях основания, которые являются общепринятым видом воздействий при исследовании виброзащитных систем [18, 19].

В качестве входных параметров математической модели выступали: масса сиденья с оператором и виброзащитным механизмом m ; время моделирования отдельного динамического процесса T_{kon} ; коэффициенты жесткости виброзащитного механизма сиденья c_1 , c_2 в центральном и крайних участках силовой характеристики, т.е. в зоне квазиулевой жесткости и в упорах, ограничивающих зону квазиулевой жесткости; коэффициенты демпфирования виброзащитного механизма сиденья b_1 , b_2 в центральном и крайних участках силовой характеристики; ам-

плитуда заданных перемещений основания сиденья в вертикальном направлении (изменение координаты основания y_{op}) A_{mp} ; угловая (круговая) частота заданных колебаний основания сиденья $\omega = 2\pi/T_o = 2\pi \cdot f$; период заданных колебаний основания сиденья T_o ; частота заданных колебаний основания сиденья в секунду f ; Y_0 – размер участка квазиулевого жесткости в средней части силовой характеристики виброзащитного механизма сиденья.

Выходными параметрами, получаемыми в результате моделирования, являлись координата $y(t)$, скорость $\dot{y}(t)$ и ускорение $\ddot{y}(t)$ вертикальной координаты сиденья с оператором в абсолютной, неподвижной системе координат в виде временных зависимостей. А также временные зависимости координаты $y_1(t)$, скорости $\dot{y}_1(t)$ и ускорения $\ddot{y}_1(t)$ локальной координаты собственной деформации виброзащитного механизма сиденья, т.е. смещения сиденья относительно его опорной поверхности.

Обработка векторов дискретных значений указанных выходных параметров позволяет определить обобщенные параметры, характеризующие вибрационную и силовую нагрузку на человека-оператора, в частности, амплитуду $n_{y_{max}}$ перегрузки n_y по вертикальному ускорению сиденья с оператором a в неподвижной системе координат, а также амплитуду локальной координаты деформации виброзащитного механизма сиденья y_{lmax} .

3. Математическая модель сиденья оператора

Математическая модель виброзащитного сиденья оператора с заданной силовой характеристикой разрабатывалась в Российской среде динамического моделирования технических систем SimInTech [21, 22].

Для моделируемой механической системы сиденья с одной поступательной степенью свободы использовалась библиотека блоков SimInTech «Механика», группа блоков «Эле-



Рис. 1. Блоки библиотеки «Механика» SimInTech

менты поступательного движения» (рис. 1, а), а также блоки «Задатчик профиля поступательного движения» из группы «Механические источники» (рис. 1, б) и «Датчик поступательного движения» из группы «Механические датчики» (рис. 1, в) той же библиотеки. Из группы блоков «Элементы поступательного движения» использовались блоки «Поступательная заделка», «Масса», «Поступательная пружина», «Поступательный демпфер», «Поступательный ограничитель положения» (рис. 1, а).

В качестве примера были реализованы представленные на рис. 2 функциональные зависимости возвращающей силы F (статическая силовая характеристика) и переменного коэффициента демпфирования b виброзащитного механизма сиденья от локальной координаты собственной деформации виброзащитного механизма сиденья y_1 .

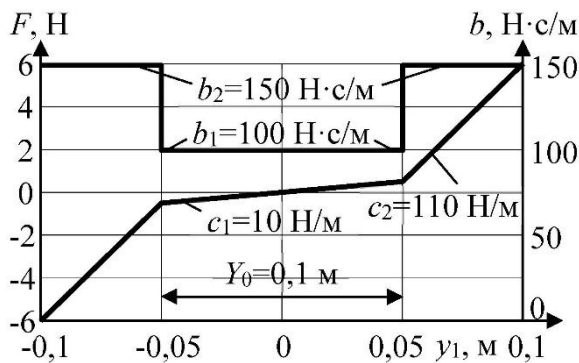


Рис. 2. Функциональные зависимости возвращающей силы и коэффициента демпфирования виброзащитного механизма сиденья от локальной координаты y_1 (пример)

Для этого в блочной диаграмме модели сиденья блоки «Поступательная пружина», «Поступательный демпфер» и «Поступательный ограничитель положения» были соединены параллельно (рис. 3).

В окне настроек параметров блока «Поступательный ограничитель положения» в колонке «Формула» при этом использовались следующие выражения для задания значений: «Коэффициент демпфирования верхнего упора» $b_2 - b_1$; «Коэффициент демпфирования нижнего упора» $b_2 - b_1$;

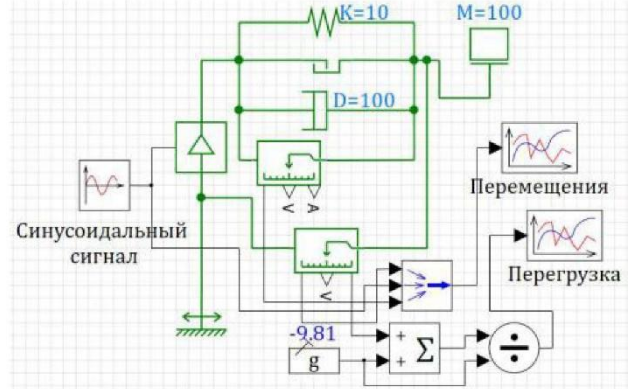


Рис. 3. Математическая модель колебаний сиденья на виброзащитной подвеске в обозначениях SimInTech

«Коэффициент жесткости верхнего упора» $c_2 - c_1$; «Коэффициент жесткости нижнего упора» $c_2 - c_1$; «Положение верхнего упора» $Y_0 / 2$; «Положение нижнего упора» $-Y_0 / 2$.

В настройках блоков «Поступательная пружина» и «Поступательный демпфер» задавались непосредственно значения c_1 и b_1 соответственно.

Для задания возмущающих воздействий в виде перемещения основания сиденья на полу кабины, также в качестве примера использовался блок «Синусоида» библиотеки блоков SimInTech «Источники».

При необходимости изменения характера заданных перемещений основания, в модели могут быть использованы другие виды блоков из библиотеки «Источники»: «Линейный источник», «Ступенька», «Кусочно-линейная», «Треугольный сигнал», «Полином n-й степени» и т.д., а также их комбинации, что позволяет задать практически любой вид перемещений основания.

Значения всех параметров модели задавались в списке сигналов проекта в меню SimInTech «Сервис» – «Сигналы...».

Приведенная математическая модель воспроизводит вертикальные колебания массы сиденья с оператором в соответствии с дифференциальным уравнением [18]

$$m \cdot a + b \cdot v_1 + F = 0, \quad (1)$$

где b – переменный коэффициент демпфирования виброзащитного механизма сиденья (см. рис. 2), Н·с/м; $v_1 = \frac{dy_1}{dt}$; $v = \frac{dy}{dt}$; $a = \frac{dv}{dt}$.

Возвращающая сила F виброзащитного механизма сиденья в дифференциальном уравнении (1) в рассматриваемом примере определялась выражением трехсегментной статической силовой характеристики:

$$F = c_2 \begin{cases} c_2 \cdot \left(y_1 - \frac{Y_0}{2} \right) + c_1 \cdot \frac{Y_0}{2} & \text{при } y_1 > \frac{Y_0}{2}; \\ c_1 \cdot y_1 & \text{при } -\frac{Y_0}{2} \leq y_1 \leq \frac{Y_0}{2}; \\ c_2 \cdot \left(y_1 + \frac{Y_0}{2} \right) - c_1 \cdot \frac{Y_0}{2} & \text{при } y_1 < -\frac{Y_0}{2}. \end{cases}$$

Гармоническая функция синусоиды описывала в рассматриваемом примере заданные перемещения основания сиденья y_{op} :

$$y_{op} = A_{mp} \cdot \sin(t \cdot \omega).$$

Перегрузка n_y , т.е. отношение фактической силы взаимодействия тела оператора с опорой к весу тела оператора, определялась по текущим значениям ускорения сиденья с оператором $a(t)$, по формуле

$$n_y(t) = \frac{a(t) + g}{g}.$$

Текущие значения ускорения сиденья с оператором в неподвижной системе координат $a(t)$ определялись из модели при помощи блока виртуального датчика SimInTech «Датчик поступательного движения».

4. Результаты вычислительного эксперимента

Для сочетания значений входных параметров модели $m=100$ кг; $A_{mp}=0,1$ м; $f=1$ Гц; $g=-9,81$ м/с²; $b_1=100$ Н·с/м; $b_2=150$ Н·с/м; $c_1=10$ Н/м; $c_2=110$ Н/м; $X_0=0,1$ м, были получены графики временных зависимостей перегрузки сиденья в неподвижной системе координат $n_y(t)$, а также соответствующие им графики временных зависимостей перемещения основания $y_{op}(t)$, перемещения сиденья с оператором $y(t)$, и локальной координаты, т.е. деформации виброзащитного механизма сиденья $y_1(t)$. Все указанные зависимости приведены на рис. 4.

Время моделирования составляло $T_{kon}=10$ с.

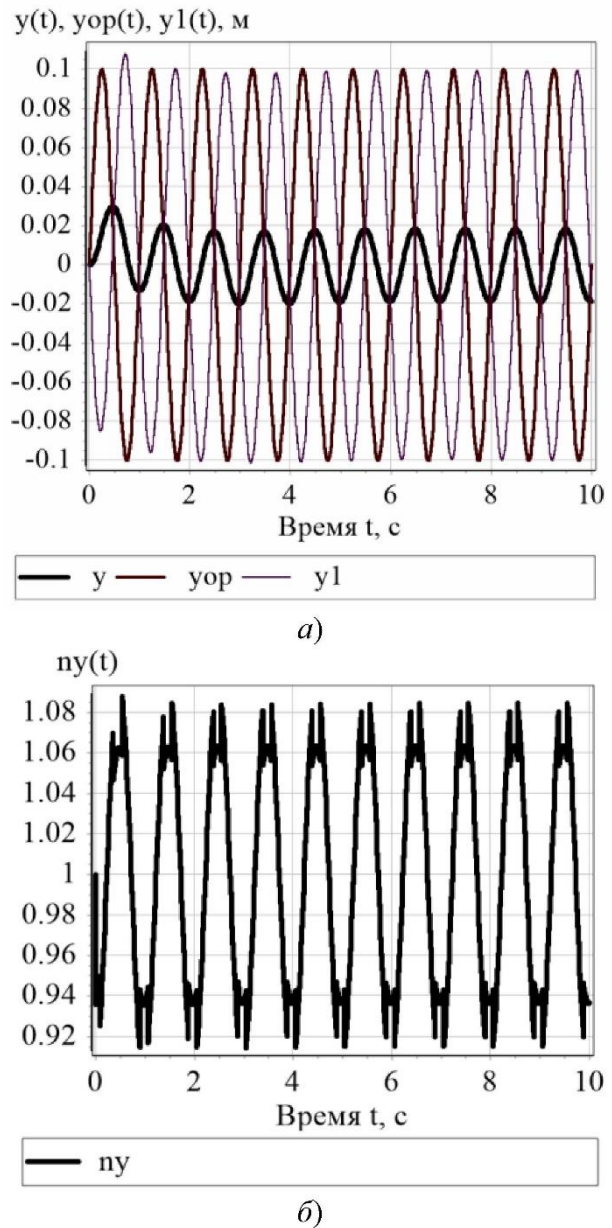


Рис. 4. Результаты моделирования в виде временных зависимостей: а) координат центра масс сиденья, его основания и перемещения сиденья относительно собственного основания; б) перегрузки сиденья (пример)

На рис. 4, а, приведены в качестве примера временные зависимости вертикальной координаты центра масс сиденья с оператором $y(t)$, вертикальной координаты основания сиденья $y_{op}(t)$, и перемещения сиденья относительно собственного основания $y_1(t)$. На рис. 4, б приведена соответствующая

временная зависимость перегрузки сиденья $n_y(t)$.

5. Заключение

В российской среде динамического моделирования SimInTech с использованием блоков библиотеки «Механика» была разработана математическая модель для исследования вертикальных колебаний сиденья с оператором наземной транспортно-технологической машины, возникающих при заданных гармонических колебаниях основания сиденья, т.е. пола кабины оператора.

Математическая модель содержит трехсегментную статическую силовую характеристику виброзащитного сиденья со средним участком квазиулевого жесткости и двумя крайними участками заданного наклона. Так-

же в модели присутствует возможность задания различных коэффициентов демпфирования для трех участков статической силовой характеристики виброзащитного сиденья.

Заданное перемещение основания в виде временной зависимости выступает в качестве входного сигнала модели. Выходными сигналами являются временные зависимости абсолютной координаты сиденья с оператором, перемещения сиденья относительно собственного основания, и перегрузки сиденья.

В качестве области применения разработанной математической модели выступает исследование динамики вынужденных вертикальных колебаний виброзащитной системы сиденья с человеком-оператором, имеющей в статической силовой характеристике участок квазиулевого жесткости.

Список литературы

1. Tong Z., Miao J., Li Y. Development of electric construction machinery in China: a review of key technologies and future directions // *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A*. 2021. Vol. 22. P. 245–264. DOI: 10.1631/jzus.A2100006
2. Lagunova Y.A., Komissarov A.P., Lukashu O.A. Determination of functions of controlling drives of main executive mechanisms of mining excavators // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2018. Vol. 327 No. 5. P. 052024. DOI: 10.1088/1757-899X/327/5/052024
3. Tianyu L., Zhigui R., Xiaoping P., Dingjun C. Dynamic digging force modeling and comparative analysis of backhoe hydraulic excavators // *Measurement Science and Technology*. 2024. Vol. 35. No. 3. P. 035025. DOI: 10.1088/1361-6501/ad1814
4. Dhanjee K.C., Sanjay K.P., Vivekanand 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
5. Sukharev R.Y. Trajectory plotting algo-

References

1. Tong Z., Miao J., Li Y. Development of electric construction machinery in China: a review of key technologies and future directions. *Journal of Zhejiang University-SCIENCE A*, 2021, Vol. 22, pp. 245-264. DOI: 10.1631/jzus.A2100006
2. Lagunova Y.A., Komissarov A.P., Lukashu O.A. Determination of functions of controlling drives of main executive mechanisms of mining excavators. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2018, Vol. 327, No. 5, pp. 052024. DOI: 10.1088/1757-899X/327/5/052024
3. Tianyu L., Zhigui R., Xiaoping P., Dingjun C. Dynamic digging force modeling and comparative analysis of backhoe hydraulic excavators. *Measurement Science and Technology*, 2024, Vol. 35, No. 3, pp. 035025. DOI: 10.1088/1361-6501/ad1814
4. Dhanjee K.C., Sanjay K.P., Vivekanand 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
5. Sukharev R.Y. Trajectory plotting algo-

rithm for a self-driving road grader // *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. Vol. 2096. P. 012181. DOI: 10.1088/1742-6596/2096/1/012181

6. 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. P. 251–264. DOI: 10.22034/gjesm.2022.02.08

7. Kim S.H., Yoon D.S., Kim G.W. Road traveling test for vibration control of a wheel loader cabin installed with magnetorheological mounts // *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*. 2020. P. 1045389X20953900. DOI: 10.1177/1045389X20953900

8. Cho J.H., Na S.J., Kim M.S. Structural load estimation of the wheel loader for customer usage profile monitoring // *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2024. Vol. 38. No. 7. P. 3455–3464. DOI: 10.1007/s12206-024-0620-0

9. 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. P. 881–889. DOI: 10.1093/annweh/wxz054

10. Erdem B., Doğan T., Duran Z. Evaluation of Whole-Body Vibration Exposure of Dozer Operators, a Task-Based Approach // *Mining, Metallurgy & Exploration*. 2022. Vol. 39. P. 1501–1520. DOI: 10.1007/s42461-022-00636-7

11. Yu H., Zhao C., Li S. Pre-work for the birth of driver-less scraper (LHD) in the underground mine: the path tracking control based on an LQR controller and algorithms comparison // *Sensors*. 2021. Vol. 21. No. 23. P. 7839. DOI: 10.3390/s21237839

12. Xin Y., Dong R. Comfort analysis of crane hoistman based on nonlinear biodynamics coupled with crane-rail system model // *J. Mech. Sci. Technol.* 2022. Vol. 36. P. 55–75. DOI: 10.1007/s12206-021-1205-9

13. Adam, S., Jalil, N., Rezali, K. The effect of posture and vibration magnitude on the vertical vibration transmissibility of tractor suspension system // *International journal of industrial ergonomics*. 2020. Vol. 80. P.

rithm for a self-driving road grader. *Journal of Physics: Conference Series*, 2021, Vol. 2096, pp. 012181.

DOI: 10.1088/1742-6596/2096/1/012181

6. 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

7. Kim S.H., Yoon D.S., Kim G.W. Road traveling test for vibration control of a wheel loader cabin installed with magnetorheological mounts. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 2020, pp. 1045389X20953900. DOI: 10.1177/1045389X20953900

8. Cho J.H., Na S.J., Kim M.S. Structural load estimation of the wheel loader for customer usage profile monitoring. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2024, Vol. 38, No. 7, pp. 3455-3464. DOI: 10.1007/s12206-024-0620-0

9. 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

10. Erdem B., Doğan T., Duran Z. Evaluation of Whole-Body Vibration Exposure of Dozer Operators, a Task-Based Approach. *Mining, Metallurgy & Exploration*, 2022, Vol. 39, pp. 1501-1520. DOI: 10.1007/s42461-022-00636-7

11. Yu H., Zhao C., Li S. Pre-work for the birth of driver-less scraper (LHD) in the underground mine: the path tracking control based on an LQR controller and algorithms comparison. *Sensors*, 2021, Vol. 21, No. 23, pp. 7839. DOI: 10.3390/s21237839

12. Xin Y., Dong R. Comfort analysis of crane hoistman based on nonlinear biodynamics coupled with crane-rail system model. *J. Mech. Sci. Technol.*, 2022, Vol. 36, pp. 55-75. DOI: 10.1007/s12206-021-1205-9

13. Adam, S., Jalil, N., Rezali, K. The effect of posture and vibration magnitude on the vertical vibration transmissibility of tractor suspension system. *International journal of industrial ergonomics*, 2020, Vol. 80, pp.

103014. DOI: 10.1016/j.ergon.2020.103014

14. Loprencipe G., Zoccali P. Ride quality due to road surface irregularities: comparison of different methods applied on a set of real road profiles // *Coatings*. 2017. Vol. 7. No. 5. P. 59. DOI: 10.3390/coatings7050059

15. Korchagin P.A., Teterina I.A., Letopolsky A.B. Effect of tire dynamic characteristics on vibration load at the operator's workplace // *Journal of Physics: Conference Series*. 2020. Vol. 1441. P. 012097. DOI: 10.1088/1742-6596/1441/1/012097

16. Baranovskiy A.M., Vikulov S.V. Vibration protection system for high-speed vessel crews // *Marine intellectual technologies*. 2019. Vol. 3. N 1. P. 35–38.

17. Sakinala V., Paul P.S., Moparthi J.R. Assessment of HEMM Operators' Risk Exposure due to Whole-Body Vibration in Underground Metalliferous Mines Using Machine Learning Techniques // *Mining, Metallurgy & Exploration*. 2024. Vol. 41. P. 2143–2159. DOI: 10.1007/s42461-024-01009-y

18. Коротов М.С., Щербakov В.С., Кашапова И.Е. Амплитудно-частотные характеристики виброзащитной системы сиденья с трехсегментной статической силовой характеристикой и участком квазиулевой жесткости // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. 2024. № 2. С. 101-110. DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-02-101-110

19. Chaoran L., Wei Z., Kaiping Y. Quasi-zero-stiffness vibration isolation: Designs, improvements and applications // *Engineering Structures*. 2024. Vol. 301. P. 117282. DOI: 10.1016/j.engstruct.2023.117282

20. Химич А.В., Лагереv И.А. Исследование динамической нагруженности мобильной канатной транспортно-технологической машины, размещенной на склоне // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. 2022. № 2. С. 159-164. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-159-164

21. Савчук И.В., Белова В.Д. Функциональные возможности программного комплекса SimInTech в реализации режимов моделирования, оптимизации, управления и контроля объектов // *Научно-технический*

103014. DOI: 10.1016/j.ergon.2020.103014

14. Loprencipe G., Zoccali P. Ride quality due to road surface irregularities: comparison of different methods applied on a set of real road profiles. *Coatings*, 2017, Vol. 7, No. 5, pp. 59. DOI: 10.3390/coatings7050059

15. Korchagin P.A., Teterina I.A., Letopolsky A.B. Effect of tire dynamic characteristics on vibration load at the operator's workplace. *Journal of Physics: Conference Series*, 2020, Vol. 1441, pp. 012097. DOI: 10.1088/1742-6596/1441/1/012097

16. Baranovskiy A.M., Vikulov S.V. Vibration protection system for high-speed vessel crews. *Marine intellectual technologies*, 2019, Vol. 3, No. 1, pp. 35-38.

17. Sakinala V., Paul P.S., Moparthi J.R. Assessment of HEMM Operators' Risk Exposure due to Whole-Body Vibration in Underground Metalliferous Mines Using Machine Learning Techniques. *Mining, Metallurgy & Exploration*, 2024, Vol. 41, pp. 2143-2159. DOI: 10.1007/s42461-024-01009-y

18. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Khashapova I.E. Amplitude-frequency characteristics of the vibration-protective seat system with a three-segment static force characteristic and a quasi-zero stiffness section quasi-zero stiffness. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2024, No.2, pp. 101-110. DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-02-101-110 (In Russian)

19. Chaoran L., Wei Z., Kaiping Y., et al. Quasi-zero-stiffness vibration isolation: Designs, improvements and applications. *Engineering Structures*, 2024, Vol. 301, pp. 117282.

20. Khimich A.V., Lagerev I.A. Study of the dynamic loading of a mobile rope transport and technological machine located on a slope. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2022, No. 2, pp. 159-164. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-159-164 (In Russian)

21. Savchuk I.V., Belova V.D. Functional capabilities of the SimInTech software system in the implementation of simulation, optimization, control and monitoring modes of objects. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Povolzhjya*,

вестник Поволжья. 2023. № 7. С. 206-210.

22. Беклемищев Ф.С., Селиванова В.А. Моделирование механической системы с использованием переменных состояний в SimInTech // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2020. № 4. С. 172-183.

† 2023, No. 7, pp. 206-210. (In Russian)

† 22. Beklemitev F.S., Selivanova V.A. Modeling a mechanical system using state variables in SimInTech. *Izvestiya Tuljskogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskie nauki*, 2020, No. 4, pp. 172-183. (In Russian)

†
†
†
†
†
†
†
†
†
†

УДК (UDC) 621.86

ВЛИЯНИЕ ВЯЗКО-УПРУГИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВСТРОЕННЫХ ДЕМПФЕРОВ НА ДИНАМИЧЕСКОЕ СОСТОЯНИЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ШАРНИРОВ С ПОВЫШЕННЫМИ ЗАЗОРАМИ

IMPACT OF VISCOELASTIC CHARACTERISTICS OF BUILT-IN DAMPERS ON THE DYNAMIC STATE OF CYLINDRICAL HINGES WITH EXCESSIVE BACKLASHES

Лагереv И.А.¹, Лагереv А.В.²
Lagerev I.A.¹, Lagerev A.V.²¹ - Кубанский государственный технологический университет (Краснодар, Россия)² - Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)¹ - Kuban State Technological University (Krasnodar, Russian Federation)² - Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. В процессе функционирования грузовых манипуляторов мобильных транспортно-технологических машин различного назначения, имеющих открытую кинематическую схему с соединением последовательно установленных звеньев с помощью цилиндрических шарниров, наблюдается изнашивание их контактных поверхностей. Данный вид повреждения является типовым дефектом металлоконструкции манипуляторов. Основная причина изнашивания - малая контактная поверхность пары «проушина-шарнирный палец», что приводит к появлению высокого давления на поверхности контакта отверстия проушины или втулки и к последующему фрикционному изнашиванию. В статье представлена математическая модель и методика моделирования динамического состояния гидравлических манипуляторов мобильных транспортно-технологических машин при наличии повышенных зазоров в цилиндрических шарнирных соединениях звеньев. Рассмотрены конструкции и предложен механизм снижения дополнительной ударной нагрузки в шарнирах с помощью использования встроенных шарнирных демпферов, обеспечивающих как чисто упругое, так и комбинированное вязкоупругое демпфирование колебательных процессов. На основе компьютерного моделирования трехзвенового манипулятора конкретной мобильной машины был выполнен количественный анализ эффективности снижения динамических напряжений в металлоконструкции. Выполнен анализ влияния вязкоупругих характеристик встроенных демпферов на динамическое состояние цилиндрических шарниров с повышенными зазорами.

Ключевые слова: манипуляционная система, цилиндрический шарнир, повышенный зазор, напряженное состояние, демпфер.

Дата получения статьи: 01.12.2024
Дата принятия к публикации: 28.02.2025
Дата публикации: 25.03.2025

Abstract. During the operation of cargo manipulators of mobile transport and technological machines for various purposes, having an open kinematic scheme with the articulation of sequentially installed links using cylindrical hinges, wear of their contact surfaces is observed. This type of damage is a typical defect in the metal structure of manipulators. The main cause of wear is the small contact surface of the "eyelet-hinge pin" pair, which leads to high pressure on the contact surface of the eyelet or sleeve opening and subsequent frictional wear. The article presents a mathematical model and a technique for modeling the dynamic state of hydraulic manipulators of mobile transport and technological machines in the presence of increased gaps in cylindrical articulated joints of links. The designs are considered and a mechanism is proposed to reduce the additional shock load in the hinges by using built-in hinge dampers that provide both purely elastic and combined viscoelastic damping of oscillatory processes. Based on computer simulation of a three-link manipulator of a specific mobile machine, a quantitative analysis of the effectiveness of reducing dynamic stresses in a metal structure was performed. The impact of the viscoelastic characteristics of the built-in dampers on the dynamic state of cylindrical hinges with increased clearances is analyzed.

Keywords: manipulation system, cylindrical hinge, excessive backlash, stress state, damper.

Date of manuscript reception: 01.12.2024
Date of acceptance for publication: 28.02.2025
Date of publication: 25.03.2025

Сведения об авторах:

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

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

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

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

Authors' information:

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

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

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

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

1. Введение

Манипуляционные системы, установленные на мобильных транспортно-технологических машинах различного функционального назначения, получили широкое распространение во многих отраслях экономики - промышленном производстве, строительстве, газо- и нефтедобыче, грузовых перевозках, лесной промышленности, сельском хозяйстве и др. [1, 2]. В настоящее время наиболее широко представлены гидравлические краны-манипуляторы ряда стран-производителей – Китая, Германии, Южной Кореи, Японии, Италии, США, России [3].

В конструкциях гидравлических манипуляторов мобильных машин используется значительное число кинематических схем с числом подвижности, равным 3...12 [3]. Эти схемы являются незамкнутыми и имеют структуру типа дерева с последовательно расположенными шарнирно-сочлененными звеньями [4]. Для создания подвижного поворотного соединения смежных звеньев кинематической цепи используются цилиндрические шарниры. Они состоят из двух пар проушин, неподвижно закрепленных попарно на концах смежных звеньев манипуляционной системы. Проушины имеют соосные отверстия для установки в них шарнирного пальца, который обеспечивает формирование цилиндрического шарнирного соединения.

При эксплуатации шарнирно-сочлененных манипуляторов мобильных машин распространенным типовым дефектом их металлоконструкции является износ контактных элементов шарниров [2]. Основной причиной износа является малая контактная по-

верхность пары «проушина–шарнирный палец». Это приводит к появлению высокого давления на поверхности контакта отверстия проушины или втулки [2] и к их фрикционному изнашиванию [5]. Износ прогрессирует по мере эксплуатации, вызывая появление в цилиндрических шарнирах манипуляционных систем повышенных зазоров [3]. Такие зазоры не предусмотрены конструкторской документацией. Допустимая величина указанных зазоров устанавливается нормативной документацией по безопасности эксплуатации грузоподъемного оборудования. Например, в России допустимая величина таких зазоров составляет 2...4 мм (4...10 % номинального диаметра отверстий шарниров) [6].

2. Анализ проблемы и подход к ее решению

Наличие повышенных зазоров в шарнирах манипуляционных систем представляет определенную проблему при эксплуатации мобильных машин. Они вызывают ряд негативных явлений:

- формирование в шарнире дополнительной подвижности, что приводит к перекосу шарнирного пальца в отверстиях проушин и неравномерному распределению опорных реакций между проушинами;

- появление ударных нагрузок и дополнительных динамических напряжений в металлоконструкции манипулятора при выполнении звеньями требуемых движений [6, 7];

- нарушение кинематической точности манипулятора и точности позиционирования его рабочего органа [4].

Таким образом, повышенные зазоры в шарнирах являются причиной снижения показателей надежности и безопасности эксплуатации как самих манипуляционных систем, так и мобильных транспортно-технологических машин в целом. Это особенно важно для различных типов грузоподъемных кранов, так как они часто подчиняются строгим правилам и сертификациям из-за характера выполняемых ими операций и связанных с ними рисков.

Указанные последствия определяют важность исследований, направленных на решение проблемы снижения негативного воздействия увеличенных радиальных зазоров в шарнирах на работоспособность шарнирно-сочлененных грузоподъемных кранов. Такая проблема характерна для различных технических объектов, в конструкции которых используются цилиндрические шарниры, например, для узлов соединения штоков гидроцилиндров с перемещаемыми конструкциями [8] или конструктивных элементов горных машин [9], для кривошипно-шатунных механизмов [10] и др. Как следствие, в последние годы увеличенные радиальные и осевые зазоры стали объектами многих исследований в области динамики многих тел и расчета динамического напряженно-деформированного состояния металлоконструкций, хотя первые работы в этом направлении были сделаны еще в 70-х годах прошлого века [11].

Применительно к шарнирно-сочлененным мобильным кранам было установлено [6], что дополнительная динамическая нагрузка может увеличить уровень напряжений до двух и более раз в зависимости от уровня начальной эксплуатационной нагрузки и величины радиального зазора в шарнире, а также приводить к двадцатикратному увеличению ускорения движений шарнирного пальца при изменении точек его опоры на внутренней поверхности отверстия. С целью снижения дополнительных динамических нагрузок при наличии в конструкции кранов шарниров с увеличенными радиальными зазорами были предложены и исследованы различные конструктивные и технологические меры. В [12] предложено использовать

износостойкие покрытия шарнирного пальца или внутренней поверхности отверстия проушин, в [10] рассмотрена регулировка зазоров с помощью специальных штифтов, в [13] предложено применять компенсацию размера зазоров. Еще одним эффективным способом является установка встроенных демпферов [14], которые создают силы упругого и вязкого сопротивления ударному воздействию шарнирных пальцев на поверхность отверстий цилиндрических шарниров.

Целью настоящей работы является разработка метода расчета динамического напряженного состояния металлоконструкций манипуляционных систем мобильных машин при повышенных зазорах в цилиндрических шарнирных соединениях. При этом необходимо решить ряд задач:

- построить математическую модель шарнира с повышенным радиальным зазором;
- модифицировать на ее основе одного из известных методов динамического расчета шарнирно-сочлененных кинематических цепей;
- выполнить оценку эффективности встроенного демпфера для снижения динамических напряжений в металлоконструкции шарнирно-сочлененного мобильного крана;
- предложить меры по снижению негативного воздействия повышенных зазоров на напряженное состояние металлоконструкций манипуляционных систем;
- выполнить оценку их эффективности.

3. Математическая модель шарнира с повышенным зазором

Модель возникновения дополнительных динамических нагрузок в шарнирно-сочлененных манипуляционных системах при наличии шарниров с повышенным зазором рассмотрим на примере трехзвенного краноманипулятора. Его кинематическая схема показана на рис. 1 [15]. Цилиндрические шарниры 12 и 23 позволяют стреле (звено 2) и рукояти (звено 3) совершать поворотное движение в одной вертикальной плоскости в направлении q_2 и q_3 соответственно. Шарнир 01 позволяет совершать вращение звеньев 2 и 3 вокруг вертикальной оси колонны

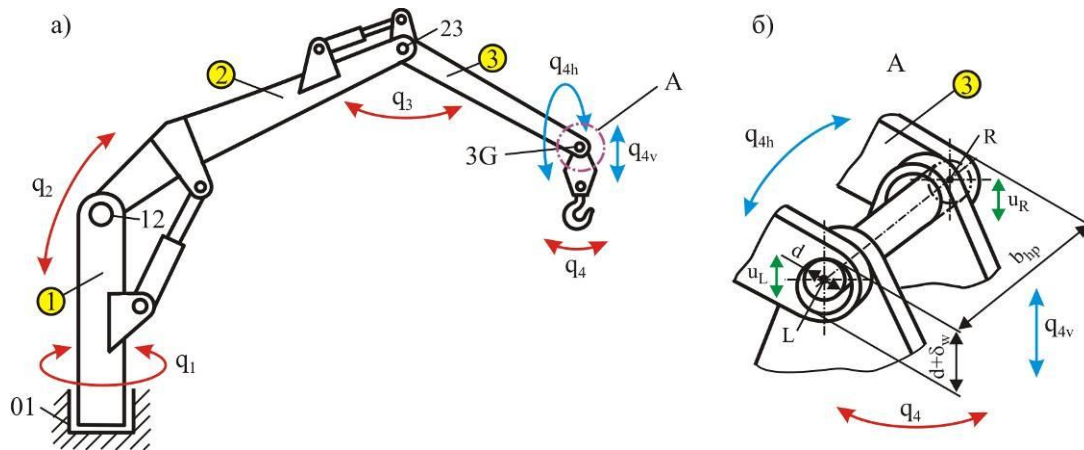


Рис. 1. Расчетная схема трехзвенного крана-манипулятора: а – металлоконструкция манипуляционной системы; б - шарнир с повышенным зазором

(звена 1) в направлении q_1 . Шарнир 3G служит для установки грузозахватного органа крана.

При отсутствии повышенного зазора δ_w шарнир 3G позволяет совершать только раскачивание груза в вертикальной плоскости (перемещение q_4). При образовании в шарнире 3G зазора δ_w грузозахватный орган получает возможность дополнительного перемещения. При поворотном перемещении груза в направлении q_1 повышенный зазор в шарнире 3G будет вызывать:

- взаимное линейное смещение звена 3 (рукоять) и рабочего органа;
- взаимный перекося звена 3 (рукоять) и рабочего органа.

В первом случае продольная ось шарнирного пальца будет совершать параллельное смещение относительно оси цилиндрического шарнира. Во втором случае про-

дольная ось шарнирного пальца будет совершать поворот относительно оси цилиндрического шарнира. В обоих случаях движение шарнирного пальца внутри цилиндрического зазора будет иметь периодический колебательный характер.

Математическая модель повышенного зазора в шарнире базируется на введении дополнительных возможных перемещений q_{4v} и q_{4h} , а также наложения на них ограничений, связанных с величиной зазора δ_w (рис. 2). Эти ограничения реализуются с помощью упругих и демпфирующих элементов. Их физическими аналогами являются конструктивные элементы, ограничивающие отверстие шарнира – проушины или вставленные в них антифрикционные втулки [9]. Усилие R , которое действует со стороны ограничивающих зазор элементов, составляет:

$$R(s, \dot{s}) = \begin{cases} c_h(s_{\max} - s) - \beta_h \dot{s}, & s \geq s_{\max} \wedge c_h(s_{\max} - s) - \beta_h \dot{s} < 0; \\ c_h(s_{\min} - s) - \beta_h \dot{s}, & s \leq s_{\min} \wedge c_h(s_{\min} - s) - \beta_h \dot{s} > 0; \\ 0, & \text{else.} \end{cases} \quad (1)$$

где c_h, β_h - коэффициенты жесткости и вязкого сопротивления ограничивающих элементов; s_{\min}, s_{\max} - минимальное и максимальное ограничения на величину зазора; s, \dot{s} - обобщенные координата и скорость, соответствующие возможному перемещению.

Адекватность указанных кинематических условий для ввода (или вывода) в контакт ограничивающих элементов подтверждается

данными [16]. Данная математическая модель может применяться, если для моделирования повышенного зазора в шарнире необходимо добавление n дополнительных взаимозависящих возможных перемещений. Тогда за соблюдение накладываемых кинематических ограничений будут отвечать усилия R_1, R_2, \dots, R_n . Каждое из них соответствует i -му добавленному возможному перемещению и определяется как

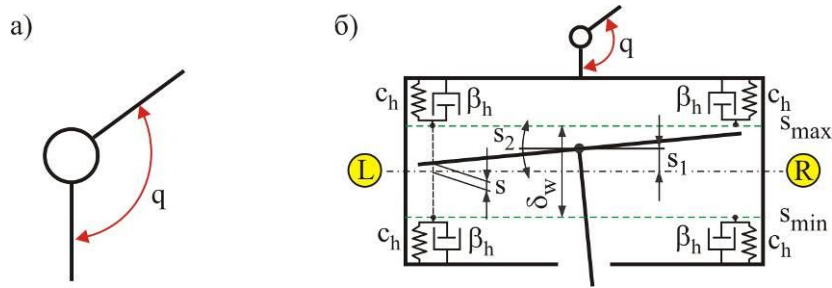


Рис. 2. Модель цилиндрического шарнира: а – без зазора; б – с повышенным зазором

$$R_i = f(s_1, s_2, \dots, s_n, \dot{s}_1, \dot{s}_2, \dots, \dot{s}_n).$$

Обобщенная координата s характеризуется двумя степенями свободы (рис. 2): поступательной s_1 и вращательной s_2 . Таким образом, в шарнир 3G необходимо ввести два дополнительных возможных перемещения – поступательное (линейное) $s_1 \equiv q_{4v}$ и вращательное (угловое) $s_2 \equiv q_{4h}$ (рис. 2). Обобщенные координаты s_1, s_2 и соответствующие им обобщенные силовые факторы R_1 (сила) и R_2 (момент силы) связаны с перемещениями центров R (правое) и L (левое) торцевых сечений шарнирного пальца в отверстиях проушины u_L, u_R и скоростями перемещений \dot{u}_L, \dot{u}_R зависимостями, вытекающими из соотношения (1):

$$u_L = s_1 - 0,5b_{hp} \sin(s_2); \quad \dot{u}_L = \dot{s}_1 - 0,5b_{hp}\dot{s}_2; \quad (2)$$

$$u_R = s_1 + 0,5b_{hp} \sin(s_2); \quad \dot{u}_R = \dot{s}_1 + 0,5b_{hp}\dot{s}_2; \quad (3)$$

$$R_1 = F_R + F_L; \quad R_2 = 0,5(F_R - F_L)b_{hp}; \quad (4)$$

$$F_L = \begin{cases} c_h(u_{L_{max}} - u_L) - \beta_h \dot{u}_L, & u_L \geq u_{L_{max}} = 0,5\delta_w; \\ c_h(u_{L_{min}} - u_L) - \beta_h \dot{u}_L, & u_L \leq u_{L_{min}} = -0,5\delta_w; \\ 0, & \text{else,} \end{cases} \quad (5)$$

$$F_R = \begin{cases} c_h(u_{R_{max}} - u_R) - \beta_h \dot{u}_R, & u_R \geq u_{R_{max}} = 0,5\delta_w; \\ c_h(u_{R_{min}} - u_R) - \beta_h \dot{u}_R, & u_R \leq u_{R_{min}} = -0,5\delta_w; \\ 0, & \text{else.} \end{cases} \quad (6)$$

где u_L, u_R - перемещениями центров R (правое) и L (левое) торцевых сечений шарнирного пальца; \dot{u}_L, \dot{u}_R - скорости центров R (правое) и L (левое) торцевых сечений шарнирного пальца; b_{hp} - длина шарнирного пальца между точками опирания.

Аналогичный подход полностью применим при моделировании напряженно-деформированного состояния манипулятора с по-

вышенными зазорами в остальных цилиндрических шарнирах – 12 и 23. При этом должны быть введены дополнительные перемещения: q_{2v} и q_{2h} (при наличии повышенного зазора в шарнире 12), q_{3v} и q_{3h} (при наличии повышенного зазора в шарнире 23).

4. Модифицированный метод динамического расчета шарнирно-сочлененных кинематических цепей с шарнирами, имеющими повышенный зазор

В настоящее время для расчета усилий в характерных поперечных сечениях звеньев манипуляционных систем используются методы на основе принципа Даламбера в рамках Ньютоновской механики [2] или подходы к исследованию динамики и прочности грузоподъемных кранов в рамках Гамильтоновой механики [17, 18]. Для анализа кинематики и динамики кранов-манипуляторов также оказываются пригодными методы исследования манипуляционных роботов, основанные на матричных методах расчета [19-21], группах Ли [22], пространственных операторах [23], нечеткой логике [24], операционном пространстве роботов [25] и др. Найденные в результате динамического анализа величины сил и моментов сил в характерных сечениях звеньев являются основой для расчета напряженно-деформированного состояния металлоконструкции кранов-манипуляторов. Для окончательной оценки прочности и жесткости несущей металлоконструкции крана-манипулятора, а также для уточнения картины распределения напряжений в зонах повышенной концентрации напряжений используются численные методы. Например, метод конечных элементов [20]. Однако пе-

речисленные методы не позволяют учесть влияние повышенных зазоров в шарнирных соединениях звеньев на их динамическое напряженное состояние, Поэтому необходима их модификация.

Учет повышенного зазора в цилиндрических шарнирах целесообразно выполнить на основе тех допущений, которые применяются при моделировании динамики гидравлических кранов-манипуляторов [19, 20]:

- кран-манипулятор моделируется системой твердых тел (звеньев), соединенных шарнирами;
- основание крана-манипулятора считается жестко зафиксированным;
- действие гидроцилиндров на звенья заменяется приложением пар противоположно направленных сил (аналогично учитывается действие поворотных гидродвигателей);

Это позволяет сохранить разомкнутость кинематических контуров и использовать для решения задачи динамики наименее ресурсоемкие алгоритмы: Recursive Newton Euler Algorithm [26] и Composite Rigid Body Algorithm [27]. Для оценки внутренних усилий и напряжений в звеньях целесообразно

использовать теорию тонкостенных стержней [19, 20, 28].

При использовании указанных методов дополнительные степени свободы, которые вводятся в шарнирах с повышенным зазором, должны быть связаны с дополнительными фиктивными звеньями манипуляционной системы. Эти звенья должны иметь нулевые размеры и инерционные характеристики. Поэтому для учета зазора в шарнире между предыдущим звеном манипуляционной системы и последующим шарниром вводится система фиктивных безынерционных звеньев (рис. 3). Именно с ними связаны дополнительные степени свободы s_i . Следует отметить, что в этом случае с помощью указанного метода нельзя получить строгое решение обратной задачи динамики, так как гидроцилиндры формально будут приводить в движение как реальные, так и фиктивные звенья. Поэтому нельзя вычислить точные значения усилий в шарнирах. Однако получаемое приближенное решение вполне допустимо для рассматриваемой инженерной задачи применительно к кранам-манипуляторам мобильных машин.

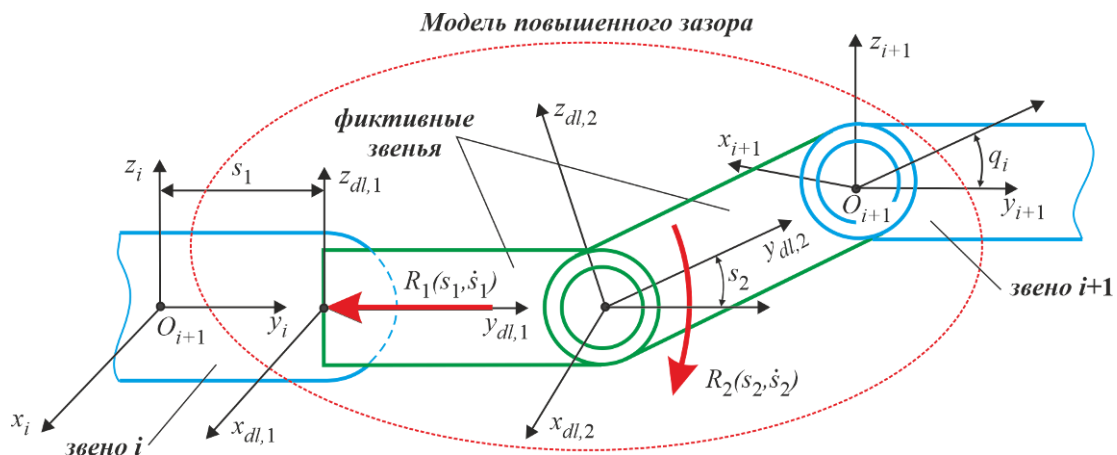


Рис. 3. Модель цилиндрического шарнирного соединения с фиктивными звеньями

5. Характерные особенности динамического напряженного состояния при наличии шарниров с повышенными зазорами

Предложенный подход к оценке динамической нагруженности металлоконструкций гидравлических кранов-манипуляторов был рассмотрен на примере поворота стрелы мо-

бильной транспортно-технологической машины АСТ-4-А (рис. 1) [7, 15]. Поворот выполнялся из состояния покоя с угловым ускорением $\ddot{q}_1 = 0.15 \text{ рад/с}^2$. Расчетная конфигурация крана-манипулятора характеризовалась следующим расположением звеньев: углы наклона стрелы и рукоятки относительно горизонтальной плоскости равны $+30^\circ$ и

-30° соответственно. Вес транспортируемого груза равен 7.5 кН. Величина зазора в шарнире рассматривалась в интервале $\delta_w = 0 \dots 2$ мм (это соответствует требованиям по безопасной эксплуатации кранов-манипуляторов [6], принятым в России).

Под действием сил инерции грузозахватный орган вместе с грузом совершают движение относительно рукояти не только в направлении q_4 , но дополнительно и в направлениях q_{4v} и q_{4h} . Поэтому вскоре после начала движения зазор δ_w выбирается полностью. Шарнирный палец упирается в поверхность отверстия проушины и накопленная грузом кинетическая энергия переходит в энергию удара. Длительность удара может составлять $0.02 \dots 0.03$ с, а ударное ускорение достигать 16 м/с^2 [29]. В металлоконструкции крана-манипулятора возникают дополнительные динамические напряжения до $100 \dots 120$ МПа.

Наличие зазора в цилиндрическом шарнире приводит к тому, что при совершении стрелой поворотного движения груз начинает отклоняться в направлении обобщенной координаты q_{4h} . При этом центры торцевых сечений шарнирного пальца совершают поступательное движение в направлениях u_L и u_R . В момент времени $t = 0,006$ с происходит отрыв поверхности шарнирного пальца в левом торцевом сечении L от поверхности отверстия проушины ($u_L > 0$). Орыв сопровождается незначительным скачком напряжений в стреле σ_2 на 4,2% и рукояти σ_3 на 4,7%. Также происходит кратковременное увеличение линейного ускорения груза. В момент времени $t = 0,38$ с поверхность шарнирного пальца в левом торцевом сечении L полностью выбирает зазор в отверстии проушины (перемещение u_L становится $u_L = \delta_w$). Происходит удар, который сопровождается значительным ростом напряжений в стреле σ_2 в 1,86 раза и рукояти σ_3 в 2,14 раза) и существенным увеличением линейного ускорения груза в 20 раз. Длительность удара равна 0,023 с. При ударе груз меняет направление своего движения на противополо-

жное. Затем вследствие инерционности груза происходит смена пары точек опирания шарнирного пальца (рис. 1) и происходит новый удар. Далее соударения шарнирного пальца с ограничивающими элементами шарнира происходят периодически до полного затухания раскачивания груза.

Таким образом, возникающие дополнительные динамические напряжения соизмеримы по величине с нормально действующими эксплуатационными напряжениями. Эти напряжения повторяются многократно и действуют кратковременно. Они снижают усталостную долговечность металлоконструкции крана-манипулятора. Они могут быть причиной возникновения и развития усталостных трещин в материале проушин и звеньев, снижать точность позиционирования грузозахватного органа, вызывать износ деталей шарниров и приводить к дальнейшему увеличению зазора δ_w .

6. Снижение негативного воздействия повышенных зазоров встроенными демпферами

Установка шарнирных демпферов является целесообразным способом, позволяющим снизить негативные последствия влияния повышенных зазоров на уровень динамического напряженного состояния и остаточный ресурс металлоконструкции манипуляторов [2]. Такие демпферы встраиваются в конструкцию узла соединения смежных звеньев манипуляционной системы. Они имеют принципиально схожий принцип действия, однако различаются геометрической формой и свойствами амортизирующих элементов. В качестве амортизирующих элементов предложено использовать упругие элементы в виде пружин растяжения-сжатия [30], колец [31], V-образных сегментов [32] и дуговых элементов [33]. Это позволяет реализовать функцию упругого сопротивления смещению шарнирного пальца в пределах зазора δ_w , пропорциональную величине смещения.

Для реализации функции вязко-упругого сопротивления дополнительно устанавливаются гидравлические амортизирующие эле-

менты [33]. Они оказывают дополнительное тормозящее воздействие за счет возникновения силы вязкого сопротивления, которая пропорциональна величине и скорости смещения шарнирного пальца. Математическая модель повышенного зазора в шарнире при

наличии встроенного демпфера строится аналогично математической модели на рис. 2. Влияние демпфера учитывается путем добавления в модель упругих и вязких амортизирующих элементов. Данные модели цилиндрического шарнира приведены на рис. 4.

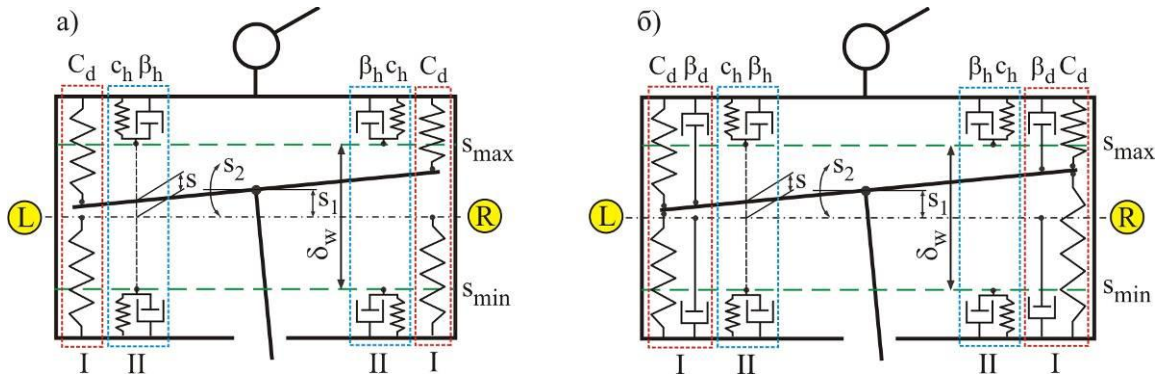


Рис. 4. Модель цилиндрического шарнира с повышенным зазором и встроенным демпфером: а – упругим; б – вязко-упругим

Уравнения (2) – (4) для расчета обобщенных силовых факторов R_1 и R_2 , перемещений центров торцевых сечений шарнирного пальца в отверстиях проушины u_L, u_R и скоростей этих перемещений \dot{u}_L, \dot{u}_R оказываются справедливыми и в рассматриваемом слу-

чае. Однако уравнения (5) and (6) для расчета сил сопротивления перемещению шарнирного пальца подлежат следующей корректировке:

- при использовании упругого встроенного демпфера

$$F_L = \begin{cases} c_h(u_{L_{max}} - u_L) - \beta_h \dot{u}_L - C_d k_{hp} u_L, & u_L \geq u_{L_{max}} = 0,5\delta_w; \\ c_h(u_{L_{min}} - u_L) - \beta_h \dot{u}_L - C_d k_{hp} u_L, & u_L \leq u_{L_{min}} = -0,5\delta_w; \\ -C_d k_{hp} u_L, & \text{else,} \end{cases} \quad (7)$$

$$F_R = \begin{cases} c_h(u_{R_{max}} - u_R) - \beta_h \dot{u}_R - C_d k_{hp} u_R, & u_R \geq u_{R_{max}} = 0,5\delta_w; \\ c_h(u_{R_{min}} - u_R) - \beta_h \dot{u}_R - C_d k_{hp} u_R, & u_R \leq u_{R_{min}} = -0,5\delta_w; \\ -C_d k_{hp} u_R, & \text{else;} \end{cases} \quad (8)$$

- при использовании вязко-упругого встроенного демпфера

$$F_L = \begin{cases} c_h(u_{L_{max}} - u_L) - \beta_h \dot{u}_L - k_{hp}[C_d u_L + \beta_d \dot{u}_L^{a_d}], & u_L \geq u_{L_{max}} = 0,5\delta_w; \\ c_h(u_{L_{min}} - u_L) - \beta_h \dot{u}_L - k_{hp}[C_d u_L + \beta_d \dot{u}_L^{a_d}], & u_L \leq u_{L_{min}} = -0,5\delta_w; \\ -k_{hp}[C_d u_L + \beta_d \dot{u}_L^{a_d}], & \text{else,} \end{cases} \quad (9)$$

$$F_R = \begin{cases} c_h(u_{R_{max}} - u_R) - \beta_h \dot{u}_R - k_{hp}[C_d u_R + \beta_d \dot{u}_R^{a_d}], & u_R \geq u_{R_{max}} = 0,5\delta_w; \\ c_h(u_{R_{min}} - u_R) - \beta_h \dot{u}_R - k_{hp}[C_d u_R + \beta_d \dot{u}_R^{a_d}], & u_R \leq u_{R_{min}} = -0,5\delta_w; \\ -k_{hp}[C_d u_R + \beta_d \dot{u}_R^{a_d}], & \text{else,} \end{cases} \quad (10)$$

где $k_{hp} = 1 + 2l_{hp}/b_{hp}$; C_d - коэффициент жесткости демпфера; k_{hp} - коэффициент длины хвостовика шарнирного пальца; a_d - показатель степени, определяющий вид тормозной

характеристики демпфера; β_d - коэффициент вязкости демпфера.

В (7) – (10) используются следующие характеристики встроенных демпферов: - коэффициент жесткости демпфера [23]

$$C_d = c_e \left\{ \sum_{n=1}^{n=n_1} \cos[(n-1)\Delta\alpha + \alpha_0] + \sum_{n=1}^{n=n_2} \cos(n\Delta\alpha - \alpha_0) \right\};$$

- коэффициент вязкости демпфера [2]

$$\beta_d = \beta_e \left\{ \sum_{n=1}^{n=n_1} \cos^{a_d} [(n-1)\Delta\alpha + \alpha_0] + \sum_{n=1}^{n=n_2} \cos^{a_d} (n\Delta\alpha - \alpha_0) \right\},$$

$$n_e = n_1 + n_2,$$

где c_e - коэффициент жесткости амортизирующего элемента; β_e - коэффициент вязкого сопротивления тормозного гидроцилиндра демпфера; α_0 - угол между направлением смещения шарнирного пальца и осью ближайшего амортизирующего элемента; $\Delta\alpha$ - угловой шаг установки соседних амортизирующих элементов; n_e - количество амортизирующих элементов.

7. Результаты анализа эффективности использования встроенных демпферов

Как и ранее [6, 7, 14, 15, 29], расчеты были выполнены применительно к повороту стрелы мобильной транспортно-технологической машины АСТ-4-А (рис. 1) для зазора в шарнире $3G \delta_w = 0,4$ мм в течении двух первых колебаний шарнирного пальца.

На рис. 5 - 8 показаны результаты расчета перемещения правого $u_R(\tau)$ и левого $u_L(\tau)$ торцевых сечений шарнирного пальца, линейного ускорения шарнирного пальца $a(\tau)$, динамических напряжений в стреле $\sigma_2(\tau)$ и рукояти $\sigma_3(\tau)$ крана-манипулятора и при четырех характерных значениях жесткости C_d и постоянном относительно малом значении вязкого сопротивления демпфера $\beta_d = 0,25$ МН·с/м. В табл. 1 приведены максимальные значения указанных параметров, соответствующие двум первым ударам или предельным смещениям (в случае не полного прохождения расчетного зазора) торцевого сечения шарнирного пальца.

На рис. 9 - 12 показаны результаты расчета перемещения правого $u_R(\tau)$ и левого $u_L(\tau)$ торцевых сечений шарнирного пальца,

Таблица 1

Влияние упругих характеристик демпферов на максимальные значения параметров

Коэффициент жесткости, МН/м	Максимальные значения параметров для колебаний									
	u_L , мм		u_R , мм		a , м/с ²		σ_2 , МПа		σ_3 , МПа	
	1-е	2-е	1-е	2-е	1-е	2-е	1-е	2-е	1-е	2-е
10,0	0,200	0,199	-0,200	-0,199	6,03	1,12	126,2	80,4	106,6	68,9
12,5	0,200	0,158	-0,200	-0,158	3,17	1,11	99,3	80,2	84,4	68,8
15,0	0,178	0,135	-0,178	-0,135	1,45	1,13	83,4	80,4	71,4	69,0
20,0	0,138	0,106	-0,138	-0,106	1,48	1,16	83,7	80,8	71,6	69,2

Таблица 2

Влияние вязких характеристик демпферов на максимальные значения параметров

Коэффициент вязкого сопротивления, МН·с/м	Максимальные значения параметров для колебаний									
	u_L , мм		u_R , мм		a , м/с ²		σ_2 , МПа		σ_3 , МПа	
	1-е	2-е	1-е	2-е	1-е	2-е	1-е	2-е	1-е	2-е
0,025	0,200	0,200	-0,200	-0,200	9,42	8,46	158,2	149,0	134,5	126,5
0,250	0,200	0,199	-0,200	-0,199	6,03	1,12	126,2	80,4	106,6	68,9
0,750	0,181	0,181	-0,181	-0,181	1,15	1,01	80,6	79,3	69,1	68,1
2,500	0,107	0,147	-0,107	-0,147	0,99	0,97	79,2	79,0	67,9	67,8

линейного ускорения шарнирного пальца $a(\tau)$, динамических напряжений в стреле $\sigma_2(\tau)$ и рукояти $\sigma_3(\tau)$ крана-манипулятора и при четырех характерных значениях коэффициента вязкого сопротивления β_d и постоянном относительно малом значении жесткости демпфера $C_d = 10$ МН/м. В табл. 2 приведены максимальные значения указанных параметров, соответствующие двум первым ударам или предельным смещениям (в случае не полного прохождения расчетного зазора) торцевого сечения шарнирного пальца.

8. Заключение

Предложенный подход к моделированию динамической нагруженности металлоконструкции гидравлических кранов-манипуляторов при наличии повышенных зазоров в шарнирных соединениях звеньев целесообразно использовать для решения следующих задач проектирования:

- определения верхней и нижней границы диапазона максимальных напряжений, возникающих в металлоконструкции крана-манипулятора при наличии зазоров в цилиндрических шарнирах.
- оценки величины выбираемого зазора при движении звеньев крана-манипулятора и перемещении груза.
- определения зависимостей напряжений, ударных ускорений и других характеристик динамической нагруженности металлоконструкции крана-манипулятора от величины зазора в цилиндрических шарнирах.
- приближенной оценки погрешности позиционирования рабочего органа крана-манипулятора.

Перспективным способом снижения негативных последствий от возникающих при эксплуатации мобильных машин повышен-

ных зазоров в цилиндрических шарнирах является использование встроенных шарнирных демпферов. Они позволяют существенно снизить дополнительные ударные нагрузки, возникающие в момент выбора повышенного зазора. Как следствие, снижается уровень динамического напряженного состояния в металлоконструкциях манипуляционных систем. При работе встроенных демпферов преобладающее влияние имеют силы упругого сопротивления. Они преимущественно определяют значения амортизирующих характеристик демпфера. Силы вязкого сопротивления имеют меньшее значение для снижения уровня динамического напряженного состояния в металлоконструкции манипуляторов. Однако их определяющая роль состоит в другом - они обеспечивают безвозвратную диссипацию кинетической энергии в колебательной системе и затухание колебаний шарнирного пальца в совокупности с колебаниями звеньев манипулятора вплоть до их полного прекращения.

Повышенный зазор в шарнире вызывает перекося оси шарнирного пальца. Это приводит к появлению систематической погрешности позиционирования рабочего органа крана-манипулятора. Абсолютная величина такой погрешности тем больше, чем ближе изношенный шарнир расположен к основанию манипуляционной системы, чем больше зазор в шарнире и чем меньше жесткость шарнирных демпферов.

Технико-экономический результат от использования встроенных демпферов связан с повышением показателей надежности и коэффициента технического использования манипуляторов мобильных транспортно-технологических машин и снижением материально-финансовых затрат при их эксплуатации.

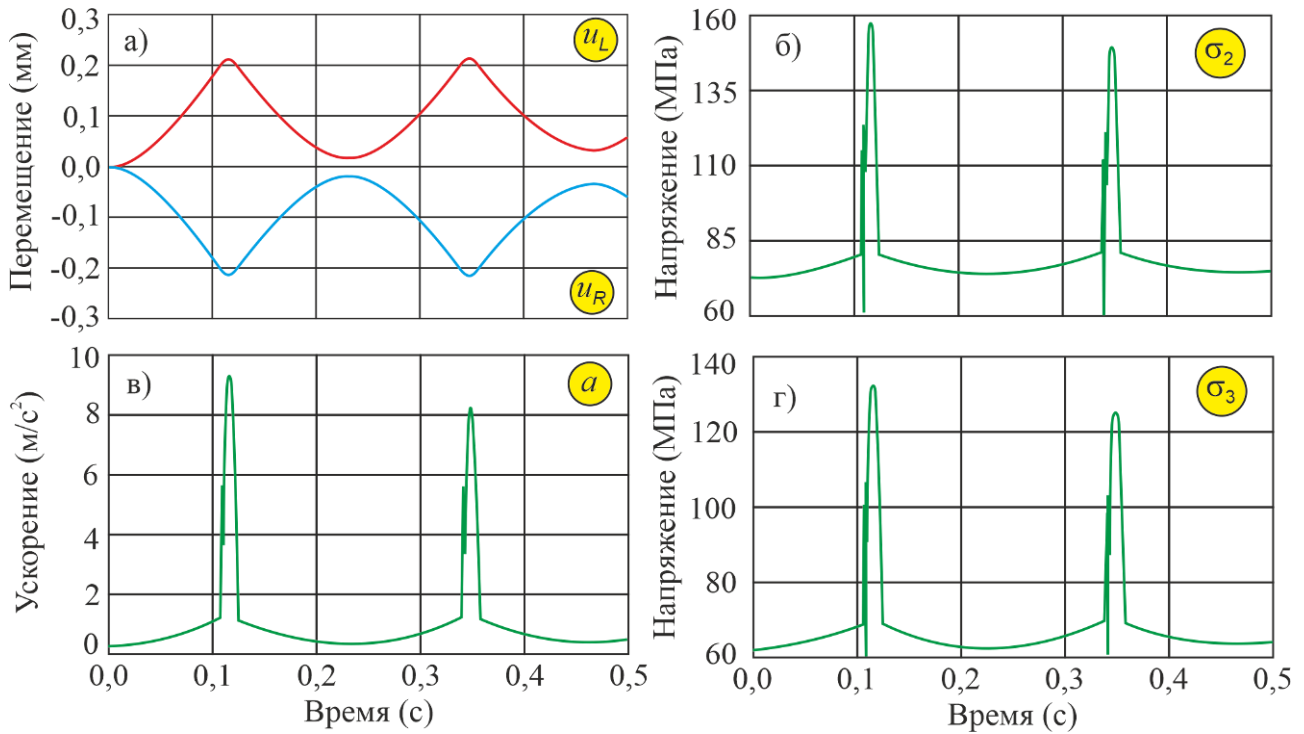


Рис. 5. Графики изменения во времени (при $C_d = 10$ МН/м): а – перемещения торцевых сечений шарнирного пальца; б - напряжения в стреле; в - линейного ускорения шарнирного пальца; напряжения в рукояти

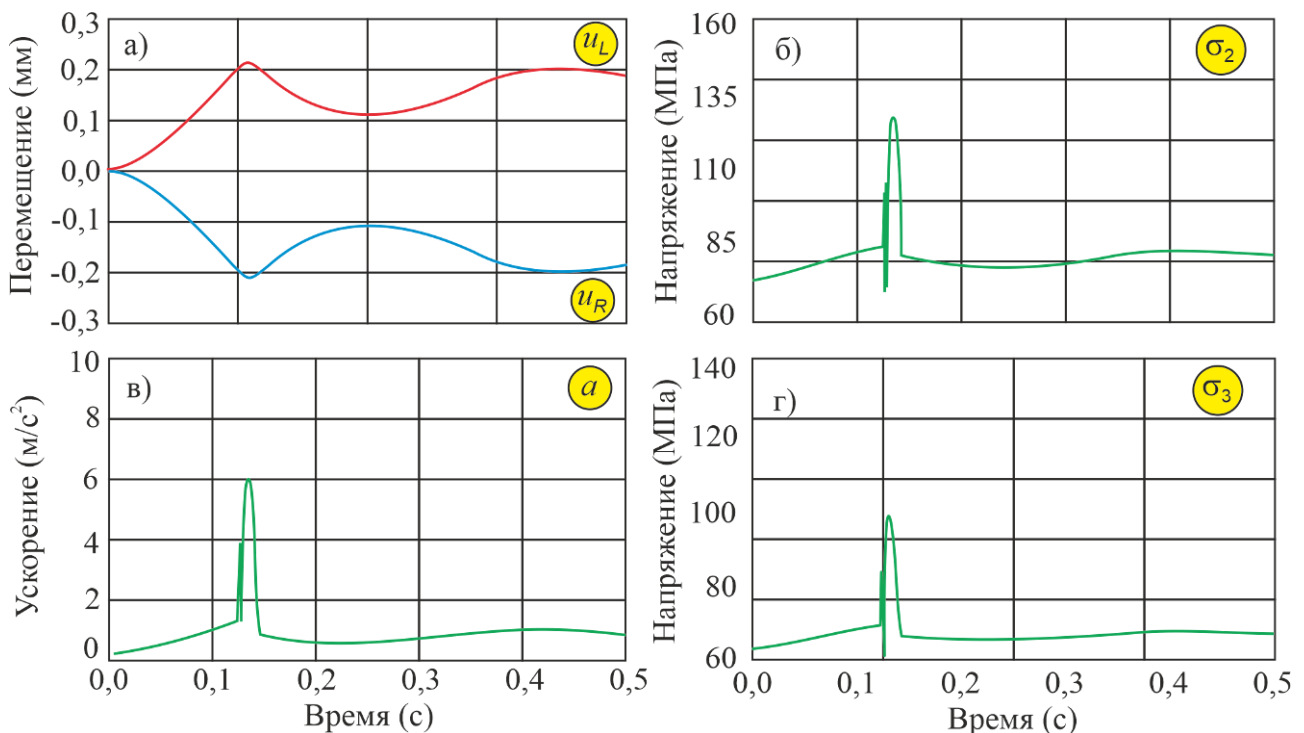


Рис. 6. Графики изменения во времени (при $C_d = 12,5$ МН/м): а – перемещения торцевых сечений шарнирного пальца; б - напряжения в стреле; в - линейного ускорения шарнирного пальца; напряжения в рукояти

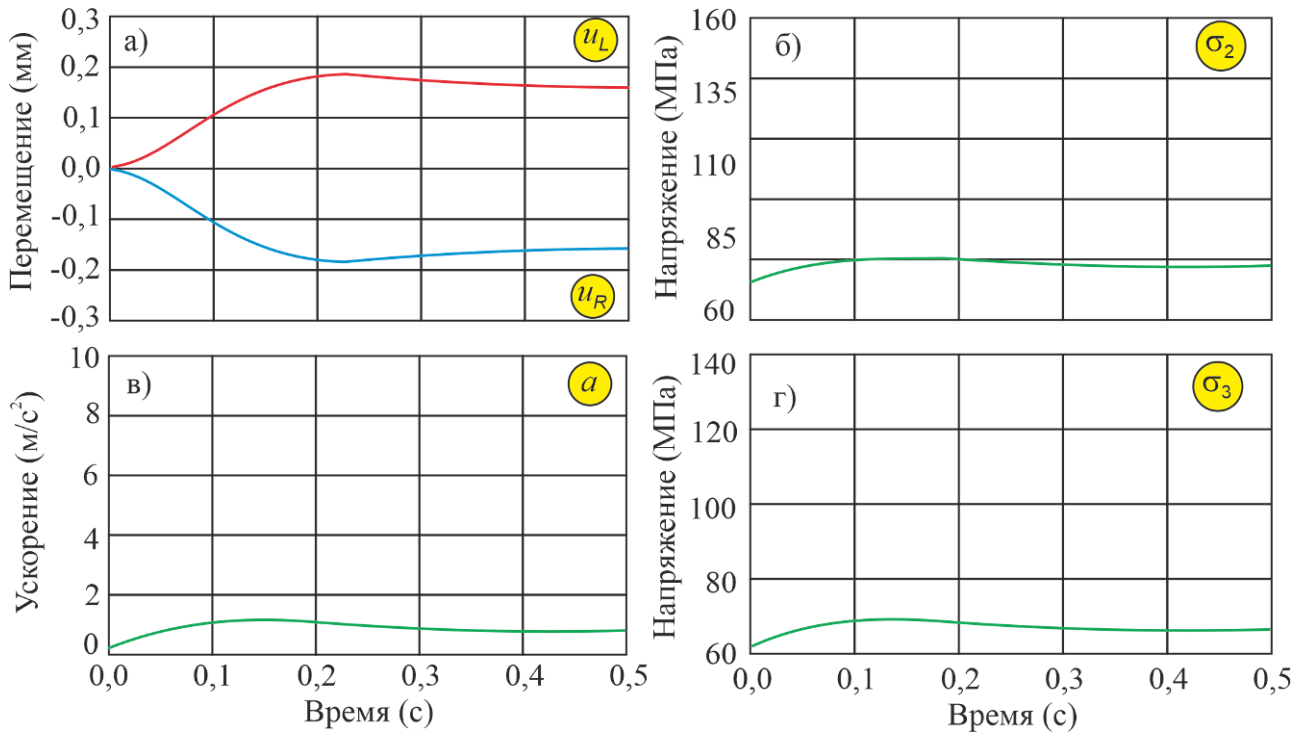


Рис. 7. Графики изменения во времени (при $C_d = 15$ МН/м): а – перемещения торцевых сечений шарнирного пальца; б - напряжения в стреле; в - линейного ускорения шарнирного пальца; напряжения в рукояти

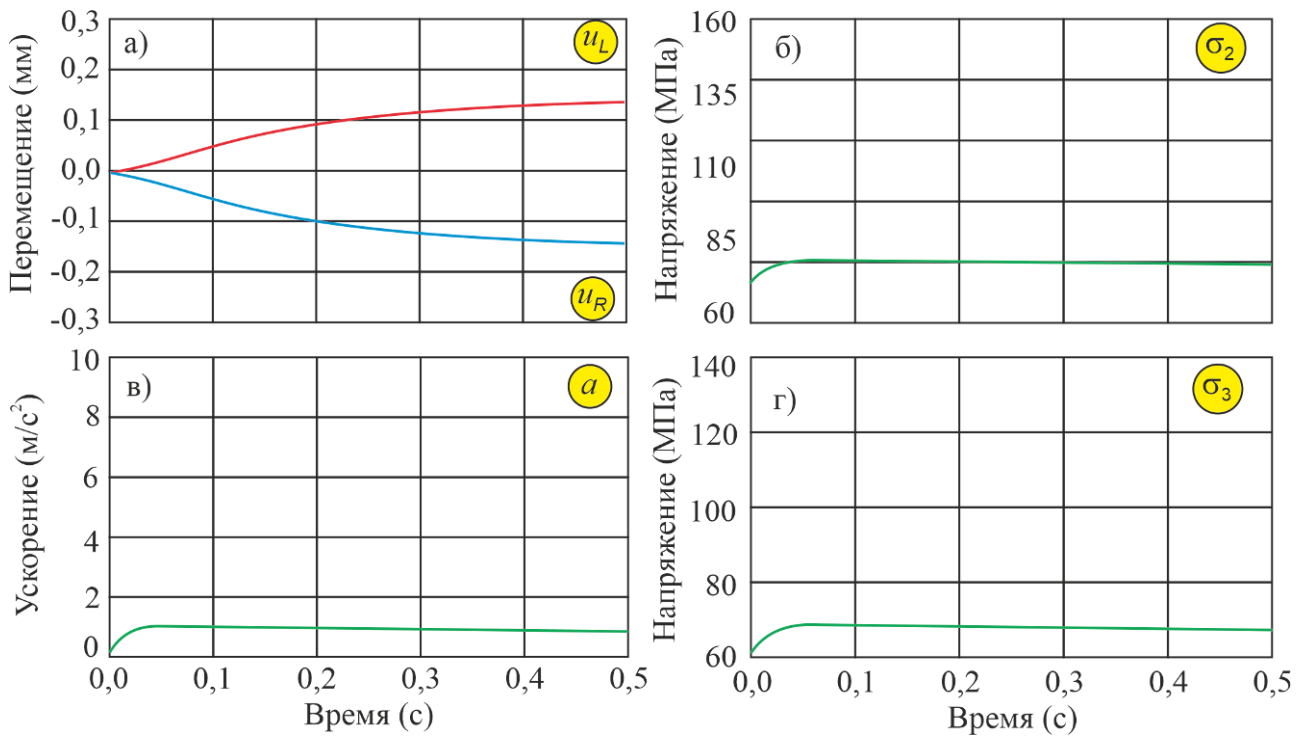


Рис. 8. Графики изменения во времени (при $C_d = 20$ МН/м): а – перемещения торцевых сечений шарнирного пальца; б - напряжения в стреле; в - линейного ускорения шарнирного пальца; напряжения в рукояти

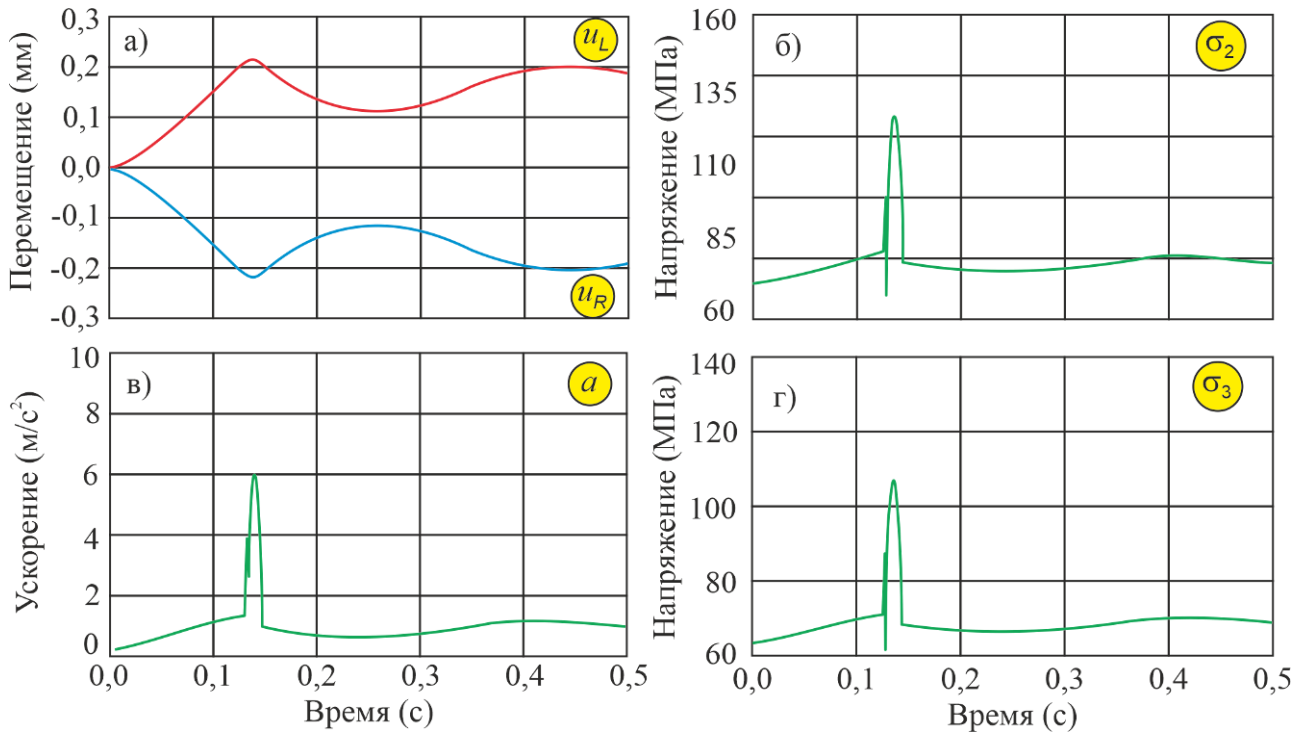


Рис. 9. Графики изменения во времени (при $\beta_d = 0,025$ МН·с/м): а – перемещения торцевых сечений шарнирного пальца; б - напряжения в стреле; в - линейного ускорения шарнирного пальца; напряжения в рукояти

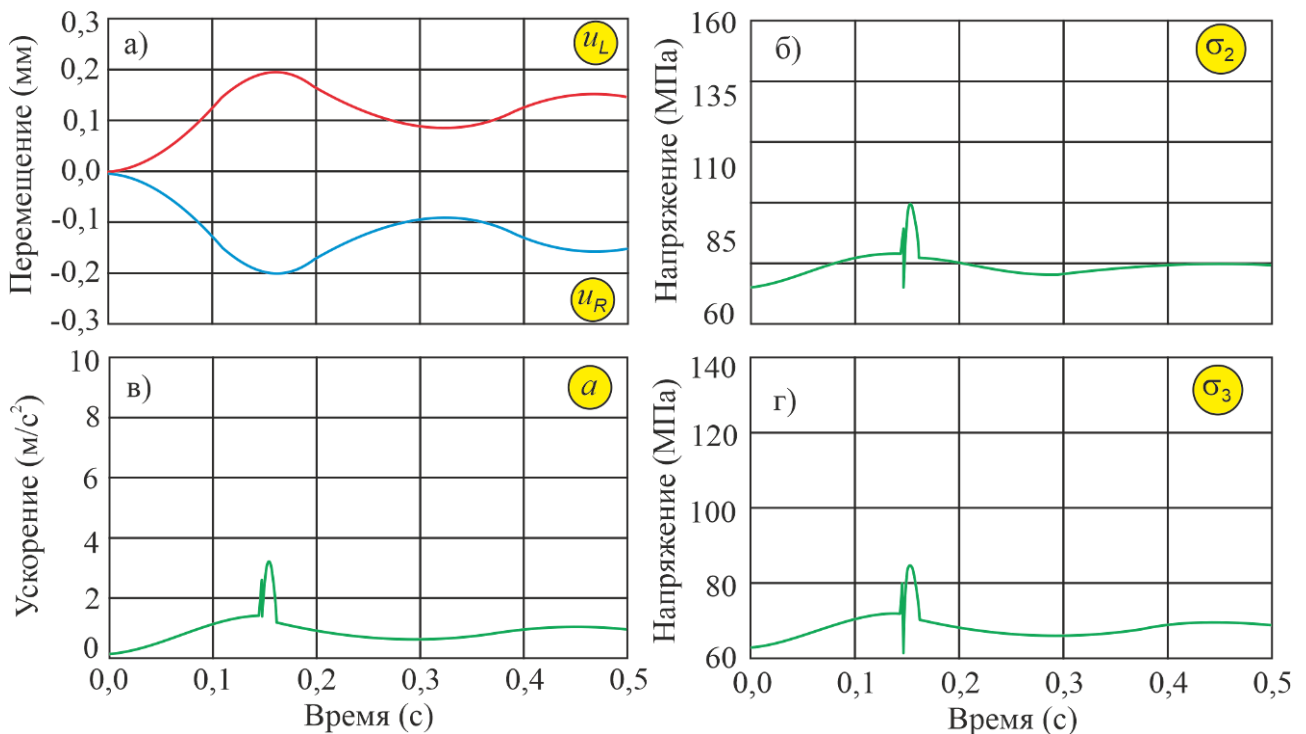


Рис. 10. Графики изменения во времени (при $\beta_d = 0,25$ МН·с/м): а – перемещения торцевых сечений шарнирного пальца; б - напряжения в стреле; в - линейного ускорения шарнирного пальца; напряжения в рукояти

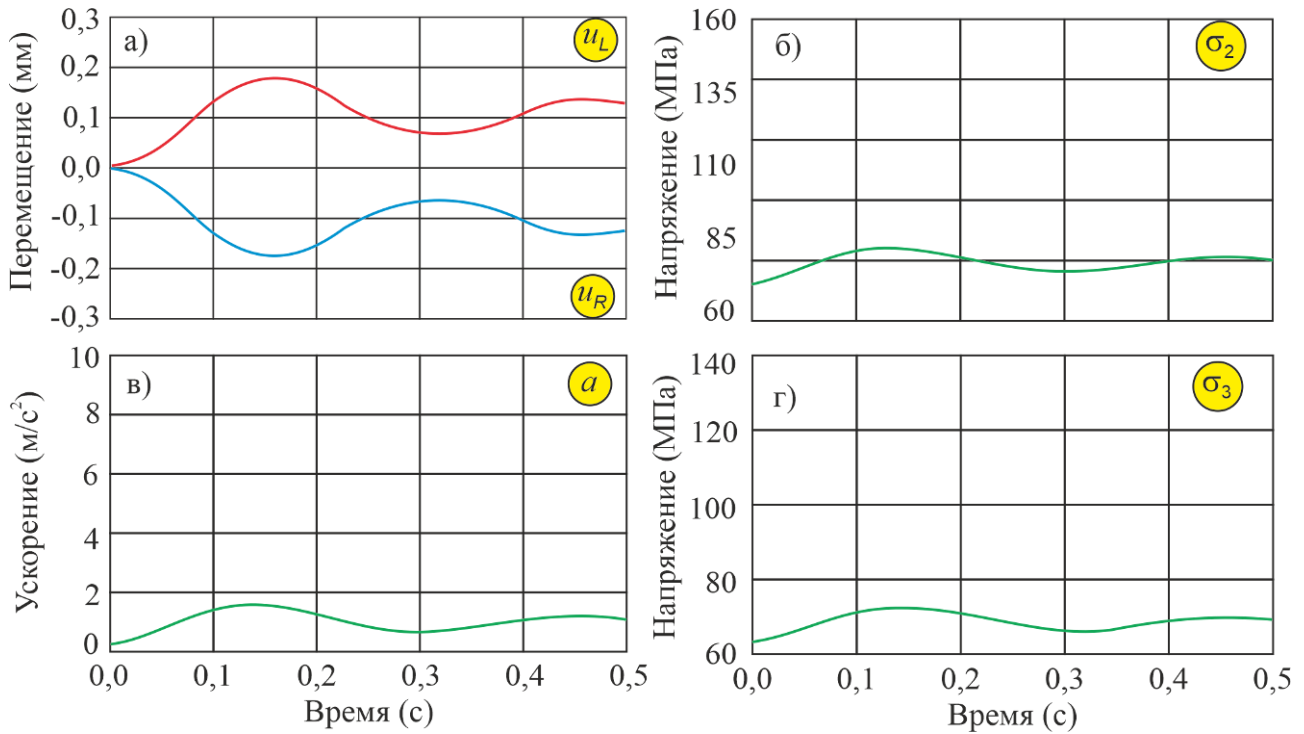


Рис. 11. Графики изменения во времени (при $\beta_d = 0,75$ МН·с/м): а – перемещения торцевых сечений шарнирного пальца; б - напряжения в стреле; в - линейного ускорения шарнирного пальца; напряжения в рукояти

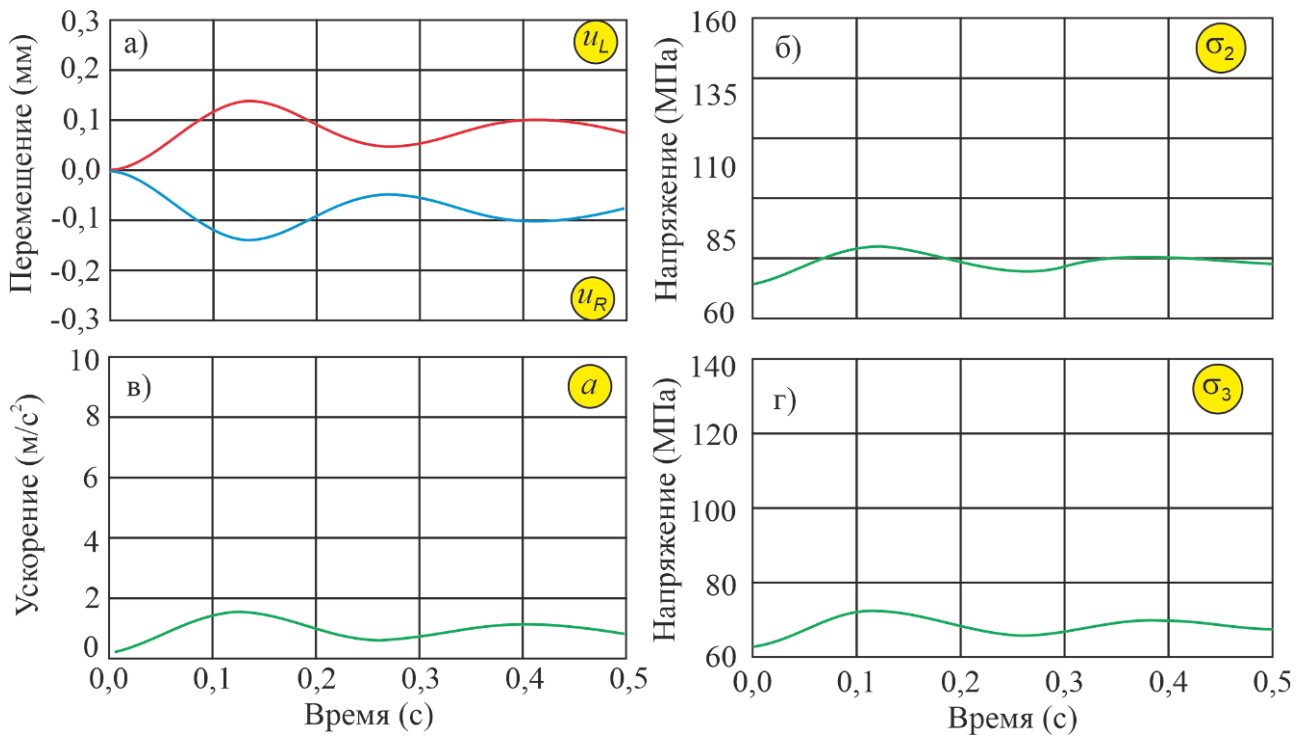


Рис. 12. Графики изменения во времени (при $\beta_d = 2,5$ МН·с/м): а – перемещения торцевых сечений шарнирного пальца; б - напряжения в стреле; в - линейного ускорения шарнирного пальца; напряжения в рукояти

Список литературы

1. Garby R.G. IPT's Crane and Rigging Handbook: mobile-EOT-tower cranes. IPT Publishing and Training Ltd, 2005.
2. Лагереv И.А. Моделирование рабочих процессов манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов. Брянск: РИО БГУ, 2016. 371 с. DOI:10.5281/zenodo.1198980
3. Лагереv И.А. Сравнительный анализ гидравлических кранов-манипуляторов транспортно-технологических машин и гидравлических манипуляторов промышленных роботов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2016. №3. С. 16-43. DOI: 10.5281/zenodo.1198767
4. Shoham M. Hydraulic Drive oscillation systems // A Textbook of Robotics 2: Structure, Control and Operation. Boston: Springer, 1984.
5. Blau P.J. Friction science and technology: from concepts to applications. CRC Press, Inc. 2009.
6. Lagerev A.V, Lagerev I.A. Modeling the Dynamic Load of Loader Cranes Metal Structure with Excessive Backlashes in Sections Hinge Joints // International Review of Mechanical Engineering. 2018. Vol. 12. № 2. DOI:10.15866/ireme.v12i2.14626.
7. Лагереv И.А., Мильто А.А., Лагереv А.В. Моделирование поворотного движения крано-манипуляторной установки при повышенных зазорах в шарнирных соединениях звеньев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2016. № 2. С. 71-80. DOI: 10.5281/zenodo.1198756
8. Chen K., Zhang G., Wang H., Wu R., Zheng H., Chen Sh. Numerical and Experimental Investigations on Dynamic Response of Hydraulic Cylinder with 3D Spatial Joints considering Radial and Axial Clearances // Shock and Vibration. 2019. P. 1204328. DOI:10.1155/2019/1204328.
9. Yang Ya., Xin Zh., Zeng Q., Liu Zh. Simulation Research on the Influence of the Clearance to the Impact Contact Characteris-

References

1. Garby R.G. IPT's Crane and Rigging Handbook: mobile-EOT-tower cranes. IPT Publishing and Training Ltd, 2005.
2. Lagerev I.A. *Modelirovanie rabochikh protsessov manipulyatsionnykh sistem mobilnykh mnogotselovykh transportno-tekhnologicheskikh mashin i kompleksov* [Modeling of work processes in manipulation systems for mobile multi-purpose transport and technological machines and complexes]. Bryansk, RIO BGU, 2016. 371 p. DOI:10.5281/zenodo.1198980 (In Russian)
3. Lagerev I.A. Comparative analysis of hydraulic crane-manipulating installations transport and technological machines and industrial robots hydraulic manipulators. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No.3, pp. 16-49. DOI: 10.5281/zenodo.1198767 (In Russian)
4. Shoham M. Hydraulic Drive oscillation systems. In: *A Textbook of Robotics 2: Structure, Control and Operation*. Boston: Springer, 1984.
5. Blau P.J. Friction science and technology: from concepts to applications. CRC Press, Inc. 2009.
6. Lagerev A.V, Lagerev I.A. Modeling the Dynamic Load of Loader Cranes Metal Structure with Excessive Backlashes in Sections Hinge Joints. *International Review of Mechanical Engineering*, 2018, Vol. 12, No. 2. DOI:10.15866/ireme.v12i2.14626.
7. Lagerev I.A., Milto A.A., Lagerev A.V. Modeling of rotary movement of the articulating cranes with increased gaps in the hinge joints of the links. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No.2, pp. 71-80. DOI: 10.5281/zenodo.1198756 (In Russian)
8. Chen K., Zhang G., Wang H., Wu R., Zheng H., Chen Sh. Numerical and Experimental Investigations on Dynamic Response of Hydraulic Cylinder with 3D Spatial Joints considering Radial and Axial Clearances. *Shock and Vibration*, 2019, pp. 1204328. DOI:10.1155/2019/1204328.
9. Yang Ya., Xin Zh., Zeng Q., Liu Zh.

tics between Coal Gangue and the Clearance-Contained Tail Beam Structure // *Advances in Materials Science and Engineering*. 2021. P. 6627395. DOI: 10.1155/2021/6627395.

10. Matekar S.B., Fulambarkar A.M. Displacement analysis of slider in slider-crank mechanism with joint clearance // *Australian Journal of Mechanical Engineering*. 2020. DOI: 10.1080/14484846.2020.1763547

11. Earles S.W.E., Wu C.L.S. Motion Analysis of a Rigid Link Mechanism with Clearance at a Bearing Using Lagrangian Mechanics and Digital Computation // *Mechanisms*. 1973. № 1. P. 83–89.

12. Krasnyy V., Maksarov V., Olt J. Increase of Wear and Fretting Resistance of Mining Machinery Parts with Regular Roughness Patterns // *Proc. of the 27th DAAM International Symposium on Intelligent Manufacturing and Automation*. 2016. Vol. 1. P. 151-156.

13. Zhang C., Qian Y., Dui H., Wang S., Shi J. Component Failure Recognition and Maintenance Optimization for Offshoreheave Compensation Systems Based on Importance Measures // *Journal Loss Prev Process Ind.* 2019. Vol. 63. P. 103996.

14. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Impact of Viscoelastic Hinged Dampers on Formation of the Stress State of Mobile Machine Manipulators // *International Review on Modelling and Simulations*. 2019. Vol.12. P. 103-112. DOI:10.15866/iremos.v12i2.16185.

15. Лагереv И.А., Лагереv А.В., Мильто А.А. Эффективность упругого демпфирования в шарнирных соединениях стрел крано-манипуляторных установок при повышенных зазорах // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. – 2016. – №1. – С. 18-36. DOI: 10.5281/zenodo.1198446

16. Jönsson A., Bathelt J., Broman G. Implications of Modelling One-Dimensional Impact by Using a Spring and Damper Element // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*. 2005. Vol. 219. № 3. P. 299-305, 2005.

17. Siebert R., Betsch P. Optimal Control of an Overhead Crane within Energy-

Simulation Research on the Influence of the Clearance to the Impact Contact Characteristics between Coal Gangue and the Clearance-Contained Tail Beam Structure. *Advances in Materials Science and Engineering*, 2021, p. 6627395. DOI: 10.1155/2021/6627395.

10. Matekar S.B., Fulambarkar A.M. Displacement analysis of slider in slider-crank mechanism with joint clearance. *Australian Journal of Mechanical Engineering*, 2020. DOI: 10.1080/14484846.2020.1763547

11. Earles S.W.E., Wu C.L.S. Motion Analysis of a Rigid Link Mechanism with Clearance at a Bearing Using Lagrangian Mechanics and Digital Computation. *Mechanisms*, 1973, No.1, pp. 83–89.

12. Krasnyy V., Maksarov V., Olt J. Increase of Wear and Fretting Resistance of Mining Machinery Parts with Regular Roughness Patterns. In: *Proc. of the 27th DAAM International Symposium on Intelligent Manufacturing and Automation*, 2016, Vol. 1, pp. 151-156.

13. Zhang C., Qian Y., Dui H., Wang S., Shi J. Component Failure Recognition and Maintenance Optimization for Offshoreheave Compensation Systems Based on Importance Measures. *Journal Loss Prev Process Ind.*, 2019, Vol. 63, pp. 103996.

14. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Impact of Viscoelastic Hinged Dampers on Formation of the Stress State of Mobile Machine Manipulators. *International Review on Modelling and Simulations*, 2019, Vol.12, pp. 103-112. DOI:10.15866/iremos.v12i2.16185.

15. Lagerev I.A., Milto A.A., Lagerev A.V. Effectiveness of elastic damping in the pivot joints of cargo boom of crane-manipulating installations at large gaps. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No.1, pp. 18-36. DOI: 10.5281/zenodo.1198446 (In Russian)

16. Jönsson A., Bathelt J., Broman G. Implications of Modelling One-Dimensional Impact by Using a Spring and Damper Element. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, 2005, Vol. 219, No.3, pp. 299-305, 2005.

- momentum Conversing Method // *PAMM Proc. Appl. Math. Mech.* 2010. №10. P. 65-66, 2010.
18. Da Cruz J.J., Leonardi F. Minimum-time Anti-swing Motion Planning of Cranes Using Linear Programming // *Optim. Control Appl. Meth.* 2012. № 10. P. 10-21.
19. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Tool for Preliminary Dynamics and Stress Analysis of Articulating Cranes // *International Review on Modelling and Simulations*. 2014. Vol. 7. №4. P. 644-652. DOI: 10.15866/iremos.v7i4.2045.
20. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Preliminary Dynamics and Stress Analysis of Articulating Non-Telescoping Boom Cranes Using Finite Element Method // *International Review on Modelling and Simulations*. 2015. Vol. 8. №2. P. 223-226. DOI: 10.15866/iremos.v8i2.5713.
21. Hollebrach J.M. A Recursive Lagrangian Formulation of Manipulator Dynamics and a Comparative Study of Dynamics Formulation // *IEEE Trans. Syst. Man Cybern.* 1980. № 10. P. 730-736.
22. Park F.C., Choi J., Ploen S.R. A Li Group Formulation of Robot Dynamics // *International Journal of Robotics Research*. 1995. Vol. 14. № 6.
23. Rodriguez G., Jain A., Kreutz-Delgado K. A Spatial Operator Algebra for Manipulator Modelling and Control // *International Journal of Robotics Research*. 1991. Vol. 10. № 4. P. 371-381.
24. Emami M., Goldenberg A., Turksen I. Fuzzy-Logic Dynamics Modeling of Robot Manipulators // *Proceedings of the 1998 IEEE International Conference on Robotics & Automation*, Leuven, Belgium, May 1998.
25. Featherstone R., Orin D.E. Robot Dynamics: Equations and Algorithms // *Proceedings of the 2000 IEEE International Conference on Robotics & Automation*, San Francisco, CA, April 2000.
26. Orin D.E., McGhee R.B., Vukobratovic M., Hartoch G. Kinematic and Kinetic Analysis of Open-Chain Linkages Utilizing Newton-Euler Methods // *Mathematical Biosciences*. 1979. Vol. 43. P. 107-130.
27. Walker M.W., Orin D.E. Efficient Dy-
17. Siebert R., Betsch P. Optimal Control of an Overhead Crane within Energy-momentum Conversing Method. *PAMM Proc. Appl. Math. Mech.*, 2010, No.10, pp. 65-66, 2010.
18. Da Cruz J.J., Leonardi F. Minimum-time Anti-swing Motion Planning of Cranes Using Linear Programming. *Optim. Control Appl. Meth.*, 2012, No. 10, pp. 10-21.
19. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Tool for Preliminary Dynamics and Stress Analysis of Articulating Cranes. *International Review on Modelling and Simulations*, 2014, Vol. 7, No.4, pp. 644-652. DOI: 10.15866/iremos.v7i4.2045.
20. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Preliminary Dynamics and Stress Analysis of Articulating Non-Telescoping Boom Cranes Using Finite Element Method. *International Review on Modelling and Simulations*, 2015, Vol. 8, No. 2, pp. 223-226. DOI: 10.15866/iremos.v8i2.5713.
21. Hollebrach J.M. A Recursive Lagrangian Formulation of Manipulator Dynamics and a Comparative Study of Dynamics Formulation. *IEEE Trans. Syst. Man Cybern.*, 1980, No. 10, pp. 730-736.
22. Park F.C., Choi J., Ploen S.R. A Li Group Formulation of Robot Dynamics. *International Journal of Robotics Research*, 1995, Vol. 14, No. 6.
23. Rodriguez G., Jain A., Kreutz-Delgado K. A Spatial Operator Algebra for Manipulator Modelling and Control. *International Journal of Robotics Research*, 1991, Vol. 10, No. 4, pp. 371-381.
24. Emami M., Goldenberg A., Turksen I. Fuzzy-Logic Dynamics Modeling of Robot Manipulators. In: *Proceedings of the 1998 IEEE International Conference on Robotics & Automation*, Leuven, Belgium, May 1998.
25. Featherstone R., Orin D.E. Robot Dynamics: Equations and Algorithms/ In: *Proceedings of the 2000 IEEE International Conference on Robotics & Automation*, San Francisco, CA, April 2000.
26. Orin D.E., McGhee R.B., Vukobratovic M., Hartoch G. Kinematic and Kinetic Analysis of Open-Chain Linkages Utilizing Newton-Euler Methods. *Mathematical Biosciences*,

dynamic Computer Simulation of Robotic Mechanisms // Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control. 1982. Vol. 104. № 3. P. 205–211.

28 Лагерев А.В., Мильто А.А., Лагерев И.А. Универсальная методика определения напряжений в стержневых элементах конструкций гидравлических кранов-манипуляторов в задачах динамики // Вестник Брянского государственного технического университета. 2013. №4. С. 21-27. DOI: 10.5281/zenodo.1302038

29. Лагерев И.А., Мильто А.А., Лагерев А.В. Снижение ударной нагрузки, вызываемой люфтом в шарнирных соединениях звеньев крано-манипуляторных установок // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2015. № 2. С. 37-43. DOI: 10.5281/zenodo.1198382

30. Устройство для соединения секций грузоподъемной стрелы крано-манипуляторной установки: пат. 160246 Рос. Федерация: МПК7 В66С23/64 / Лагерев А.В., Лагерев И.А.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «БГУ им. ак. И.Г. Петровского». – №2014149984; заявл. 29.07.15; опубл. 10.03.2016, Бюл. № 7. DOI: 10.5281/zenodo.1307455

31. Устройство для соединения секций грузоподъемной стрелы крано-манипуляторной установки: пат. 165378 Рос. Федерация: МПК7 В66С23/64 / Лагерев И.А., Ковальский В.Ф., Мильто А.А., Лагерев А.В.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «БГУ им. ак. И.Г. Петровского». – № 2016114956; заявл. 18.04.16. Опубл. 20.10.16. – Бюл. № 29. DOI: 10.5281/zenodo.1307461

32. Шарнир устройства соединения звеньев крано-манипуляторной установки: пат. 174726 Рос. Федерация: МПК7 В66С23/64 / Лагерев А.В., Лагерев И.А., Е.Н. Толкачев; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «БГУ им. ак. И.Г. Петровского». – № 2017123656; заявл. 04.07.17. Опубл. 30.10.17. – Бюл. № 31. DOI: 10.5281/zenodo.1307467

33. Лагерев И.А. Оптимизация упругих элементов демпферных устройств для цилиндрических шарниров шарнирно-

1979, Vol. 43, pp. 107–130.

27. Walker M.W., Orin D.E. Efficient Dynamic Computer Simulation of Robotic Mechanisms. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 1982, Vol. 104, No. 3, pp. 205–211.

28. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Universal technique for analysing hydraulic articulating crane dynamics. Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta, 2013, No.3, pp. 24-31. DOI: 10.5281/zenodo.1302038 (In Russian)

29. Lagerev I.A., Milto A.A., Lagerev A.V. Reducing the impact load arising from the looseness in joints of articulating cranes. Nauchno-tehnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta, 2015, No.2, pp. 37-43. DOI: 10.5281/zenodo.1198382 (In Russian)

30. Patent RU 160246. Ustroystvo dlya soedineniya sektsiy gruzopodemnoy strely krano-manipulyatornoy ustanovki [Device for connecting sections hoisting boom crane-manipulator]. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Declared 29.07.2015. Published 10.03.2016. DOI: 10.5281/zenodo.1307455 (In Russian)

31. Patent RU 165378. Ustroystvo dlya soedineniya sektsiy gruzopodemnoy strely krano-manipulyatornoy ustanovki [Device for connecting sections hoisting boom crane-manipulator]. Lagerev I.A., Kovalskiy V.F., Milto A.A., Lagerev A.V. Declared 18.04.2016. Published 20.10.2016. DOI: 10.5281/zenodo.1307461 (In Russian)

32. Patent RU 174726. Sharnir ustroystva soedineniya zvenev krano-manipulyatornoy ustanovki [A hinge of device for connecting links of the crane-manipulator]. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Tolkachev E.N. Declared 04.07.2017. Published 30.10.2017. DOI: 10.5281/zenodo.1307467 (In Russian)

33. Lagerev I.A. Optimization of elastic elements of a damping devices for cylindrical hinges in crane-manipulating installations of mobile machines. Nauchno-tehnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta, 2016, No.2, pp. 27-50. DOI: 10.5281/zenodo.1198720 (In Russian)

34. Patent RU 165377. Ustroystvo dlya soedineniya sektsiy gruzopodemnoy strely

сочлененных стрел крано-манипуляторных установок мобильных машин // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2016. №2. С. 27-50. DOI: 10.5281/zenodo.1198720

34. Устройство для соединения секций грузоподъемной стрелы крано-манипуляторной установки: пат. 165377 Рос. Федерация: МПК7 В66С23/64 / Лагереv И.А., Ковальский В.Ф., Мильто А.А., Лагереv А.В.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «БГУ им. ак. И.Г. Петровского». – № 2016116726; заявл. 27.04.16. Оpubл. 20.10.16. – Бюл. № 29. DOI: 10.5281/zenodo.1307459

† *krano-manipulyatornoy ustanovki* [Device for
† connecting sections hoisting boom crane-
† manipulator]. Lagerev I.A., Kovalskiy V.F.,
† Milto A.A., Lagerev A.V. Declared
† 27.04.2016. Published 20.10.2016. DOI:
† 10.5281/zenodo.1307459. (In Russian)

УДК (UDC) 621.873

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТРАНСФОРМАЦИИ НАГРУЖЕНИЯ
ОПОРНОГО КОНТУРА ГРУЗОПОДЪЕМНОГО КРАНАEXPERIMENTAL STUDIES OF LOAD TRANSFORMATION OF THE SUPPORT
CONTOUR OF A LOAD-LIFTING CRANEПотахов Д.А.¹, Ватулин Я.С.²
Potakhov D.A.¹, Vatulin J.S.²¹ – АО «Петербургский тракторный завод» (Санкт-Петербург, Россия)² – Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I (Санкт-Петербург, Россия)¹ – JSC Peterburgsky Tractorny Zavod (St. Petersburg, Russian Federation)² – Emperor Alexander I St. Petersburg State Transport University (St. Petersburg, Russian Federation)

Аннотация. Одной из особенностей работы стреловых самоходных кранов является балансирование грузоподъемного крана на выносных опорах т.е. циклическое нагружение и разгрузка опор крана в зависимости от азимутального положения поворотной части крана с грузом. Однако данный процесс в технической литературе освещен не в полном объеме. Цель исследования: изучение процесса трансформации (изменения) нагружения опорного контура стрелового самоходного крана, находящегося в динамическом режиме нагружения; в качестве основного параметра, характеризующего процесс трансформации опорной базы стрелового самоходного крана, выбраны зависимости реакций опор во времени. Методы: аналитический расчет зависимостей реакций опор стрелового самоходного крана во времени из параметров напряженно-деформируемого состояния гидроцилиндра вывешивания, которые определены при помощи тензометрического метода в экспериментальных исследованиях динамического нагружения стрелового самоходного крана при изменении нагружения опорного контура. Обработка полученных данных проводилась согласно теории вероятности и математической статистике. Экспериментальные исследования проводились на реальном грузоподъемном кране – стреловом автомобильном кране типа КС-45717. Результаты: представлен анализ экспериментальных исследований динамического нагружения грузоподъемного крана в части изменения нагружения опорного контура. В результате проведенного анализа сделан вывод, что при вращении поворотной части крана с грузом происходила трансформация нагружения опорного контура грузоподъемного крана (балансирование) – последовательное циклическое нагружение и разгрузка опор крана. В проводимых экспериментальных исследованиях определено пространственное положение центра масс системы «грузоподъемный кран – груз». В рамках исследования гидроцилиндра вывешивания определены параметры распределения напряженно-деформируемого состояния цилиндра (корпуса) гидроцилиндра в функции времени.

Abstract. One of the features of operation of self-propelled boom cranes is balancing of the hoisting crane on outriggers, i.e. cyclic loading and unloading of the crane supports depending on the azimuthal position of the rotating part of the crane with the load. However, this process is not fully covered in the technical literature. Objective of the study: to study the process of transformation (change) of the loading of the support contour of a self-propelled boom crane in a dynamic loading mode; as the main parameter characterizing the process of transformation of the support base of a self-propelled boom crane, the dependencies of the support reactions in time are selected. Methods: analytical calculation of the dependencies of the support reactions of a self-propelled boom crane in time from the parameters of the stress-strain state of the hanging hydraulic cylinder, which are determined using the strain gauge method in experimental studies of dynamic loading of a self-propelled boom crane with a change in the loading of the support contour. The obtained data were processed according to probability theory and mathematical statistics. The experimental studies were conducted on a real overhead crane – a boom truck crane of the KS-45717 type. Results: the analysis of experimental studies of the dynamic loading of the overhead crane is presented in terms of changing the loading of the support contour. As a result of the analysis, it was concluded that when the rotating part of the crane with a load rotated, the loading of the support contour of the overhead crane was transformed (balancing) – sequential cyclic loading and unloading of the crane supports. In the conducted experimental studies, the spatial position of the center of mass of the "overhead crane – load" system was determined. As part of the study of the hanging hydraulic cylinder, the parameters of the distribution of the stress-strain state of the cylinder (housing) of the hydraulic cylinder as a function of time were determined.

Ключевые слова: стреловой самоходный кран, опорный контур, динамическое нагружение, тензометрия, устойчивость.

Дата получения статьи: 13.01.2025
Дата принятия к публикации: 05.02.2025
Дата публикации: 25.03.2025

Сведения об авторах:

Потахов Денис Александрович – кандидат технических наук, начальник бюро управления главного технолога АО «Петербургский тракторный завод», *e-mail: potakhovd@mail.ru.*

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3734-6860>

Ватулин Ян Семенович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Наземные транспортно-технологические комплексы» ФГБОУ ВО «Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I», *e-mail: yan-roos@yandex.ru.*

Keywords: jib self-propelled crane, support contour, dynamic loading, strain gauge, stability.

Date of manuscript reception: 13.01.2025
Date of acceptance for publication: 05.02.2025
Date of publication: 25.03.2025

Authors' information:

Denis A. Potakhov – Candidate of Technical Sciences, Head of the Bureau of the Chief Technologist's Office of JSC Peterburgsky Tractory Zavod, *e-mail: potakhovd@mail.ru.*

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3734-6860>

Jan S. Vatulin – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of Department «Ground transport and technological complexes» at Emperor Alexander I St. Petersburg State Transport University, *e-mail: yan-roos@yandex.ru.*

1. Введение

Согласно [1] около половины аварий при эксплуатации строительных кранов приходится на опрокидывание кранов. Устойчивость свободно стоящих кранов, обеспечиваемая исключительно их собственной массой, при эксплуатации во многом определяется конструкцией элементов опорного контура, который включает в себя опорную (несущую) раму и выносные опоры (аутригеры). Конструктивное исполнение опорного контура предопределяет несущую способность элементов и устойчивость крана в целом, что задает основной эксплуатационный параметр крана – грузовую характеристику.

Наиболее распространенное конструктивное исполнение опорного контура стрелового самоходного крана – четырехточечное [1]. Распределение нагрузок между опорами стреловых самоходных кранов в процессе эксплуатации преимущественно зависит от пространственного положения центра масс системы «грузоподъемный кран – груз» в процессе вращения поворотной части крана. В связи с этим рабочая опорная площадка и выносные опоры (аутригеры) испытывают переменный (циклический) режим нагружения.

Неподвижность конструкции под действием нагрузок обеспечивается благодаря наличию опор; в опорах возникают реакции, которые вместе с заданными нагрузками

представляют уравновешенную систему сил, действующих на конструкцию [2].

Согласно базовому математическому принципу плоскость может быть задана через три точки, не лежащие на одной прямой [3]. Ввиду этого стреловой самоходный кран часто имеет трехточечную опорную схему опирания с отрывом (или положением соприкосновения к этому состоянию) наименее нагруженной опоры (четвертой, для кранов с четырьмя выносными опорами) от опорной поверхности [1, 4, 5]. В связи с этим в процессе вращения поворотной части стреловых самоходных кранов происходит циклический процесс трансформации нагружения опорного контура, т.е. процесс последовательного нагружения-разгружения опор крана, носящий циклический характер, зависящий от режима работы грузоподъемной машины и технологического процесса проведения погрузочно-разгрузочных работ на конкретной рабочей площадке.

Исследования конструкций и элементов подъемно-транспортных машин являются эффективным средством совершенствования методов их расчета и выбора наиболее рациональных конструктивных исполнений [4]. Основными задачами исследования эксплуатационных режимов работы грузоподъемного крана является: обеспечение устойчивости крана, определение действующих динамических нагрузок, определение влия-

ния нагрузок на конструктивные элементы и параметры работы крана, оценка и минимизация энергетических и экономических затрат при эксплуатации кранов [1, 6 - 10]. Однако в данных исследованиях не уделено должного внимания экспериментальным исследованиям на натурном образце грузоподъемного крана, чаще всего применяется математическое и/или физическое моделирование работы кранов. Исследование же натуральных объектов грузоподъемных кранов по сравнению с исследованиями их моделей дают возможность получения более обширной и достоверной информации о параметрах работы конструкции и механизмов особенно в условиях их динамического нагружения [4]. При экспериментальных исследованиях натуральных объектов в целях анализа параметров их напряженно-деформированного состояния широко используется метод тензометрических испытаний [4].

Получение данных о действительной нагруженности конструкции подъемно-транспортной машины в характерных условиях ее эксплуатации, требующих непрерывной регистрации ее напряженного состояния в течение длительного промежутка времени, очень трудоемко. Поэтому в данном исследовании для анализа основных характеристик процесса трансформации нагружения опорного контура грузоподъемного крана рассматривается только операция «вращение поворотной части крана с грузом», являющейся одной из типовых операций при эксплуатации грузоподъемного крана.

2. Предмет, задачи и методы

2.1. Подготовка к проведению эксперимента

Целью экспериментальных исследований является анализ процесса изменения нагружения опорного контура стрелового самоходного крана в результате вращения поворотной части крана с грузом. Задачей является – установление основных характеристик процесса трансформации нагружения опорного контура грузоподъемного крана. Для этого предусматривается проведение натурального эксперимента на автомобильном кране.

В качестве основного параметра, характеризующего процесс трансформации опорной базы стрелового самоходного крана, выбраны зависимости реакций опор во времени, которые получены аналитическим выводом из параметров напряженно-деформируемого состояния наружной поверхности гидроцилиндра вывешивания. Параметры напряженно-деформируемого состояния наружной поверхности гидроцилиндра в текущем исследовании определены при помощи тензометрического метода, основанного на изменении электрического сопротивления проводника при его растяжении или сжатии [1, 4, 11].

В эксперименте использовалась следующее оборудование:

- универсальный переносной многоканальный измерительно-вычислительный комплекс МІС-026;
- ноутбук с операционной системой Windows 10 и программным обеспечением «Recorder»;
- тензорезисторы 2ПКБ-20-200 В ТУ 25-06-1382-78 (номинальное сопротивление = 200 Ом, фактическое = (198,20 – 198,79) Ом, коэффициент тензочувствительности = 2,10).

Стабильность характеристик тензодатчиков достигается качеством их изготовления и надежной тарировкой [4]. Поэтому была проведена тарировка измерительной системы; для тарировки используется консольная балочка равного сопротивления; при тарировке использовалось 5% тензорезисторов из одной партии; все применяемые тензорезисторы – из одной партии, в партии – 100 тензодатчиков; на упаковке с тензорезисторами присутствует заводской штамп «ОТК». Частота опроса тензорезисторов 10 Гц.

Подключение, настройка и использование комплекса МІС-026 проводится согласно его руководству по эксплуатации (Руководство по эксплуатации. Измерительный комплекс МІС-026. Мытищи: Научно-производственного предприятия «МЕРА», 2013); монтаж и подключение тензорезисторов осуществляется в соответствии с их заводской технической документацией. Схема подключения тензорезисторов – «полумост» с компенсационным датчиком. Данная схема

исключает температурное влияние нагрева элементов [4, 11].

При действии внутреннего давления в стенках цилиндров возникают нормальные напряжения по трем взаимно перпендикулярным направлениям – радиальному σ_r , тангенциальному σ_t и аксиальному σ_z (рис. 1) [2, 12]. Как правило, напряжения σ_t значительно превосходят напряжения σ_r и σ_z

[12]. В связи с чем ориентация размещения тензорезисторов на цилиндре (корпусе) гидроцилиндра вывешивания проводится в соответствии с направлением действия напряжений σ_t – тензорезисторы устанавливаются на наружной поверхности перпендикулярно продольной оси цилиндра гидроцилиндра 1 – 4 (рис. 1, 2).

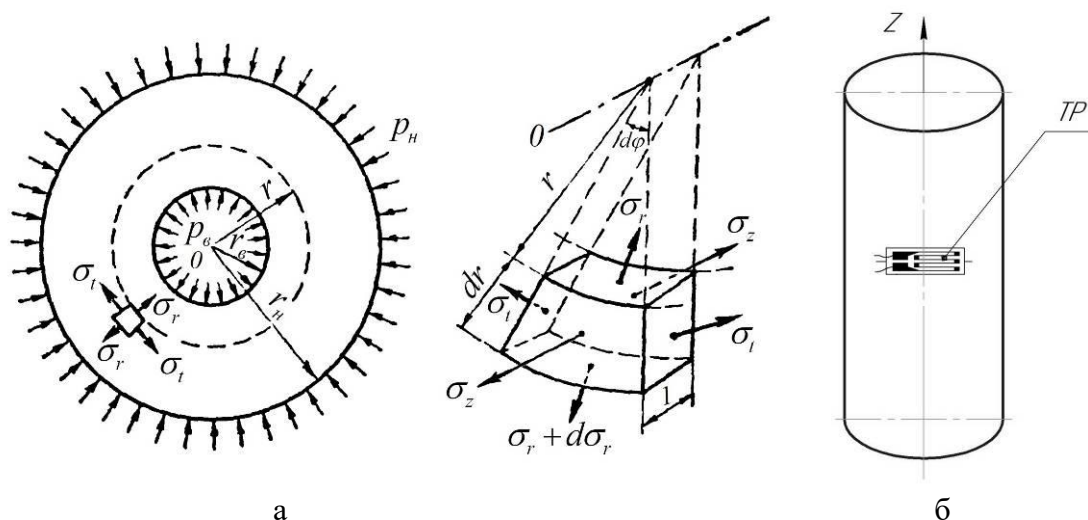


Рис. 1. Напряженно-деформированное состояние цилиндра: а – расчетная схема для определения напряжений в цилиндре; б – ориентация тензорезисторов (ТР) на цилиндре

2.2. Проведение экспериментальных исследований

Экспериментальные исследования проводились на испытательной площадке компании ООО «ПЕТРОСЕРВИС-СДМ» (г. Санкт-Петербург, Россия) на кране стреловом автомобильном КС-45717 грузоподъемностью 25 тонн производства ОАО «Автокран» (г. Иваново, Россия). Автомобильный кран – полноповоротный с гидравлическим приводом, с жесткой подвеской телескопической трехсекционной стрелы, оснащен четырьмя выносными опорами. Гидроцилиндр вывешивания крана зафиксирован болтами на конце выносной опоры. Штоки гидроцилиндров оканчиваются сферической головкой, к которой крепится подпятник.

Заблаговременно выполнено (рис. 2):

1. Очистка поверхностей под монтаж тензорезисторов от загрязнений и лакокрасочного покрытия.

2. Механическая обработка мест установки тензорезисторов (наружная поверхность гидроцилиндров вывешивания) до необходимой степени шероховатости.

3. Нанесение разметки для наклейки тензорезисторов.

4. Обработка мест установки тензорезисторов обезжиривателем.

5. Наклейка тензорезисторов (на каждый опорный гидроцилиндр по 1 тензорезистору).

6. Визуальный контроль на отсутствие загрязнений и дефектов.

7. Проверка целостности цепи и отсутствия короткого замыкания.

8. Подключение тензорезисторов к комплексу МІС-026.

Кран располагался на открытой горизонтальной площадке. Установка-снятие крана на выносные опоры, подъем-опускание стрелы, подъем-опускание груза, вращение поворотной части крана проводится согласно руководству по эксплуатации крана. Под под-

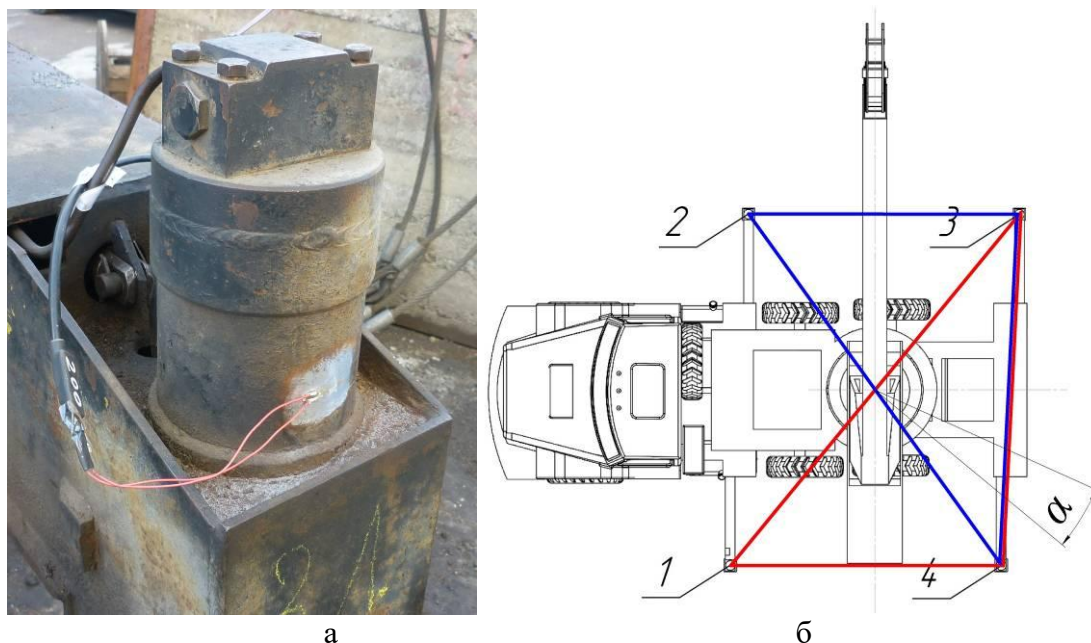


Рис. 2. Вид опорных гидроцилиндров: а – расположение тензорезистора; б – расчетная схема (1, 2, 3, 4 – опорные гидроцилиндры)

пятники деревянные подкладки не подкладывались.

Режимы нагружения грузоподъемного крана: масса контрольного груза 10 тонн, опорный контур (5,60 x 4,95) м (соответствует полностью выдвинутой выносной опоре), вылет 5 м, длина телескопической стрелы 9 м. В процессе экспериментальных испытаний проводилось вращение поворотной части крана с грузом в зоне α у опоры 4 (рис. 2). Проводилась серия однотипных испытаний ($N = 5$) для снижения влияния случайных погрешностей. Одно испытание соответствует двум циклам вращения поворотной части крана: «к опоре 4 – от опоры 4» (первый цикл), далее «к опоре 4 – от опоры 4» (второй цикл). Начальное и конечное положение поворотной части крана совпадает.

Нагрузки, действующие на грузоподъемный кран: весовые нагрузки (вес элементов конструкции крана, вес груза); нагрузки от сил инерции при вращательном движении и качания груза.

Выбор массы груза (10 тонн) при проведении экспериментальных исследований обоснован наличием соответствующего контрольного груза для проведения статических и динамических испытаний и соответствующих грузозахватных приспособлений для стропов-

ки груза в организации, где проводились экспериментальные исследования (рис. 3).

При проведении экспериментальных исследований все шины колес шасси автомобильного крана находились в ненагруженном состоянии, в отрыве от опорной поверхности.

В результате проведенных работ получены временные зависимости действующих напряжений наружной поверхности гидроцилиндра (σ_{m-i} , $i = 1, 2, 3, 4$). Момент установки крана на выносные опоры, подъема-опускания стрелы, подъема и опускания груза на графиках не приводится и в расчетах не рассматривается.

3. Результаты исследований и их анализ

Автокран КС-45717 оснащен четырьмя гидроцилиндрами вывешивания КС-45717.31.200-4 (ЦГ-125.100x580.55-02). Характеристики гидроцилиндра: диаметр поршня – 125 мм, диаметр штока – 100 мм, ход поршня – 580 мм, номинальное давление – 16 МПа.

Рабочая жидкость, находящаяся в поршневой полости гидроцилиндра вывешивания, воспринимает нагрузку от веса крана с грузом, в результате чего в этой полости образуется избыточное давление. Напряжения в



Рис. 3. Проведение эксперимента

наружной поверхности цилиндра от внутреннего давления рабочей жидкости исходя из аналитического выражения [13]:

$$\sigma_{m-i} = 2p_i \frac{d_e^2}{d_n^2 - d_e^2}, \quad (1)$$

где: σ_{m-i} – напряжения наружной поверхности гидроцилиндра; p_i – давление рабочей жидкости в поршневой полости гидроцилиндра; d_e – внутренний диаметр гидроцилиндра; d_n – наружный диаметр гидроцилиндра; i – номер гидроцилиндра вывешивания ($i = 1, 2, 3, 4$) (рис. 2).

Или

$$p_i = \frac{\sigma_{m-i} \cdot (d_n^2 - d_e^2)}{2d_e^2}, \quad (2)$$

Определив p_i (2), определяются напряжения во внутренней поверхности цилиндра от внутреннего давления рабочей жидкости:

$$\sigma_{16-i} = p_i \frac{d_n^2 + d_e^2}{d_n^2 - d_e^2}, \quad (3)$$

где: σ_{16-i} – напряжения внутренней поверхности гидроцилиндра.

При действии на цилиндр только внутреннего давления знаки напряжений σ_i во всех точках цилиндра одинаковые; σ_i максимальны на внутренней поверхности цилиндра [2].

Для определения полей напряжений и деформаций гидроцилиндра вывешивания в объемной (трехосной) постановке задачи в качестве функции времени применяется метод конечных элементов в нелинейном динамическом анализе расчетного модуля Simulation программы SolidWorks. Метод конечных элементов является широко распространенным методом по решению задач анализа напряженно-деформированного состояния элементов конструкции в связи с его универсальностью по отношению к геометрии исследуемой области и реологии деформирования материала [14, 15].

Функционал нелинейного динамического анализа модуля Simulation SolidWorks позволяет задавать нагрузку в виде зависимости, изменяемой по величине во времени.

Тождественность разработанной 3D-модели гидроцилиндра вывешивания (рис. 4) натурному образцу определяется корректностью линейных и угловых размеров элементов модели, расположением одних элементов относительно других, условий контактного взаимодействия элементов, свойств применяемых материалов; нерелевантные элементы, не влияющие на результаты анализа исследований, исключены. Гидроцилиндр рассматривается без уплотнений, опорно-направляющих колец, колец стопорных. Положение штока – полностью выдвинутое.

Для проведения расчета: назначается материал для всех твердых тел; определяются

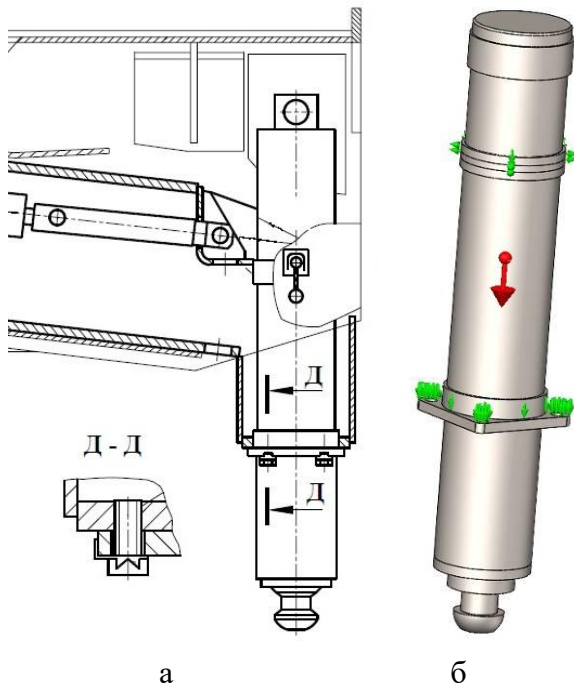


Рис. 4. Крепление гидроцилиндров:

а – крепление гидроцилиндра к выносной опоре согласно руководству по эксплуатации крана; б – 3D-модель гидроцилиндра вывешивания

параметры сетки конечных элементов; задаются тип взаимодействия компонентов, крепления, внешние нагрузки. Внешними нагрузками являются: сила тяжести, временные зависимости давления рабочей жидкости в поршневой полости гидроцилиндра, полученные по (2). Общее количество элементов сетки конечных элементов – 4666 шт.; процент искаженных элементов – 0.

В результате проведенных расчетов определено временное напряженно-деформированное состояние элементов гидроцилиндров вывешивания стрелового грузоподъемного крана в процессе динамического нагружения. Результат прочностного анализа представлен эпюрой напряжений, эпюрой деформаций и эпюрой перемещений гидроцилиндра вывешивания.

В качестве примера на рис. 5 представлено напряженно-деформированное состояние корпуса гидроцилиндра 4 (в продольном сечении секущей плоскостью, σ_t , МПа) в момент времени, когда нагрузка на опору максимальна ($p_{4\max}$); полученные тензометрическим методом (рис. 2) напряжения на-

ружной поверхности гидроцилиндра в этот момент времени $\sigma_{тн-4} = 88,03$ МПа; напряжения внутренней поверхности (определенные аналитическим методом) $\sigma_{тв-4} = 103,24$ МПа. В соответствии с численным расчетом в этой же точке 3D-модели (точка Т, рис. 5) напряжения наружной поверхности $\sigma_{тн-4} = 90,60$ МПа, напряжения внутренней поверхности $\sigma_{тв-4} = 106,80$ МПа (определено инструментом «зондирование» для идентификации значений в выбранных точках). Т.е. результаты, полученные экспериментальным, аналитическим путем и методом конечных элементов, имеют хорошую сходимость.

Таким образом, в рамках численного исследования гидроцилиндра вывешивания определены параметры распределения напряжений и деформаций корпуса гидроцилиндра в функции времени в пространственной постановке задачи.

Далее определяются реакции опор:

$$R_i = S \cdot p_i = \pi \cdot \frac{d_g^2}{4} \cdot p_i, \quad (4)$$

где: R_i ($i = 1, 2, 3, 4$) – реакция опоры; S – площадь, на которую действует давление рабочей жидкости.

Обработка данных реакций опор при вращении поворотной части крана с грузом осуществляется согласно теории вероятности и математической статистике [11, 16], которая проводилась при помощи автоматизированного анализа для всех четырех опор в системе Mathcad [17, 18]. Полученные зависимости реакций опор R_i ($i = 1, 2, 3, 4$) в функции времени (t , с) представлены на рис. 6.

В соответствии с полученными данными реакций опор можно сделать вывод, что в результате вращения поворотной платформы происходило балансирование грузоподъемного крана на опорах. Изменение нагружения опор происходило, в порядке убывания значений реакции R_i , с опорного контура «4 – 3 – 2 – 1» на «4 – 3 – 1 – 2» и обратно с «4 – 3 – 1 – 2» на «4 – 3 – 2 – 1» с последовательным циклическим чередованием нагружения-разгрузки опор 1 и 2 (рис. 2, 6). Характер изменений значений реакций $R1$ и $R2$ может свидетельствовать о временной потере контакта с опорной площадкой (или близ-

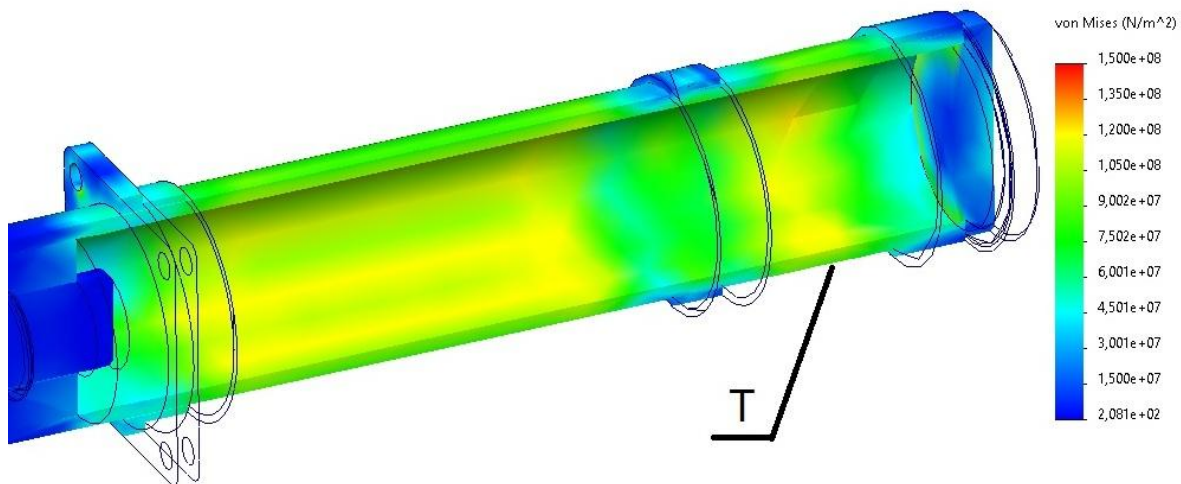


Рис. 5. Напряженно-деформированное состояние корпуса гидроцилиндра

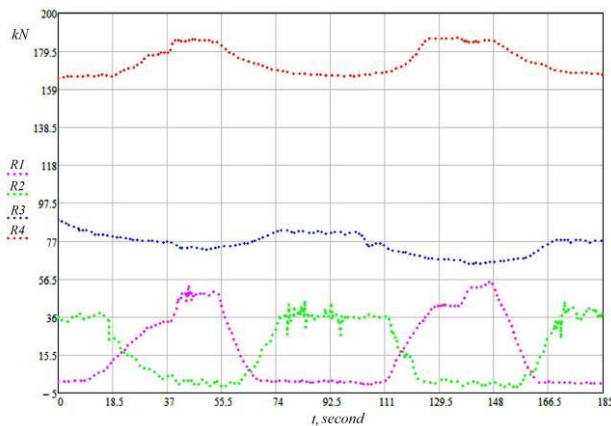


Рис. 6. Временные зависимости значений реакций опор

ком к этому состоянию) (рис. 2, 6). В связи с этим можно выдвинуть предположение о наличии (в равной степени вероятной): некоторой неровности опорной поверхности; зазоров в сочленениях выносных опор и поперечных балок рамы опорной; деформаций выносных опор, продольных и поперечных балок рамы опорной.

Базовой моделью устойчивости грузоподъемного крана считается модель, учитывающая, что для опрокидывания крана ему следует сообщить кинетическую энергию, необходимую для преодоления приращения потенциальной энергии, получаемой при повороте крана на некоторый угол, достаточный для перехода центра масс крана за ребро опрокидывания [1]. То есть, устойчивость крана обеспечивается нахождением центра масс крана внутри его опорного контура.

В связи этим наиболее информативным и простым способом контроля устойчивостью стреловых самоходных кранов является контроль текущего положения центра масс системы «грузоподъемный кран – груз» относительно ребра опрокидывания [19].

Координаты положения центра масс грузоподъемного крана с грузом являются функцией ряда одновременно действующих факторов; наиболее целесообразным является определение положения центра масс по значениям опорных реакций.

В связи с этим для настоящего эксперимента определяется текущее положение центра масс системы «грузоподъемный кран – груз», реализованная при помощи «Программы контроля и управления грузовой и собственной устойчивостью транспортного средства» [20]. Для этого, введя декартовую систему координат и назначив местоположению опорных гидроцилиндров координаты в этой системе координат в зависимости от размеров опорного контура, считая значения давления материальными точками, где сосредоточена определенная часть массы системы «грузоподъемный кран – груз», текущее положение центра масс определяется согласно выражению [3, 20]:

$$x_{\text{ЦМ}} = \frac{\sum_{i=1}^n m_i x_i}{\sum_{i=1}^n m_i}, \quad y_{\text{ЦМ}} = \frac{\sum_{i=1}^n m_i y_i}{\sum_{i=1}^n m_i}, \quad (5)$$

где: $x_{цм}$, $y_{цм}$ – координаты положения центра масс системы; m_i – массы материальных точек, входящих в систему; x_i , y_i – координаты материальных точек системы; n – количество материальных точек.

В формуле (5) вместо масс m_i используются значения давления рабочей жидкости p_i в гидроцилиндрах вывешивания или реакции опор R_i ; $n = 4$ (соответствует количеству опор).

Собственная и грузовая устойчивость грузоподъемного крана гарантируется нахождением проекции центра масс внутри опорной базы грузоподъемного крана.

Траектория движения центра масс системы «грузоподъемный кран – груз», находящейся в динамическом режиме нагружения, в пределах опорного контура в проводимом эксперименте согласно выражению (5) в соответствии с полученными временными зависимостями значений реакций опор R_i (рис. 6) приведена на рис. 7; опора 1 имеет координаты (0, 0), опоры 2, 3, 4 – в зависимости от геометрических размеров опорного контура (5600 x 4950) мм.

На рис. 7 траектория Т1 соответствует первому циклу вращения поворотной части крана с грузом (от 0 с до 92,5 с (рис. 6)), траектория Т2 – второму циклу вращения поворотной части крана с грузом (от 92,5 с до 185 с (рис. 6)). Отклонение (колебание) траекторий Т1 и Т2 движения центра масс грузоподъемного крана в пределах опорного контура может объясняться влиянием инерционных сил раскачивания контрольного груза (рис. 7). При анализе временных зависимостей экспериментальных значений реакций опор R_i (рис. 6) было отмечено, что скорость изменения реакции опоры 1 («увеличение – уменьшение – увеличение – уменьшение») неоднородная: увеличение приблизительно в 1,7...2,4 раза происходит дольше, чем уменьшение (предположительно связано с особенностями работы оператора). Что объясняет отклонение траекторий Т1 и Т2 движения центра масс грузоподъемного крана – при большей скорости вращения поворотной части крана положение центра масс системы ближе к ребрам опрокидывания, чем при меньшей скорости вращения (рис. 7).

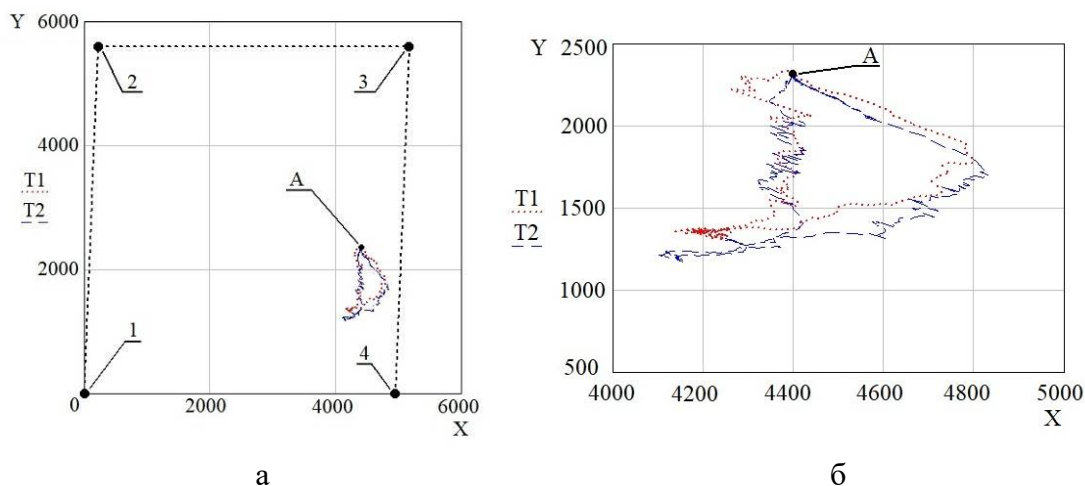


Рис. 7. Перемещение центра масс грузоподъемного крана: а – траектория движения центра масс крана в пределах опорного контура; б – укрупненный вид с траекторий движения центра масс (А – начальное и конечное положение; 1, 2, 3, 4 – опорные гидроцилиндры)

Полученные положительные результаты экспериментальных исследований подтверждают концепцию контроля устойчивостью грузоподъемного крана, находящегося в динамическом режиме нагружения, на основе

определения текущего положения центра масс системы «грузоподъемный кран – груз».

4. Заключение

В результате проведенных экспериментальных опытных работ по анализу динамического нагружения стрелового самоходного крана, используя тензометрический метод исследования, получены зависимости реакций опор в функции времени, действующие напряжения наружной и внутренней поверхности гидроцилиндров вывешивания в процессе вращения поворотной части крана с грузом. В результате проведенного анализа сделан вывод, что при вращении поворотной платформы с рабочим оборудованием в проводимом эксперименте происходила трансформация нагружения опорного контура грузоподъемного крана – последовательное циклическое нагружение и разгрузка опор крана.

Список литературы

1. Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины. М.: Машиностроение, 1989. 536 с.
2. Дарков А.В., Шапиро Г.С. Сопrotivление материалов. М.: Высшая школа, 1975. 654 с.
3. Пискунов Н.С. Дифференциальное и интегральное исчисления для втузов, т. 1. М.: Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1985. 432 с.
4. Гохберг М.М. Металлические конструкции подъемно-транспортных машин. Л.: Машиностроение, 1969. 520 с.
5. Обыденков В.А., Анцев В.Ю., Сорокин П.А., Мишин А.В. Исследование устойчивости мобильных грузоподъемных машин методом конечных элементов // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2011. Вып. 3. С. 30-36.
6. Cekus D., Depta F., Kubanek M., Kuczynski Ł., Kwiaton P. Event Visualization and Trajectory Tracking of the Load Carried by Rotary Crane // Sensors, 2022, No. 22, p. 480. DOI: 10.3390/s22020480
7. Jeng S.-L., Yang C.-F., Chieng W.-H. Outrigger force measure for mobile crane safety based on linear programming optimization // Mechanics Based Design of Structures and Ma-

Важным моментом экспериментальных исследований является то, что исследования были проведены на реальном объекте (грузоподъемном кране).

В рамках исследования гидроцилиндра вывешивания определены параметры напряженно-деформируемого состояния цилиндра (корпуса) гидроцилиндра в функции времени.

По полученным временным зависимостям значений реакций опор в проводимом эксперименте определена траектория движения центра масс системы «грузоподъемный кран – груз».

Положительные результаты подтверждают концепцию контроля устойчивостью грузоподъемного крана, находящегося в динамическом режиме нагружения, на основе определение текущего положения центра масс системы «грузоподъемный кран – груз».

References

1. Vaynson A.A. *Podemno-transportnye mashiny* [Lifting-transport machines]. Moscow, Mashinostroenie, 1989. 536 p. (In Russian)
2. Darkov A.V., Shapiro G.S. *Soprotivlenie materialov* [Strength of materials]. Moscow, Vysshaya shkola, 1975. 654 p. (In Russian)
3. Piskunov N.S. *Differencialnoe i integralnoe ischisleniya dlya vtuzov, m.1* [Differential and integral calculus for technical universities, Vol. 1]. Moscow, Nauka. Glavnaya redaktsiya fiziko-matematicheskoy literatury, 1985. 432 p. (In Russian)
4. Gokhberg. M.M. *Metallicheskiye konstruktsii podyemno-transportnykh mashin* [Metal structures of hoisting machines]. Leningrad, Mashinostroenie, 1969. 520 p. (In Russian)
5. Obydenov V.A., Antsev V.Yu., Sorokin P.A., Mishin A.V. Study of stability of mobile lifting machines by finite element method. *Izvestiya Tulsogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskiye nauki*, 2011, No. 3, pp. 30-36. (In Russian)
6. Cekus D., Depta F., Kubanek M., Kuczynski Ł., Kwiaton P. Event Visualization and Trajectory Tracking of the Load Carried by Rotary Crane. *Sensors*, 2022, Vol. 22, p. 480.

chines, 2010, Vol.38, No.2, pp. 145-170. DOI: 10.1080/15397730903482702

8. Romanello G. Stability analysis of mobile cranes and determination of outriggers loading // *Journal of Engineering, Design and Technology*, 2018, Vol. 16 No. 6, pp. 938-958. DOI:10.1108/JEDT-05-2018-0084

9. Трабка А. The influence of clearances in a drive system on dynamics and kinematics of a telescopic crane // *Acta Mechanica et Automatica*, 2015, Vol. 9, No. 1, pp. 9-13. DOI:10.1515/ama-2015-0002

10. Корытов М.С., Безродина А.Е. Сравнительная оценка энергетических затрат при перемещениях кранов-штабелеров // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. 2024. №1. С. 37-45. DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-01-37-45

11. Исакович Р.Я. Технологические измерения и приборы. М.: Недра, 1979. 344 с.

12. Мелик-Гайказов В.И., Подгорный Ю.П., Самусенко М.Ф., Фалалеев П.П. Гидропривод тяжелых грузоподъемных машин и самоходных агрегатов. М.: Машиностроение, 1968. 264 с.

13. Ковалевский В.Ф., Железняков Н.Б., Битлин Ю.Е. Справочник по гидроприводам горных машин. М.: Недра, 1973. 504 с.

14. Карзов Г.П., Марголин Б.З., Швецова В.А. Физико-механическое моделирование процессов разрушения. СПб.: Политехника, 1993. 391 с.

15. Алямовский А.А. SolidWorks Simulation. Инженерный анализ для профессионалов: задачи, методы, рекомендации. М.: ДМК Пресс, 2015. 562 с.

16. Деденко Л.Г., Керженцев В.В. Математическая обработка и оформление результатов эксперимента. М.: МГУ, 1977. 112 с.

17. Benker H. Practical Use of Mathcad®: Solving Mathematical Problems with a Computer Algebra System. Springer, 1999. 505 p.

18. Maxfield B. Engineering with Mathcad: Using Mathcad to Create and Organize your Engineering Calculations. Elsevier, 2006. 520 p.

19. Ватулин Я.С. Автоматизированный комплекс управления устойчивостью мобильных грузоподъемных средств // *Подъемно-транспортные машины*: Известия

DOI: 10.3390/s22020480

7. Jeng S.-L., Yang C.-F., Chieng W.-H. Outrigger force measure for mobile crane safety based on linear programming optimization. *Mechanics Based Design of Structures and Machines*, 2010, Vol. 38. No. 2, pp. 145-170. DOI: 10.1080/15397730903482702

8. Romanello G. Stability analysis of mobile cranes and determination of outriggers loading. *Journal of Engineering, Design and Technology*, 2018, Vol. 16, No. 6, pp. 938-958. DOI:10.1108/JEDT-05-2018-0084

9. Трабка А. The influence of clearances in a drive system on dynamics and kinematics of a telescopic crane. *Acta Mechanica et Automatica*, 2015, Vol. 9, No. 1, pp. 9-13. DOI:10.1515/ama-2015-0002

10. Korytov M.S., Bezrodina A.E. Comparative assessment of energy costs during the movements of stacker cranes. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2024, No. 1, pp. 37-45. DOI: 10.22281/2413-9920-2024-10-01-37-45. (In Russian)

11. Isakovich R.Ya. *Tekhnologicheskie izmereniya i pribory* [Technological measurements and devices]. Moscow, Nedra, 1979. 344 p. (In Russian)

12. Melik-Gaikazov V.I., Podgorny Yu.P., Samusenko M.F., Falaleev P.P. *Gidroprivod tyazhelykh gruzopodemnykh mashin i samohodnykh agregatov* [Hydraulic drive of heavy lifting machines and self-propelled units]. Moscow, Mashinostroenie, 1968. 264 p. (In Russian)

13. Kovalevsky V.F., Zheleznyakov N.B., Bitlin Yu.E. *Spravochnik po gidroprivodam gornykh mashin* [Handbook of hydraulic drives of mining machines]. Moscow, Nedra, 1973. 504 p. (In Russian)

14. Karzov G.P., Margolin B.Z., Shvetsova V.A. *Fiziko-mekhanicheskoe modelirovanie prtscessov razrusheniya* [Physical and mechanical modeling of destruction processes]. St. Petersburg, Politekhnik, 1993. 391 p. (In Russian)

15. Alyamovsky A.A. *SolidWorks Simulation. Inzhenernyy analiz dlya professionalov: zadachi, metody, rekomendatsii* [SolidWorks Simulation. Engineering analysis for profes-

Тулского государственного университета. 2001. С. 146-152.

20. Программа контроля и управления грузовой и собственной устойчивостью транспортного средства / Я.С. Ватулин, Е.Я. Ватулина, Б.О. Поляков, Д.А. Потахов, Е.А. Потахов. – Свид-во о гос. регистрации программы для ЭВМ № 2018616841. Зарегистрир. в Реестре программ для ЭВМ 07.06.2018.

† sionals: tasks, methods, recommendations].
† Moscow, DMK Press, 2015. 562 p. (In Russian)

† 16. Dedenko L.G., Kerzhentsev V.V.
† *Matematicheskaya obrabotka i oformlenie*
† *rezultatov eksperimenta* [Mathematical pro-
† cessing and presentation of experimental re-
† sults]. Moscow, MGU, 1977. 112 p. (In Rus-
† sian)

† 17. Benker H. Practical Use of Mathcad®:
† Solving Mathematical Problems with a Com-
† puter Algebra System. Springer, 1999. 505 p.

† 18. Maxfield B. Engineering with Mathcad:
† Using Mathcad to Create and Organize your
† Engineering Calculations. Elsevier, 2006. 520 p.

† 19. Vatulin Ya.S. Automated control com-
† plex for stability of mobile lifting equipment.
† *Podemno-transportnye mashiny: Izv. Tul'skogo*
† *gosudarstvennogo universiteta*, 2001, pp. 146-
† 152. (In Russian)

† 20. Vatulin Ya.S., Vatulina E.Ya.,
† Polyakov B.O., Potakhov D.A., Potakhov E.A.
† *Programma kontrolya i upravleniya gruzovoy i*
† *sobstvennoy ustoychivostyu transportnogo*
† *sredstva. Svidetelstvo o gosudarstvennoy*
† *registratsii programmy dlya EVM* [Program
† for monitoring and control of cargo and vehi-
† cle stability]. No. 2018616841, 2018. (In Rus-
† sian)

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> 25.03.2025 г.