



Научно-технический вестник

БРЯНСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО
УНИВЕРСИТЕТА

*Nauchno-Tekhnicheskii Vestnik
Bryanskogo Gosudarstvennogo
Universiteta*

Б Р Я Н С К

2022(4)

ISSN 2413-9920

**Научно-технический
ВЕСТНИК
Брянского
государственного
университета**

**№ 4
2022**

Nauchno-tehnicheskij
VESTNIK
Bryanskogo
gosudarstvennogo
universiteta

Scientific and Technical Journal of
Bryansk State University

№ 4
2022

ББК 74.580.4

Н-34

Научно-технический вестник Брянского государственного университета. № 4 (2022). Брянск: РИСО БГУ, 2023. – Точка доступа: <http://ntv-brgu.ru>
Размещено на официальном сайте журнала: 10.03.2023

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

2.5.2 – Машиноведение (технические науки);

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

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

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

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

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

Главный редактор сетевого издания:

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

Ответственный секретарь сетевого издания:

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

Редакционная коллегия сетевого издания:

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

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

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

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

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, проректор по инновационной работе Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского (г. Брянск, Россия);

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

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

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

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

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

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

Chief editor:

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

Executive secretary:

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

Editorial Board:

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

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

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

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

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

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

I.A. Lagerev – Doctor of Technical Sciences, Vice rector at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russia);

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

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

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

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

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

16+

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

© Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2023
© 2023 Nauchno-tekhnicheskiy 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., Тетерина И.А. (Омск, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-04-263-274

Теоретические исследования движения снежной частицы в вертикальном питателе роторного снегоочистителя 263

Бутарович Д.О., Скотников Г.И., Эраносян А.В. (Москва, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-04-275-281

Алгоритм управления рекуперативным торможением с помощью педали акселератора 275

Витчук П. В., Ермоленко В.А., Стадникова И.Д., Мартынов Н.А., Порываев О.П.

(Калуга, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-04-282-290

Многовариантный расчет механизма подъема груза крана мостового типа на ЭВМ 282

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-04-291-298

Динамические свойства сиденья автогрейдера с квазинулевой статической характеристикой 291

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-04-299-310

Анализ работы устройства для установки выносных опор самоходных шасси мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов 299

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-04-310-321

Производительность грузовых мобильных канатных дорог на базе сопряженных мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов 310

Никитин Г.С., Тинт Хаинг Вин (Калуга, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-04-322-329

Результаты динамического моделирования поперечной устойчивости малотоннажного фургона при криволинейном движении 322

Панфилов А.В., Короткий А.А., Иванов Б.Ф., Юсупов А.Р. (Ростов-на-Дону, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-04-330-338

Контроль канатов при эксплуатации машин с канатной тягой 330

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-04-339-347

Физико-математическое моделирование процессов трения, адгезии и когезии в
проблеме липкости грунта 339

Металлургия и материаловедение

Неклюдов А.Н., Григорьев П.А., Трошко И.В. (Москва, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-04-348-356

Особенности компьютерного моделирования структурообразования на основе
использования серии диаграмм анизотермического распада аустенита 348

Безопасность деятельности человека

Лажерев И.А., Перминова Д.И. (Брянск, Россия)

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-04-357-363

Разработка автоматизированной информационной системы по оценке объемов
накопления твердых коммунальных отходов 357

CONTENT

ENGINEERING SCIENCE

**Machinery, ground transportation and technological machines 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., Teterina I.A. (Omsk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-04-263-274

Theoretical investigations of snow particles movement in vertical feeder of rotary snow blower 263

Butarovich D.O., Skotnikov G.I., Eranosyan A.V. (Moscow, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-04-275-281

Regenerative braking control algorithm using the accelerator pedal 275

Vitchuk P.V., Ermolenko V.A., Stadnikova I.D., Martynov N.A., Poryvaev O.P.

(Kaluga, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-04-282-290

Multivariate calculation of the lifting mechanism of a bridge-type crane on a computer .. 282

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-04-291-298

Dynamic properties of a motor grader seat with quasi-zero static characteristics 291

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-04-299-310

Analysis of the operation of a device for installing outriggers of self-propelled chassis of mobile transport and reloading rope complexes 299

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-04-310-321

Productivity of cargo mobile ropeways based on coupled mobile transport and overloading rope complexes 310

Nikitin G.S., Tint Naing Win (Kaluga, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-04-322-329

Results of dynamic simulation of the lateral stability light van when curvilinear movement 322

Panfilov A.V., Korotkiy A.A., Ivanov B.F., Yusupov A.R. (Rostov-na-Donu, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-04-330-338

Control of ropes during the operation of machines with rope traction 330

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-04-339-347

Physical-mathematical modeling of friction, adhesion and cohesion processes in the
problem of soil stickiness 339

Metallurgy and Material Science

Neklyudov A.N., Grigoriev P.A., Troshko I.V. (Moscow, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-04-348-356

Peculiarities of computer simulation of structure formation based on the use of a series
of austenite anisothermal decay diagrams 348

Safety of Human Activities

Lagerev I.A., Perminova D.I. (Bryansk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-04-357-363

Development of an automated information system according to the assessment of the
volume of accumulation of solid municipal waste/..... 357

УДК 629.464.4

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ДВИЖЕНИЯ СНЕЖНОЙ ЧАСТИЦЫ
В ВЕРТИКАЛЬНОМ ПИТАТЕЛЕ РОТОРНОГО СНЕГООЧИСТИТЕЛЯTHEORETICAL INVESTIGATIONS OF SNOW PARTICLES MOVEMENT
IN VERTICAL FEEDER OF ROTARY SNOW BLOWERАлешков Д.С., Корчагин П.А., Тетерина И.А.
Aleshkov D.S., Korchagin P.A., Teterina I.A.Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (Омск, Россия)
Siberian State Automobile and Highway University (Omsk, Russian Federation)

Аннотация. В работе рассматривается движение снежной частицы в вертикальном питателе роторного снегоочистителя с учетом удара. Цель исследования – определение общих закономерностей при ударе снежной частицы о неподвижную обечайку вертикального питателя, а также обоснование условия окончания удара и перехода к описанию движения снежной частицы уравнениями, не учитывающими ударных эффектов. Для достижения поставленной цели был проведен однофакторный численный эксперимент, варьируемым параметром в котором было значение коэффициента восстановления скорости при ударе. В результате получены возможные траектории движения снежной частицы, характер изменения скорости движения снежной частицы, обусловленный возникающими ударами о неподвижную поверхность, а также предложено условие, которое может быть использовано в качестве момента окончания удара и рассмотрения дальнейшего безударного движения частицы. Произведено сравнение ударного импульса и импульса нормальной реакции вертикальной стенки. Предложен алгоритм определения движения снежной частицы в условиях наличия одной неударяющей связи и учетом ее удара.

Ключевые слова: дорожная машина, роторный снегоочиститель, вертикальный питатель, снежная частица

Дата принятия к публикации: 02.11.2022
Дата публикации: 10.03.2023

Сведения об авторах:

Алешков Денис Сергеевич – кандидат технических наук, доцент ФГБОУ ВО «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», e-mail: denisaleshkov@mail.ru
ORCID 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 0000-001-8936-5679

Тетерина Ирина Алексеевна – кандидат технических наук, старший научный сотрудник ФГБОУ

Abstract. The paper considers the description of the movement of a snow particle in a vertical feeder of a rotary snow blower, taking into account the impact phenomenon. The main purpose of the presented studies is to determine the general patterns when a snow particle hits a fixed shell of a vertical feeder, as well as to substantiate the conditions for the end of the impact and the transition to describing the motion of a snow particle by equations that do not take into account impact effects. To achieve this goal, a one-factor numerical experiment was carried out, in which the variable parameter was the value of the velocity recovery coefficient upon impact. As a result, possible trajectories of the movement of a snow particle, the nature of the change in the speed of movement of a snow particle, due to emerging impacts on a fixed surface, are obtained, as well as a condition is proposed that can be used as a condition for the end of the impact and consideration of further impactless particle motion. A comparison is made between the shock pulse and the pulse of the normal reaction of a vertical wall. An algorithm for determining the motion of a snow particle in the presence of one non-retaining bond and taking into account its impact is proposed.

Keywords: road machine, snow blower, vertical feeder, snow particle,

Date of acceptance for publication: 02.11.2022
Date of publication: 10.03.2023

Authors' information:

Denis S. Aleshkov – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Siberian State Automobile and Highway University (SibADI),
e-mail: denisaleshkov@mail.ru
ORCID 0000-0003-4204-7221

Pavel A. Korchagin – Doctor of Technical Sciences, Professor, Siberian State Automobile and Highway University (SibADI),
e-mail: korchagin_pa@mail.ru
ORCID 0000-001-8936-5679

Irina A. Teterina – Candidate of Technical Sciences, Senior Researcher at Siberian State Automobile and

ВО «Сибирский государственный автомобильно-
дорожный университет (СибАДИ)»,
e-mail: iateterina@mail.ru
ORCID: 0000-0001-8012-8511

† Highway University (SibADI),
† e-mail: iateterina@mail.ru
† ORCID: 0000-0001-8012-8511
†

1. Введение

В общем виде существующие подходы, характеризующие такой феномен как удар, представлены в [1]. В [2] также представлены теоретические обобщения современной теории удара.

В соответствии с [3], использование классической теории удара, базирующейся на законе сохранения импульса и такой характеристике как коэффициент восстановления скорости при ударе, позволяет определить общие черты ударного процесса в конкретных рассматриваемых условиях. В работе [4] рассмотрен подход к определению связи между коэффициентом восстановления скорости при ударе и плотностями и прочностной характеристикой материалов взаимодействующих тел. В [2] проведены сравнительные исследования коэффициента восстановления скорости при ударе различных материалов. В теории удара коэффициент восстановления характеризует не упругость тел, а их твердость [2].

Описание установки и методики по измерению скоростей удара твердых тел, базирующихся на положениях теоретической механики, делающей описываемую систему в процессе удара однозначно определенной, представлено в работе [5].

Уравнения удара с учетом вращения тел на основе положений теоретической механики описаны в [6, 7]. Также в работе [3] была рассмотрена задача одновременного удара n тел. В работе [8] представлена система коэффициентов восстановления для характеристики ударного взаимодействия с точки зрения классической теории удара в механической системе, на основании которой применительно к машинам ударного действия делается вывод о необходимости обеспечения одинаковых масс бойка и наковальни с реализацией их встречного движения до удара. Исследованы вопросы устойчивого движения твердого тела, сопровождающегося ударом о горизонтальную плоскость. Получены

условия устойчивости и неустойчивости [9]. В [10] показано, что в отсутствии трения условия отрыва на стационарных движениях не выполняются, при малых значениях угла между осью симметрии и вертикалью в окрестности стационарных движений контакт между телом и плоскостью не прерывается. В работе [11] отмечается, что взаимодействие достаточно крупных (по сравнению с высотой шероховатости) сферических тел после удара о шероховатую стенку при сравнительно невысоких скоростях хорошо описывается с помощью модели Рауса. Экспериментально показано, что коэффициент восстановления при ударе шара о неподвижную наклонную поверхность является функцией угла наклона.

Однако использование положений теоретической механики обладает рядом недостатков. В частности, в [12] говорится о необходимости рассмотрения конечной длительности фазы удара в связи с возможностью применения в ней конечных управляющих сил импульсного управления, что трансформирует исходную задачу с импульсными воздействиями и разрывными траекториями, с ограниченными входными воздействиями и непрерывными траекториями. Вопрос получения более точного поведения соударяемых тел и перехода к ненулевой длительности удара приводит к необходимости рассмотрения упруго-вязких и упругопластических тел. Например, в [13] рассмотрены методы, использующие подходы классической механики сплошной среды, а также модели, основанные на теории распространения упругих волн в твердом материале.

В [14] представлена нелинейная вязкоупругая модель удара тела о неподвижное препятствие Ханта-Кроссли. Определены коэффициент восстановления, потерянная при ударе кинетическая энергия и их зависимость от скорости соударения. Также в [14] отмечается, что при косом ударе тела о неподвижное препятствие (движение тела до удара и после удара произвольное) следует

использовать определение коэффициента восстановления в трактовке Пуассона.

В [15, 16] для описания упруго-пластического ударного взаимодействия твердых деформируемых тел используется модель Герца. Некоторые механизмы выбора формы и закономерности фрагментации упругих тел простой геометрии, подвергшихся ударному воздействию, рассмотрены в [17].

В [18] в рамках приближения Герца построена нелинейная математическая модель поперечного удара абсолютно жесткого твердого тела в форме шара массой M с поверхностью льда, моделируемого тонкой пластиной, плавающей на воде большой глубины. Также установлено, что разрушение льда происходит при достижении контактным напряжением предела прочности льда на сжатие.

В [19] предложен способ расчета сферической оболочки при неосесимметричном ударе массивного тела, где контактная сила взаимодействия определялась на основе упругопластической модели местного смятия для параболического ударника.

Аналитическое решение задачи удара цепочки связанных материальных точек с определением условия окончания фазы удара в вязкоупругой трактовке предложено в [20].

В [21] представлен алгоритм численного разрешения кратного удара для случая, когда РіС метод не применим.

Таким образом, существующие теории контактного взаимодействия позволяют решать разнообразные технические задачи. В зависимости от поставленных целей используются различные математические модели, описывающие удар. Очевидно, существует некоторое условие, которое определяет момент перехода от первого варианта движения ко второму. Получение данного условия позволит корректно проводить описание движения снежной частицы и тем самым повысить точность моделирования работы вертикального питателя.

В данной работе проведены дополнительные теоретические исследования, описывающие переход при движении снежной частицы конечного размера от удара о неподвижную вертикальную стенку кожуха

питателя роторного снегоочистителя к скольжению в условиях действия неудерживающих связей.

2. Основная часть

Рассмотрим движение снежной частицы конечного размера в вертикальном питателе роторного снегоочистителя в системе координат, связанной с осью вращения вертикального питателя $O_{\phi}X_{\phi}Y_{\phi}Z_{\phi}$. Возможны два варианта ее движения в вертикальном питателе (рис. 1). При этом переход от первого варианта движения ко второму и наоборот сопровождаются таким явлением как удар. Рассмотрим математические модели движения снежной частицы до удара и после. Для составления расчетных схем ее движения были приняты следующие допущения:

- частица имеет сферическую форму;
- частица скользит по горизонтальному режущему диску;
- частица движется без отрыва по поверхности горизонтального режущего диска.

Необходимо отметить, что в соответствии с [10] для рассматриваемого случая, где допущения говорят об абсолютной симметрии, в процессе скольжения частицы по горизонтальной поверхности режущего диска отрыва наблюдаться не будет [10].

Уравнения движения снежной частицы в процессе ее скольжения по горизонтальной поверхности режущего диска вертикального питателя роторного снегоочистителя имеют вид [22]:

$$\ddot{x} = -\omega^2 x - 2\omega \dot{x} + \frac{N_{\phi}}{m} f_{\phi} \sin\left(\operatorname{atan} \frac{x}{y}\right), \quad (1)$$

$$\ddot{y} = -\omega^2 y - 2\omega \dot{y} + \frac{N_{\phi}}{m} f_{\phi} \cos\left(\operatorname{atan} \frac{x}{y}\right). \quad (2)$$

$$\ddot{z} = \frac{N_{\phi}}{m} - \frac{G}{m}, \quad (3)$$

где f_{ϕ} – коэффициент внешнего трения снега по материалу горизонтального режущего диска.

В случае контакта снежной частицы с неподвижной поверхностью вертикального питателя роторного снегоочистителя, условие которого имеет вид:

$$x^2 + y^2 = R^2, \quad (4)$$

где R – радиус горизонтального режущего диска.

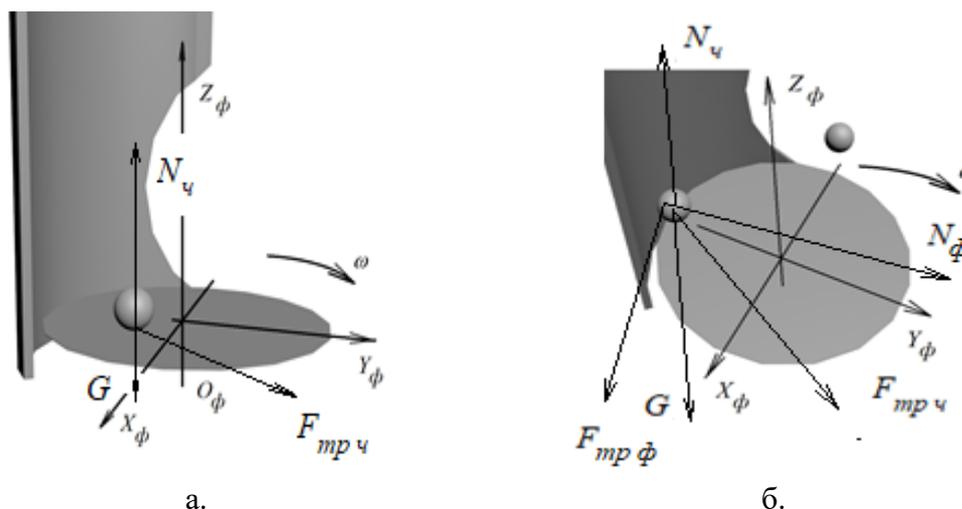


Рис. 1. Возможные варианты движения снежной частицы в вертикальном питателе роторного снегоочистителя: а - скольжение частицы по поверхности горизонтального режущего диска; б - скольжение снежной частицы вдоль неподвижной стенки вертикального питателя роторного снегоочистителя (G – сила тяжести; ω – угловая скорость вращения горизонтального режущего диска; N_q – нормальная реакция горизонтального режущего диска; N_ϕ – нормальная реакция стенки вертикального питателя; $F_{трч}$ – сила трения снежной частицы о горизонтальную поверхность режущего диска; $F_{тр\phi}$ – сила трения снежной частицы о поверхность стенки вертикального питателя роторного снегоочистителя)

Удар частицы о стенку, в начальной фазе характеризующийся мгновенным изменением значений проекций вектора скорости снежной частицы v_{x0} и v_{y0} на оси принятой системы координат, описывается коэффициентом восстановления скорости k снежной частицы при ударе и ее коэффициентом мгновенного трения p . На рис. 2 представлены расчетные схемы определения значений проекций скоростей снежной частицы v_x и v_y после удара.

В общем виде проекции вектора скорости частицы в начальной фазе удара в системе координат ont имеют вид:

В общем виде проекции вектора скорости частицы в начальной фазе удара в системе координат, ont имеют вид:

$$v_{n0} = v_{x0} \sin \alpha + v_{y0} \cos \alpha, \quad (5)$$

$$v_{t0} = v_{x0} \cos \alpha - v_{y0} \sin \alpha, \quad (6)$$

где

$$\alpha = \arctan\left(\frac{x}{y}\right).$$

Предполагаем, что в конечной фазе удара нормальная v_n и касательная v_t составляющие

скорости снежной частицы изменяются скачкообразно по закону:

$$v_n = -k \cdot v_{n0}, \quad (7)$$

$$v_t = p \cdot v_{t0}. \quad (8)$$

В соответствии с расчетной схемой выражения новых значений проекций вектора скорости снежной частицы в системе координат $O_\phi X_\phi Y_\phi$ будут описываться уравнениями:

$$v_n^x = -v_n \cdot \sin \alpha = k \cdot v_{n0} \sin \alpha, \quad (9)$$

$$v_t^x = -v_t \cdot \cos \alpha = -p \cdot v_{t0} \cdot \cos \alpha, \quad (10)$$

$$v_n^y = -v_n \cdot \cos \alpha = k \cdot v_{n0} \cdot \cos \alpha, \quad (11)$$

$$v_t^y = v_t \cdot \sin \alpha = p \cdot v_{t0} \cdot \sin \alpha. \quad (12)$$

С учетом (5) и (6) получаем:

$$v_x = k \cdot (v_{x0} \sin \alpha + v_{y0} \cos \alpha) \sin \alpha - p \cdot (v_{x0} \cos \alpha - v_{y0} \sin \alpha) \cdot \cos \alpha, \quad (13)$$

$$v_y = k \cdot (v_{x0} \sin \alpha + v_{y0} \cos \alpha) \sin \alpha + p \cdot (v_{x0} \cos \alpha - v_{y0} \sin \alpha) \cdot \cos \alpha. \quad (14)$$

Уравнения, описывающие движение частицы в условия действия новой неудерживающей связи – неподвижной стенки вертикального питателя, согласно [21]:

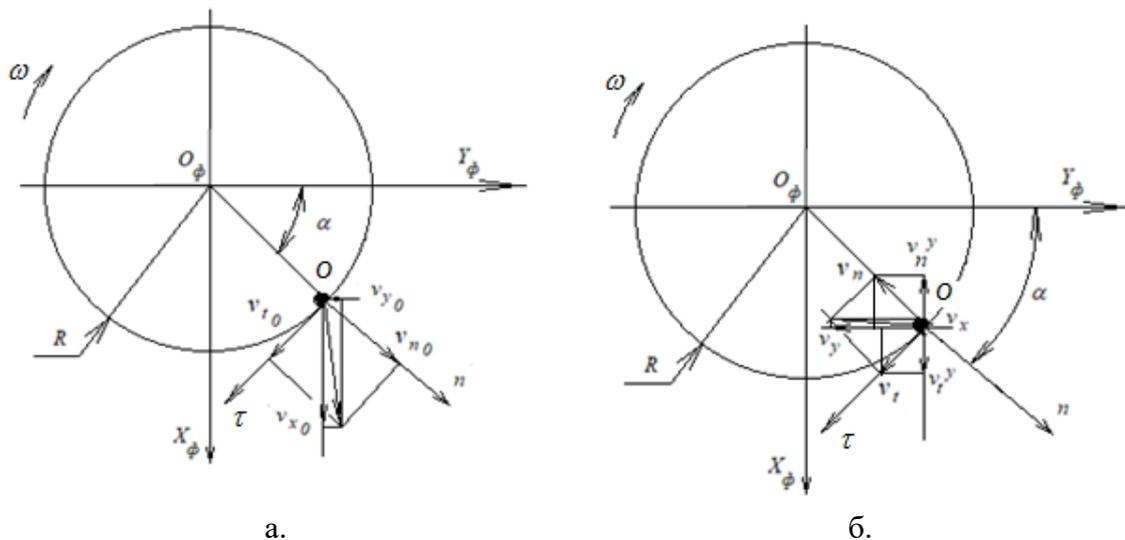


Рис. 2. Расчетные схемы определения значений проекций скоростей снежной частицы после удара о неподвижную стенку вертикального питателя (вид сверху): а - в начальной фазе удара; б - в конечной фазе удара

$$\ddot{x} = x \cdot \omega^2 - 2 \cdot \dot{x} \cdot \omega - g \left(f_u \frac{y}{R} \right) + \lambda_x \left(\frac{x}{R} + f \frac{y}{R} \right); \quad (15)$$

$$\ddot{y} = y \cdot \omega^2 - 2 \cdot \dot{y} \cdot \omega - g \left(f_u \frac{x}{R} \right) + \lambda_x \left(\frac{y}{R} + f \frac{x}{R} \right); \quad (16)$$

$$\lambda_z = -g, \quad (17)$$

где

$$\lambda_x \left(R + 2f \frac{x \cdot y}{R} \right) = -\dot{x}^2 \left(\frac{R^2}{y^2} \right) - \omega^2 R^2 + 2g \cdot f_u \cdot \frac{x \cdot y}{R}. \quad (18)$$

Исходные данные, на основании которых проводились вычисления:

- радиус горизонтального режущего диска $R = 0,3$ м;
- угловая скорость вращения рабочего органа вертикального питателя роторного снегоочистителя $\omega = 18$ рад/с;
- радиус снежной частицы $r = 0,01$ м;
- коэффициент внешнего трения снежной частицы по поверхности горизонтального режущего диска $f_u = 0,03$;
- коэффициент внешнего трения снежной частицы по неподвижной стенке вертикального питателя $f = 0,03$;

- коэффициент мгновенного трения снежной частицы при ударе $p = 0,025$;

- коэффициент восстановления скорости в точке контакта при ударе k принимал следующие значения $k = 0,5; 0,58; 0,6$.

В качестве начальных условий были приняты следующие значения:

- координаты положения снежной частицы в момент времени $t = 0$, по оси $O_\phi X_\phi$ $x = 0,19$ м, по оси $O_\phi Y_\phi$ $y = 0,19$ м;
- проекции вектора скорости снежной частицы в момент времени $t = 0$, на оси $O_\phi X_\phi$ $v_x = 0,19$ м, по оси $O_\phi Y_\phi$ $v_y = 0,19$ м;
- шаг вычислений по времени $\Delta t = 0,001$ с.

В результате решения с использованием уравнений, описывающих удар о неподвижную стенку при постоянном значении шага вычислений по времени Δt , частица постепенно проникает за неподвижную стенку вертикального питателя (рис. 3), что невозможно в реальной системе.

Одним из возможных вариантов получения таких результатов численного решения (1) - (3) является несоответствие шага вычислений Δt . В первом приближении перемещения и скорости могут быть представлены следующими соотношениями:

$$v_x = v_0 + a_x \Delta t, \quad (19)$$

$$x = x_0 + v_0 \Delta t + \frac{a_x \Delta t^2}{2}. \quad (20)$$

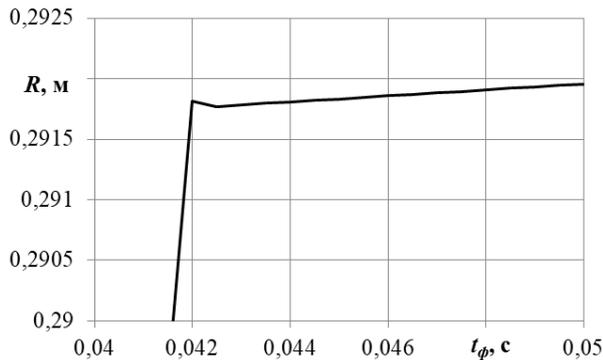


Рис. 3. Изменение радиуса положения частицы в зависимости от времени после контакта с неподвижной стенкой вертикального питателя

В момент удара значение скорости частицы скачкообразно меняет свой знак на противоположный. Соответственно, на следующей итерации вычислений значения скоростей и перемещений определяются также выражениями (19) и (20). В зависимости от значений слагаемых, значения которых получены на предыдущей итерации и шага численного интегрирования по времени Δt , определяется новое значение положения частицы. Произведем оценку влияния Δt на текущее положение частицы. Для этого рассмотрим выражение приращения по перемещению, которое из (20) имеет вид:

$$\Delta x = v_0 \Delta t + \frac{a_x \Delta t^2}{2}. \quad (21)$$

Очевидно, чтобы обеспечить непроницаемость границы для частицы после удара необходимо, чтобы $\Delta x \leq 0$:

$$v_0 \Delta t + \frac{a_x \Delta t^2}{2} \leq 0. \quad (22)$$

Из (22) выражаем шаг численного интегрирования:

$$\Delta t \left(v_0 + \frac{a_x \Delta t}{2} \right) \leq 0. \quad (23)$$

Поскольку Δt не может быть меньше нуля, соответственно:

$$\Delta t_x \leq \frac{2v_0}{a_x}. \quad (24)$$

Аналогичные выражения справедливы для проекции ускорения на ось $O_\phi Y_\phi$:

$$\Delta t_y \leq \frac{2v_0}{a_y}. \quad (25)$$

3. Результаты исследований

Рассмотрим численное решение удара, возникающее при движении снежной частицы в питателе при указанных выше исходных данных. Результаты вычислений при различных Δt представлены на рис. 4 и 5.

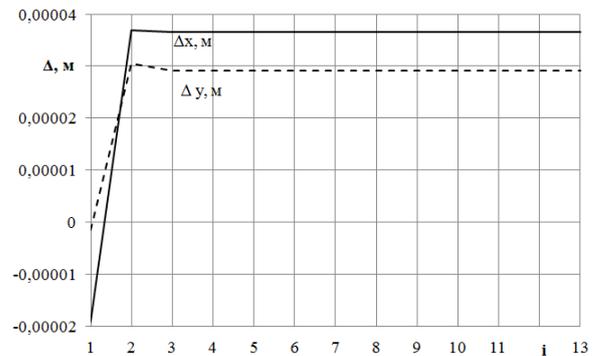


Рис. 4. Приращение по осям $O_\phi X_\phi$ и $O_\phi Y_\phi$ при ударе снежной частицы о неподвижную поверхность при $\Delta t = 0,0005$ с

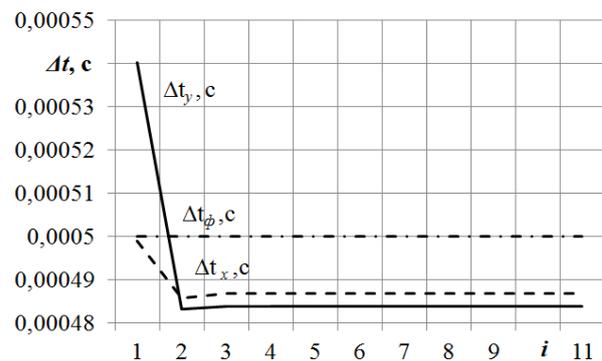


Рис. 5. Максимальное значение шага численного интегрирования по времени по условию (23)

Из рис. 5 следует, что фактическое значение шага численного интегрирования по времени превышает допустимые значения по условию (24). Это приводит к «проникновению» частицы через неподвижную обечайку вертикального питателя роторного снегоочистителя, что на практике невозможно, так как приращения перемещений как по оси $O_\phi X_\phi$, так и по оси $O_\phi Y_\phi$ являются положительными (рис. 4).

Для случая обеспечения соблюдения условия (24) при ударе снежной частицы о неподвижную стенку вертикального питателя

роторного снегоочистителя при тех же начальных условиях получаем следующие изменения в решении уравнений движения снежной частицы (1) - (3): характер изменения величины шага численного интегрирования по времени Δt представлен на рис. 6; на рис. 7 представлено изменение величины абсолютной скорости снежной частицы V_{abs} ; на рис. 8 – характер изменения приращения расстояния положения частицы от оси вращения рабочего органа вертикального питателя в полярной системе координат, связанной с осью вращения вертикального питателя, где:

$$\Delta R = \sqrt{\Delta x^2 + \Delta y^2}. \quad (26)$$

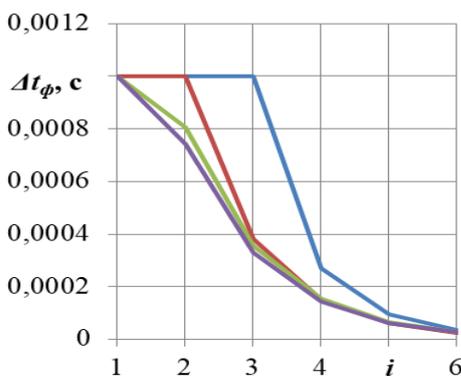


Рис. 6. Зависимость изменения величины шага численного интегрирования по времени от числа итераций, при которых соблюдается условие (4)

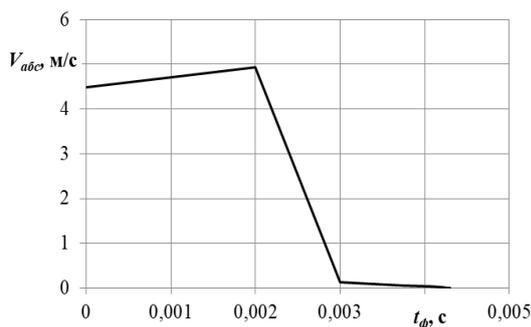


Рис. 7. Зависимость изменения абсолютной скорости снежной частицы от времени

Из рис. 8 следует, что процесс «проникновения» частицы сквозь неподвижную стенку остановлен, при этом наблюдается торможение частицы и стремление величины ее абсолютной скорости к нулю.

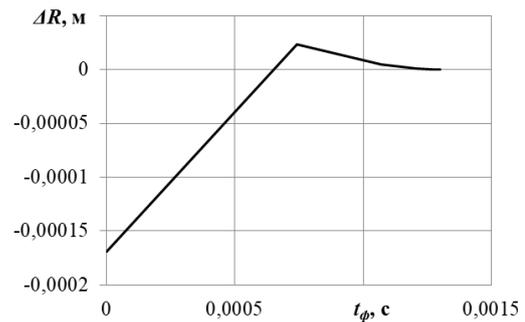


Рис. 8. Приращение расстояния между положением частицы и осью вращения рабочего органа вертикального питателя от времени

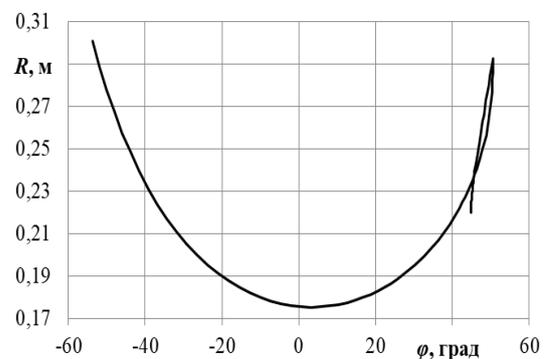


Рис. 9. Траектория движения снежной частицы при величине, $k=0,75$ в полярной системе координат

Таким образом, возникает эффект прилипания снежной частицы к неподвижной стенке вертикального питателя.

В случае изменения значения коэффициента восстановления скорости при ударе $k=0,75$ частица отскакивает от поверхности вертикального питателя и движется в обратном направлении (рис. 9).

На рис. 10 представлены траектории движения снежной частицы по поверхности горизонтального режущего диска вертикального питателя роторного снегоочистителя при значениях $k=0,75$; $0,58$ и $0,5$. На рис. 10 показан отскок снежной частицы с ее последующим прилипанием к неподвижной стенке вертикального питателя, при значениях $k=0,58$ и $0,5$.

В связи с этим возникает необходимость определения условия скольжения по второй связи (неподвижной стенки) и отсутствие явления удара, т.е. условия, когда неудерживающая связь становится удерживающей.

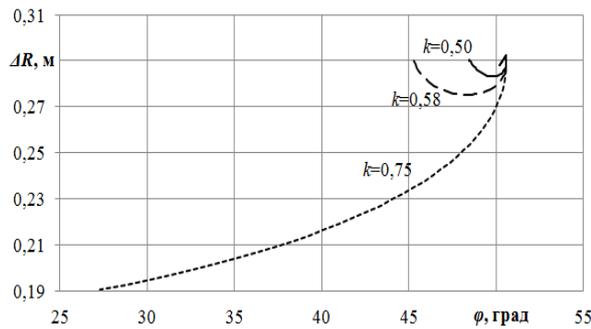


Рис. 10. Траектория движения снежной частицы при различных значениях k и $p = 0,025$ в полярной системе координат

Закон сохранения импульса S , при ударе записывается как разница скоростей снежной частицы до удара v_1 , и после v_2 :

$$\vec{v}_2 - \vec{v}_1 = \frac{\vec{S}}{m}. \quad (27)$$

Произведение действующей силы на момент времени:

$$\frac{\vec{S}}{m} = \frac{\vec{F}}{m} \cdot \Delta t. \quad (28)$$

Соответственно, единственной силой является сила нормальной реакции неподвижной обечайки вертикального питателя N_ϕ , значение которой однозначно определяется из уравнения (18).

Численное решение уравнений движения снежной частицы, носит дискретный характер с определенным шагом по времени Δt . Иначе говоря, в результате численного решения уравнений движения определяются значения перемещений, скоростей снежной частицы за интервал Δt . Что касается значений изменений скорости частицы в момент удара, то они происходят мгновенно через интервал времени. Рассмотрим, как изменяются значения силы нормальной реакции в моменты времени, когда выполняется условие контакта частицы с неподвижной обечайкой вертикального питателя и скорость изменяется скачкообразно. Результаты вычислений проекций импульсов силы нормальной реакции S_N , вертикальной режущей полосы на осях $O_\phi X_\phi$ и $O_\phi Y_\phi$, и величина импульса S , вычисленная по (28), представлены на рис. 11.

Графики имеют одну общую точку пересечения, после которой величина импульса

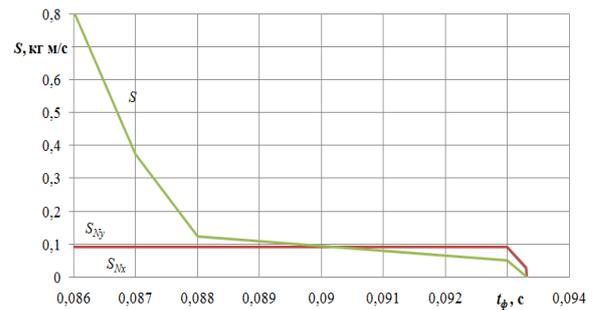


Рис. 11. Значения мгновенных изменений скорости снежной частицы в момент удара и значений силы нормальной реакции неподвижной обечайки в вертикальной фрезе в момент контакта частицы с этой поверхностью

от силы нормальной реакции неподвижной обечайки вертикальной фрезы $N_\phi \Delta t$, превышает значение ударного импульса. Таким образом, при условии постоянного значения коэффициента восстановления скорости при ударе, принимаем, что с этого момента времени движение частицы описывается уравнениями движения без учета явления удара. Это может быть записано в виде следующего условия:

$$\vec{v}_2 - \vec{v}_1 < \frac{\vec{F}}{m} \cdot \Delta t. \quad (29)$$

На рис. 12 представлена зависимость абсолютной скорости частицы, при которой величина импульса нормальной реакции стенки вертикального питателя $N_\phi \Delta t$, больше изменения скорости частицы при ударе, от коэффициента восстановления скорости при ударе.

Из графика следует, что с увеличением значения коэффициента восстановления скорости при ударе, абсолютная скорость частицы, при которой наблюдается превышение импульса $N_\phi \Delta t$, возрастает. Аппроксимирующее уравнение, описывающее данное поведение системы при заданных численных значениях основных параметров снежной частицы и вертикального питателя, имеет вид:

$$V_{\text{abc}} = 0,0527 \cdot k^{4,296}.$$

Последующее увеличение значения, k приводит к отскоку и обратному движению снежной частицы по горизонтальной поверхности режущего диска.

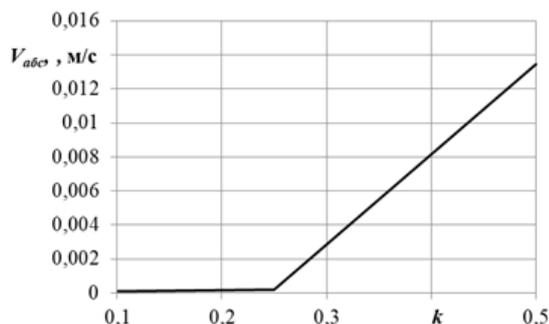


Рис. 12. Зависимость абсолютной скорости частицы, при которой величина импульса нормальной реакции стенки вертикального питателя больше изменения скорости частицы при ударе, от коэффициента восстановления скорости при ударе

Алгоритм определения движения снежной частицы в условиях наличия одной не-удерживающей связи и учетом ее удара представлен на рис. 13.

4. Выводы

В результате проведенных исследований получено значение коэффициента восстановления, при котором снежная частица продолжает движение вдоль стенки вертикального питателя. Произведено сравнение ударного импульса и импульса нормальной реакции вертикальной стенки.

Подтверждена гипотеза о наличии границы перехода от ударного взаимодействия к безотрывному скольжению снежной частицы вдоль поверхности стенки вертикального питателя роторного снегоочистителя. Получено аппроксимирующее уравнение границы перехода от одной математической модели движения снежной частицы к другой для рассматриваемых в работе значений параметров снежной частицы и вертикального питателя. Описан алгоритм перехода от уравнений удара к уравнениям движения с дополнительной связью.

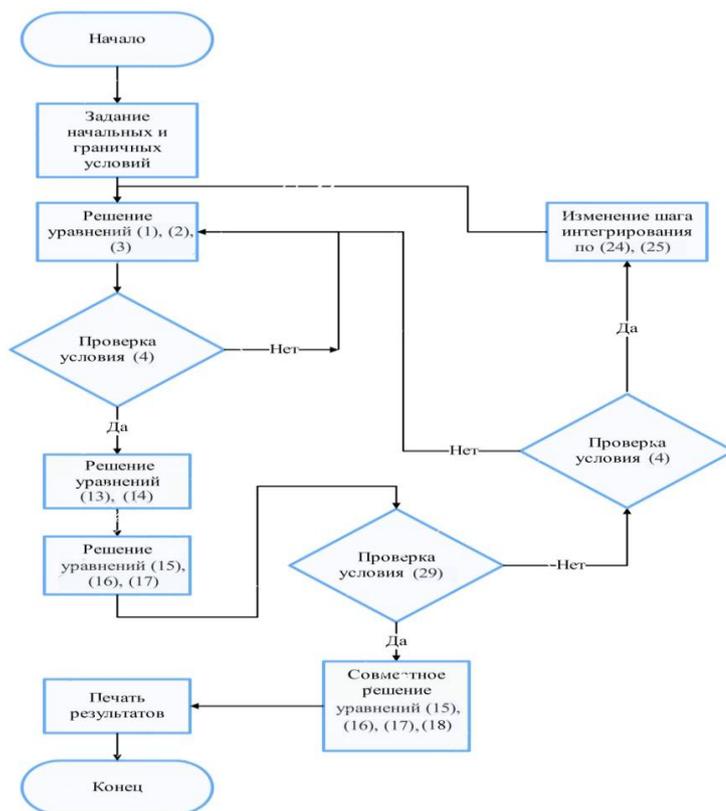


Рис. 13. Алгоритм перехода от уравнений удара к уравнениям движения с дополнительной связью

Список литературы

1. Pluta Z., Hryniewicz T. On the Quantum Theory of Impact Phenomenon for the Conditions of Elastic Deformation of Impacted Body // *International Letters of Chemistry, Physics and Astronomy*. 2013. № 12. Pp. 45-59. DOI:10.18052/www.scipress.com/ILCPA.12.4
2. Кочетков А.В., Федотов П.В. Некоторые вопросы теории удара // *Интернет-журнал Науковедение*. 2013. № 5(18). С. 108.
3. Чернявский Д.И., Чернявская Д.Д. Определение уравнения закона сохранения энергии при центральному удару нескольких тел // *Динамика систем, механизмов и машин*. 2016. № 1. С. 252-260.
4. Лашков В.А. Коэффициент восстановления скорости при прямом ударе // *Вестник Санкт-Петербургского университета. Математика. Механика. Астрономия*. 2010. № 4. С. 127-136.
5. Стихановский Б.Н., Чернова Е.С. Методика измерения скоростей удара твердых тел // *Новая наука: От идеи к результату*. 2016. № 6-2(90). С. 190-192.
6. Жариков Е.У. Удар двух тел при движении в пространстве // *Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Технические науки*. 2006. № 1(133). С. 16-21.
7. Жариков Е.У. Динамика косоугольного удара двух твердых тел при движении в пространстве // *Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Технические науки*. 2005. № 2(130). С. 45-49.
8. Бурьян Ю.А., Чернявская Д.Д., Чернявский Д.И. Закон сохранения энергии при центральном ударе двух тел // *Омский научный вестник*. 2016. № 2(146). С. 5-8.
9. Маркеев А.П., Сухоручкин Д.А. Об устойчивости поступательного движения твердого тела с ударами о горизонтальную плоскость // *Доклады Академии наук*. 2016. Т. 466. № 5. С. 550. DOI: 10.7868/S0869565216050121.
10. Иванов А.П. Об условиях отрыва в задаче о движении твердого тела по шероховатой плоскости // *Нелинейная динамика*. 2008. Т. 4. № 3. С. 287-302.

References

1. Pluta Z., Hryniewicz T. On the Quantum Theory of Impact Phenomenon for the Conditions of Elastic Deformation of Impacted Body. *International Letters of Chemistry, Physics and Astronomy*, 2013, No.12, pp. 45-59. DOI:10.18052/www.scipress.com/ILCPA.12.45
2. Kochetkov A.V., Fedotov P.V. Nekotorye voprosy teorii udara. *Internet-zhurnal Naukovedenie*, 2013, No. 5(18), p. 108. (In Russian)
3. Chernjavskij D.I., Chernjavskaja D.D. Opredelenie uravnenija zakona sohraneniya jenerгии pri tsentralnom udare neskol'kikh tel. *Dinamika sistem, mehanizmov i mashin*, 2016, No.1, pp. 252-260 (In Russian)
4. Lashkov V.A. Koeffitsient vosstanovleniya skorosti pri prjamom udare. *Vestnik Sankt-Peterburgskogo universiteta. Matematika. Mehanika. Astronomija*, 2010, No.4, pp. 127-136 (In Russian)
5. Stihanovskij B.N. Chernova E.S. Metodika izmereniya skorostej udara tverdyh tel. *Novaja nauka: Ot idei k rezu'tatu*, 2016, No. 6-2(90), pp. 190-192. (In Russian)
6. Zharikov E.U. Udar dvukh tel pri dvizhenii v prostranstve. *Izvestija vysshih uchebnyh zavedenij. Severo-Kavkazskij region. Tehnicheskie nauki*, 2006, No.1(133), pp. 16-21 (In Russian)
7. Zharikov E.U. Dinamika kosogo udara dvuh tverdyh tel pri dvizhenii v prostranstve. *Izvestija vysshih uchebnyh zavedenij. Severo-Kavkazskij region. Tehnicheskie nauki*, 2005, No.2(130), pp. 45-49 (In Russian)
8. Burjan Ju.A., Chernjavskaja D.D., Chernjavskij D.I. Zakon sohraneniya jenerгии pri central'nom udare dvuh tel. *Omskij nauchnyj vestnik*, 2016, No. 2(146), pp. 5-8. (In Russian)
9. Markeev A.P., Suhoruchkin D.A. Ob ustojchivosti postupatel'nogo dvizhenija tverdogo tela s udarami o gorizontalnuju ploskost. *Doklady Akademii nauk*, 2016, No. 5, pp. 550. DOI: 10.7868/S0869565216050121 (In Russian)
10. Ivanov A.P. Ob uslovijah otryva v zadache o dvizhenii tverdogo tela po sherohovatoj ploskosti. *Nelinejnaja dinamika*, 2008, No. 3, pp. 287-302 (In Russian)

11. Великанов Н.Л., Наумов В.А., Корягин С.И., Тарасов Д.А. Упругий удар тела о наклонную поверхность // Вестник Балтийского федерального университета им. И. Канта. 2013. № 10. С. 36-42.
12. Галяев А.А. Об одной задаче оптимального управления в фазе удара и унификации моментов окончания взаимодействия // Автоматика и телемеханика. 2010. № 12. С. 11-24.
13. Бобков С.П., Полищук И.В. Сравнение различных подходов к определению продолжительности удара твердых тел при измельчении // Вестник Ивановского государственного энергетического университета. 2016. № 6. С. 66-70. DOI: 10.17588/2072-2672.2016.6.066-070.
14. Алешков Д.С., Суковин М.В. Модель формирования снежных валов при работе фрезерно-роторного снегоочистителя // Вестник евразийской науки. 2018. Т. 10, № 6. 58 с.
15. Дягель Р.В., Лапшин В.В. О нелинейной вязкоупругой модели удара Ханта Кроссли // Известия Российской академии наук. Механика твердого тела. 2011. № 5. С. 164-173.
16. Bobillier G., Bergfeld B., Capelli A., Dual J., Gaume J., Herwijnen A., Schweizer J. Micromechanical modeling of snow failure // *Cryosphere*. 2020. №14. Pp. 39-49. DOI: 10.5194/tc-14-39-2020
17. Твердохлебов В.А. Определение рационального состава транспортно-технологического комплекса, задействованного в снегоуборочных работах // Интеллект. Инновации. Инвестиции. 2016. № 6. С. 120–124.
18. Козлов Д.В. Математическая модель поперечного удара твердого шарообразного тела с поверхностью ледяного покрова // Полярная механика. 2016. № 3. С. 115-122.
19. Бирюков Д.Г., Кадомцев И.Г. Упругопластический неосесимметричный удар параболического тела по сферической оболочке // Прикладная механика и техническая физика. 2005. Т. 46. № 1(269). С. 181-186.
20. Галяев А.А. О математической модели одномерного удара цепочки тел, обла-
11. Velikanov N.L., Naumov V.A., Korjagin S.I., Tarasov D.A. Uprugij udar tela o naklonnuju poverhnost. *Vestnik Baltijskogo federal'nogo universiteta im. I. Kanta*, 2013, No. 10. pp. 36-42 (In Russian)
12. Galjaev A.A. Ob odnoj zadache optimal'nogo upravlenija v faze udara i unifikacii momentov okonchanija vzaimodejstvija. *Avtomatika i telemehanika*, 2010, No. 12, pp. 11-24 (In Russian)
13. Bobkov S.P., Polishhuk I.V. Sravnenie razlichnyh podhodo v k opredeleniju prodolzhitel'nosti udara tverdyh tel pri izmelchenii. *Vestnik Ivanovskogo gosudarstvennogo energeticheskogo universiteta*, 2016, No.6, pp. 66-70. DOI: 10.17588/2072-2672.2016.6.066-070 (In Russian)
14. Aleshkov D.S., Sukovin M.V. Model formirovanija snezhnyh valov pri rabote frezerno-rotornogo snegoochistitelja. *Vestnik evrazijskoj nauki*, 2018, No.6, pp. 58 (In Russian)
15. Djagel R.V., Lapshin V.V. O nelinejnoj vjzskouprugoj modeli udara Hanta Krossli. *Izvestija Rossijskoj akademii nauk. Mehanika tverdogo tela*, 2011, No. 5, pp. 164-173 (In Russian)
16. Bobillier G., Bergfeld B., Capelli A., Dual J., Gaume J., Herwijnen A., Schweizer J. Micromechanical modeling of snow failure. *Cryosphere*, 2020, No.14, pp. 39-49. DOI: 10.5194/tc-14-39-2020
17. Tverdohlebo v V.A. Opredelenie racionalnogo sostava transportno-tehnologicheskogo kompleksa, zadejstvovannogo v snegouborochnyh rabotah. *Intellekt. Innovacii. Investitsii*, 2016, No.6, pp. 120–124 (In Russian)
18. Kozlov D.V. Matematicheskaja model poperechnogo udara tverdogo sharoobraznogo tela s poverhnost'ju ledjanogo pokrova. *Poljarnaja mehanika*, 2016, No.3, pp. 115-122. (In Russian)
19. Birjukov D.G., Kadomcev I.G. Uprugoplasticheskij neosesimmetrichnyj udar parabolicheskogo tela po sfericheskoj obolochke. *Prikladnaja mehanika i tehničeskaja fizika*, 2005, No. 1(269), pp. 181-186 (In Russian)

дающей вязкоупругими свойствами // Автоматика и телемеханика. 2015. № 10. С. 40-49.

21. Аптуков В.Н., Ландик Л.В., Романов П.А., Фонарев А.В. Численное моделирование процесса разрушения хрупких тел при ударе // Вестник Пермского университета. Математика. Механика. Информатика. 2012. № 2(10). С.15-19.

‡ 20. Galjaev A.A. O matematicheskoj modeli odnomernogo udara cepochki tel, obladajushhej vjazkouprugimi svojstvami. *Avtomatika i telemehanika*, 2015, No.10, pp. 40-49. (In Russian)

‡ 21. Aptukov V.N., Landik L.V., Romanov P.A., Fonarev A.V. Chislennoe modelirovanie processa razrushenija hrupkih tel pri udare. *Vestnik Permskogo universiteta. Matematika. Mehanika. Informatika*, 2012, No. 2(10), pp. 15-19 (In Russian)

УДК (UDC) 629.3.07

АЛГОРИТМ УПРАВЛЕНИЯ РЕКУПЕРАТИВНЫМ ТОРМОЖЕНИЕМ
С ПОМОЩЬЮ ПЕДАЛИ АКСЕЛЕРАТОРАREGENERATIVE BRAKING CONTROL ALGORITHM USING
THE ACCELERATOR PEDALБутарович Д.О., Скотников Г.И., Эраносян А.В.
Butarovich D.O., Skotnikov G.I., Eranosyan A.V.Московский государственный технический университет им. Н.Э.Баумана (Москва, Россия)
Bauman Moscow State Technical University (Moscow, Russian Federation)

Аннотация. Современные производители электрических транспортных средств повсеместно внедряют управление рекуперативным торможением с помощью педали акселератора. Одной из трудностей реализации рекуперативного торможения является взаимодействие рабочей тормозной системы и вспомогательной, использующей тяговый электродвигатель. В связи с этим возникла концепция управления рекуперативным торможением одной педалью – педалью акселератора. В настоящее время подобная концепция представлена на многих современных электрических автомобилях, таких как Tesla Model S, Tesla Model X, Hyundai Kona. Целью работы является создание и последующая отладка алгоритма управления рекуперативным торможением с помощью педали акселератора применительно к городскому общественному электротранспорту. Разработанный алгоритм реализован в среде имитационного моделирования MATLAB/Simulink. При помощи имеющихся блоков и подсистем составлена математическая модель движения электрического транспортного средства. Разработана математическая модель движения электрического транспортного средства, позволяющая выполнять тестирование и отладку разрабатываемых алгоритмов. Методами имитационного моделирования подтверждена работоспособность предложенного метода управления рекуперативным торможением педалью акселератора. Научная новизна исследования заключается в синтезе алгоритма управления рекуперативным торможением применительно к эксплуатации общественного электротранспорта в городской среде с частыми остановками, движением по дорогам с уклонами, началом движения в подъем. Практическая ценность данного исследования заключается в возможности использования предложенного алгоритма управления в городском общественном электрическом транспорте с бортовым накопителем энергии, например, в электробусах.

Ключевые слова: педаль акселератора, система управления, электробус, тяговый электродвигатель, электропривод.

Дата принятия к публикации:

22.11.2022

Дата публикации:

10.03.2023

Abstract. Modern manufacturers of electric vehicles everywhere introduce regenerative braking control using the accelerator pedal. One of the difficulties in implementing regenerative braking is the interaction of the service braking system and the auxiliary one using a traction motor. In this regard, the concept of regenerative braking control with one pedal – the accelerator pedal. Currently, a similar concept is presented on many modern electric cars, such as the Tesla Model S, Tesla Model X, Hyundai Kona. The aim of study is the creation and subsequent debugging of an algorithm for controlling regenerative braking using the accelerator pedal in relation to urban public electric transport. The developed algorithm is implemented in the MATLAB/Simulink simulation environment. Using the available blocks and subsystems, a mathematical model of the movement of an electric vehicle has been compiled. A mathematical model of the movement of electric vehicle has been developed that allows testing and debugging of the algorithms being developed. Simulation methods have confirmed the operability of the proposed method of regenerative braking control by the accelerator pedal. The scientific novelty of the research lies in the synthesis of an algorithm for controlling regenerative braking in relation to the operation of public electric transport in an urban environment with frequent stops, traffic on roads with slopes and starting to climb. The practical utility (value) of this research lies in the possibility of using the proposed control algorithm in urban public electric transport with on-board energy storage, for example, in electric buses.

Keywords: accelerator pedal, control system, electric bus, traction motor, electric drive.

Date of acceptance for publication:

22.11.2022

Date of publication:

10.03.2023



Сведения об авторах:

Бутарович Дмитрий Олегович – кандидат технических наук, директор, Инжиниринговый центр им. А.А. Липгарта, ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)» (МГТУ им. Н.Э. Баумана),
e-mail: buta73@bmstu.ru

Скотников Глеб Игоревич – кандидат технических наук, инженер, Инжиниринговый центр им. А.А. Липгарта, ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)» (МГТУ им. Н.Э. Баумана),
e-mail: skotnikov.g@yandex.ru

ORCID: 0000-0003-3162-5356

Эраносян Артем Ванович – инженер-программист, Инжиниринговый центр им. А.А. Липгарта, ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)» (МГТУ им. Н.Э. Баумана),
e-mail: artem_bmstu@mail.ru

ORCID: 0000-0002-1591-5831

Authors' information:

Dmitriy O. Butarovich – Candidate Technical Sciences, Director, Lipgart EC at Bauman Moscow State Technical University,
e-mail: buta73@bmstu.ru

Gleb I. Skotnikov – Candidate Technical Sciences, Engineer, Lipgart EC at Bauman Moscow State Technical University,
e-mail: skotnikov.g@yandex.ru
ORCID: 0000-0003-3162-5356

Artem V. Eranosyan – Software engineer, Lipgart EC at Bauman Moscow State Technical University,
e-mail: artem_bmstu@mail.ru
ORCID: 0000-0002-1591-5831

1. Введение

Сегодня всё большую популярность приобретают колесные транспортные средства, использующие для движения электродвигатель. Основными преимуществами таких транспортных средств в сравнении с традиционными являются низкий уровень шума, локальное снижение уровня вредных выбросов в атмосферу, а также высокая эффективность. Последнее достигается за счет свойства электрического двигателя работать как в тяговом, так и в тормозном режимах, при этом энергия замедления транспортного средства накапливается в аккумуляторной батарее.

Одной из трудностей реализации рекуперативного торможения является взаимодействие рабочей тормозной системы и вспомогательной, использующей тяговый электродвигатель. В связи с этим возникла концепция управления рекуперативным торможением одной pedalью – pedalью акселератора. Управление крутящим моментом электродвигателя реализовано в зависимости от степени нажатия педали акселератора и скорости движения транспортного средства [1–3]. Данная концепция широко используется на современных электрических автомобилях,

таких как Tesla Model S, Tesla Model X, Hyundai Kona.

Алгоритм в большинстве дорожных ситуаций позволяет не прибегать к использованию педали тормоза, что обеспечивает наибольшую долю энергии рекуперации и частичный возврат электроэнергии, затраченной на разгон транспортного средства. Управление одной pedalью снижает утомляемость водителя, сокращает время до начала торможения и позволяет реализовать рекуперацию на всех современных электромотоциклах, использующих электронную pedalю акселератора.

Цель работы - создание алгоритма управления рекуперативным торможением с помощью педали акселератора применительно к городскому общественному электротранспорту и последующая его отладка.

2. Описание алгоритма

Рассмотрим алгоритм определения тормозного момента по нажатию на pedalю акселератора. В качестве основы авторами выбран алгоритм [4], в который внесены ряд нововведений:

1) чтобы поведение электромотоцикла было подобно автомобилям с традиционной сило-

вой установкой, в новом алгоритме реализован ползущий режим, обеспечивающий движение автомобиля со скоростью до 5 км/ч при полностью отпущенных педалях;

2) алгоритм позволяет осуществлять безоткатное движение в горку с углом подъема до 7°;

3) алгоритм ограничивает скорость движения при спуске с горки благодаря рекуперативному торможению.

В предлагаемом алгоритме величина дополнительного тягового момента не зависит от нажатия на педаль акселератора, это обусловлено необходимостью обеспечения движения с малыми скоростями (до 5 км/ч) и подъема в горку без нажатия на педаль акселератора.

Режим рекуперации энергии становится доступен при скорости автомобиля более 5 км/ч (рис. 1). Пороговое значение скорости установлено по причине низкого коэффициента полезного действия электродвигателя при малых частотах вращения.

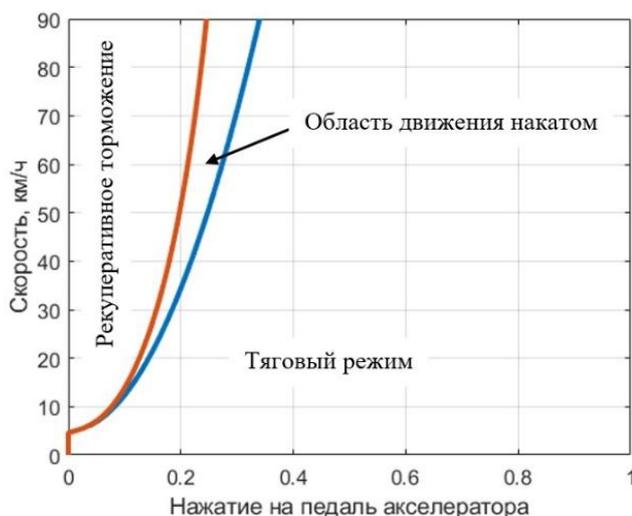


Рис. 1. Режимы работы электродвигателя

С увеличением скорости увеличивается зона свободного хода педали акселератора (область движения накатом), что позволяет автомобилю выполнять движение накатом и является наиболее эффективным режимом движения с точки зрения минимизации затрат энергии.

Математическое представление кривых (рис. 1) перехода из тягового режима в движение накатом - синяя кривая (1) и из дви-

жения накатом в рекуперативное торможение - красная кривая (2).

$$P_{cu} = \varphi \left(\frac{V - V_{start}}{V_{max}} \right)^{\frac{1}{m}}, \quad (1)$$

где V – текущая скорость автомобиля, км/ч; $V_{start} = 5$ км/ч – граничная скорость автомобиля; V_{max} – максимальная скорость движения автомобиля, км/ч; m – параметр, характеризующий вид функции.

$$P_{cl} = \varphi \left(\frac{V - V_{start}}{V_{max}} \right)^{\frac{1}{m}} - c_h \left(\frac{V - V_{start}}{V_{max}} \right), \quad (2)$$

где c_h – параметр, характеризующий величину нажатия на педаль акселератора при движении с максимальной скоростью для перехода в режим рекуперации.

В алгоритме присутствует возможность изменения формы кривой нарастания тягового и тормозного моментов в зависимости от хода педали акселератора (в том числе и по нелинейному закону).

При разработке алгоритма необходимо исключить появление внутри системы возможных автоколебаний на переходах из тягового режима в рекуперацию и обратно. Это удалось обеспечить путем внедрения плавного нарастания тормозного и снижения тягового момента без перекрытия в точке начала рекуперации при отпущенной педали акселератора. Таким образом система самостоятельно определяет устойчивую скорость транспортного средства в текущих условиях движения (рис. 2).

Кроме того, предусмотрено изменение величины максимального тормозного момента в зависимости от скорости автомобиля, что обеспечивает плавное нарастание замедления во время рекуперативного торможения.

Обработка величины нажатия педали акселератора в управляющий сигнал представлена на рис. 3.

Дальнейшее преобразование управляющего сигнала в крутящий момент, запрашиваемый от тягового электродвигателя, отражено на рис. 4.

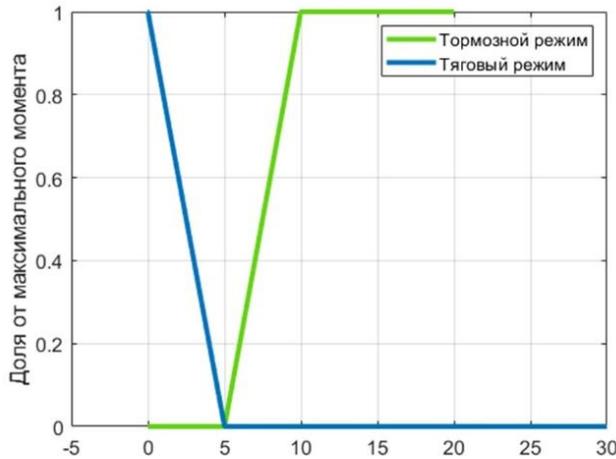


Рис. 2. Зависимости удельного тягового/тормозного моментов от скорости при отпущенной педали акселератора

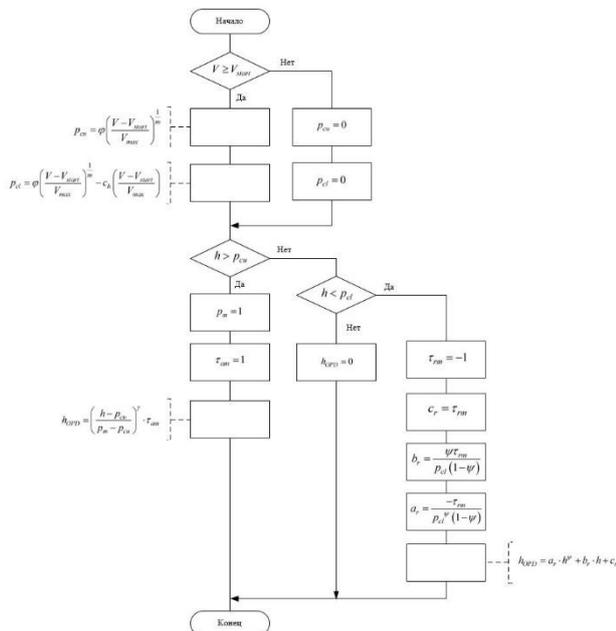


Рис. 3. Алгоритм преобразования нажатия на педаль акселератора в управляющий сигнал (h – сигнал с педали акселератора; V – текущая скорость транспортного средства; h_{OPD} – сигнал управления тяговым электродвигателем: $h_{OPD} > 0$ – тяговый режим; $h_{OPD} = 0$ – движение накатом; $h_{OPD} < 0$ – рекуперативное торможение; $V_{start} = 5$ км/ч – скорость транспортного средства для активации режима рекуперации)

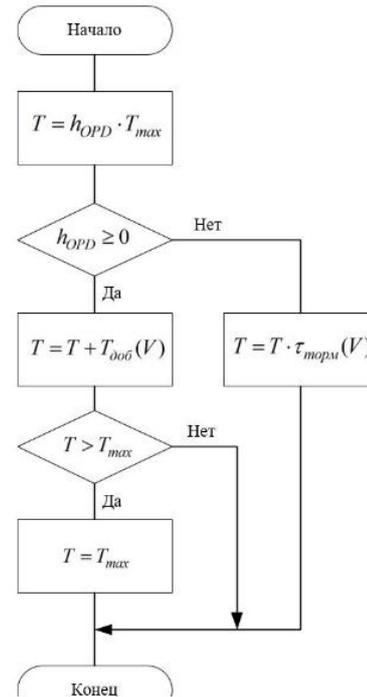


Рис. 1. Алгоритм преобразования управляющего сигнала в крутящий момент, запрашиваемый от тягового электродвигателя (T_{max} – максимальный крутящий момент тягового электродвигателя, доступный в текущих условиях; $T_{доб}(V)$ – добавочный крутящий момент для обеспечения движения при отпущенных педалях; $\tau_{торм}(V)$ – доля максимального тормозного момента)

Величина доступного крутящего момента определяется исходя из возможностей тягового электродвигателя и состояния батареи в текущих условиях.

3. Имитационное моделирование

Тестирование и отладка алгоритма проводились с использованием пакета прикладных программ MATLAB/Simulink на имитационной модели, описанной в [5]. Применение имитационного моделирования позволяет избежать большого количества ошибок на этапе формирования алгоритма, что позволяет сократить время создания рабочего прототипа. Техническая характеристика транспортного средства представлена в табл. 1.

Таблица 1
 Техническая характеристика транспортного средства

Параметр	Значение
Расчетная масса, кг	13700
Высота, мм	2990
Ширина, мм	2500
Колесная база, мм	3770
Коэффициент аэродинамического сопротивления	0,7
Передаточное отношение главной передачи	4,55
Размерность шины	245/70 R19.5
Коэффициент сопротивления качению	0,011

Характеристика тягового электродвигателя отражена на рис. 5.

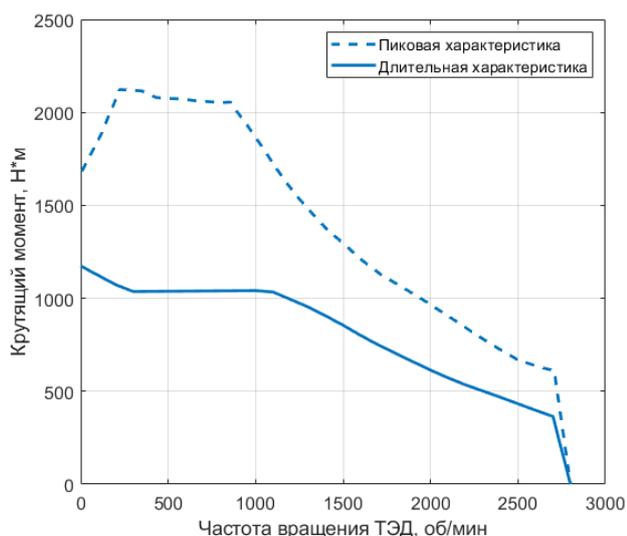
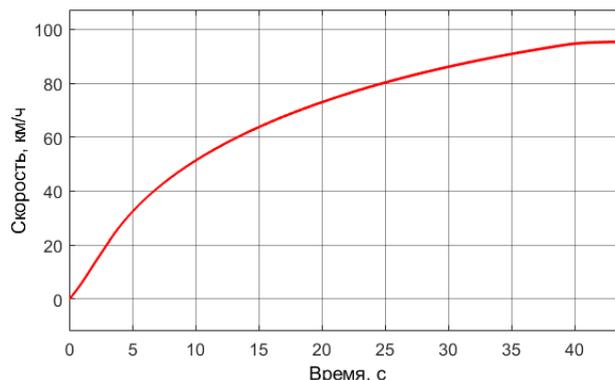


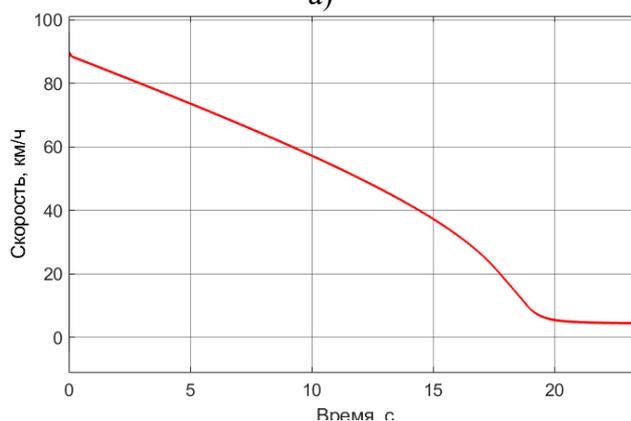
Рис. 5. Внешняя скоростная характеристика тягового электродвигателя

Исследование проводилось для движения в следующих режимах:

- 1) разгон от 0 км/ч до максимальной скорости при полном нажатии педали акселератора (рис. 6, а);
- 2) рекуперативное торможение с максимальной скорости до 5 км/ч (рис. 6, б);
- 3) начало движения в подъем с уклоном 4° при полностью отпущенных педалях (рис. 7);
- 4) движение на спуске с уклоном 4° при полностью отпущенных педалях (рис. 8);

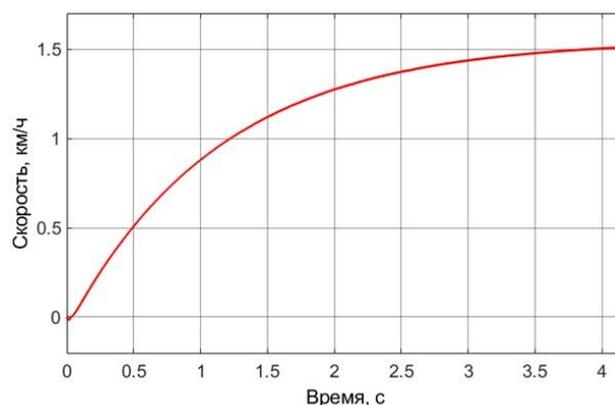


а)



б)

Рис. 6. Изменение скорости движения с течением времени при: а - разгоне автомобиля (педаль акселератора полностью нажата); б - рекуперативном торможении (педаль акселератора отпущена)



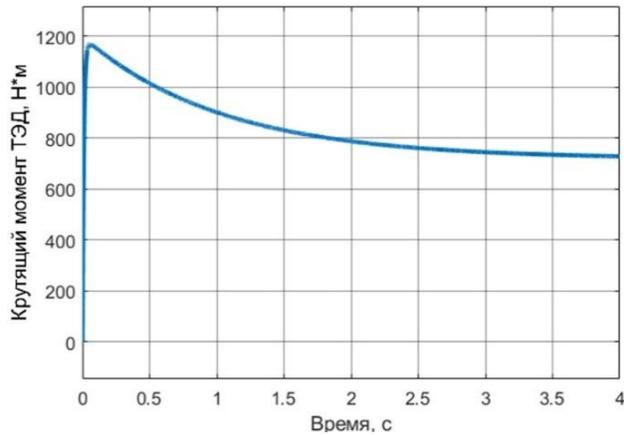


Рис. 7. Изменение скорости и крутящего момента тягового электродвигателя при движении в подъем с отпущенными педалями

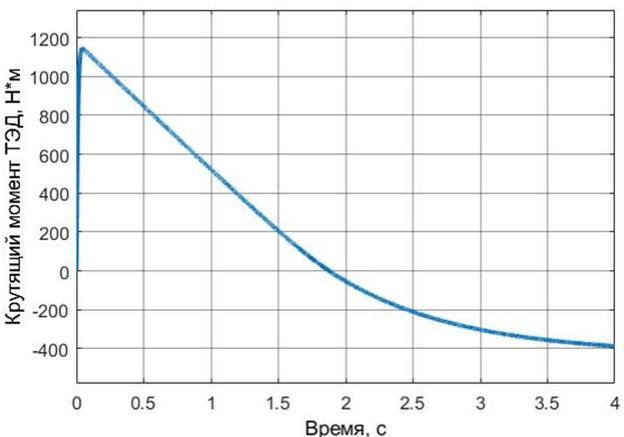
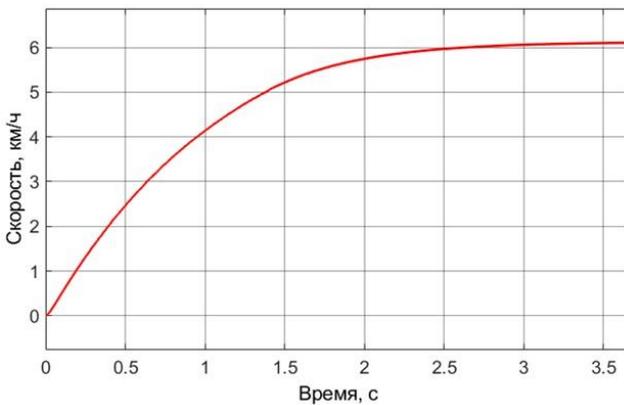


Рис. 8. Изменение скорости и крутящего момента тягового электродвигателя при движении на спуске с отпущенными педалями

Результаты моделирования движения транспортного средства в тяговом и тормозном режимах представлены в виде графиков ускорений в зависимости от скорости движения автомобиля и нажатия на педаль акселератора при движении на длительной (рис. 9) и кратковременной характеристиках (рис. 10).

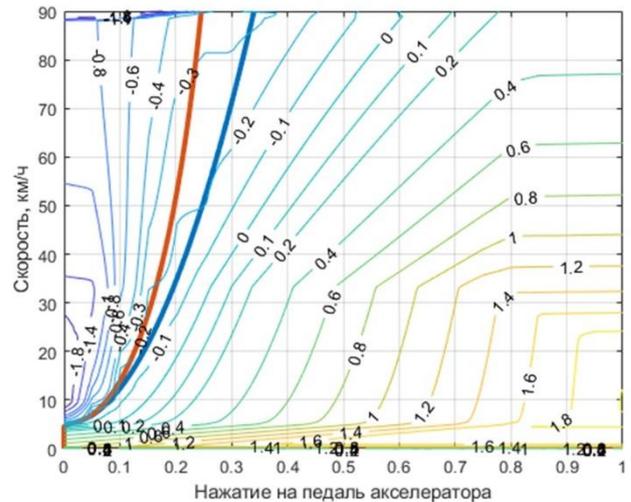


Рис. 2. Ускорение/замедление транспортного средства в зависимости от степени нажатия педали акселератора и скорости при движении на кратковременной характеристике тягового электродвигателя

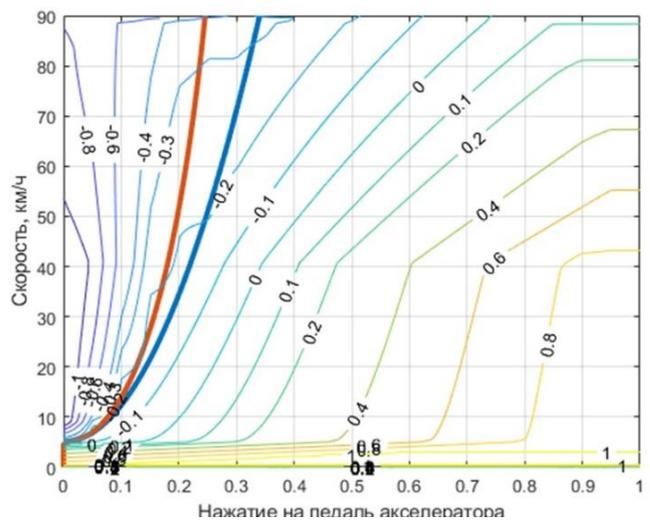


Рис. 10. Ускорение/замедление транспортного средства в зависимости от степени нажатия педали акселератора и скорости при движении на длительной характеристике тягового электродвигателя

4. Заключение

1. Разработан алгоритм системы управления тягой и рекуперативным торможением тяговым электродвигателем при помощи педали акселератора.

2. Разработанный алгоритм обеспечивает:
 - установившееся движение транспортного средства со скоростью до 5 км/ч по горизонтальной поверхности (ползущий режим) при полностью отпущенных педалях;

- безоткатное движение в подъем при опущенных педалях (со скоростью не более 5 км/ч);
- ограничение скорости транспортного средства при движении на спуске (скорость не более 10 км/ч);
- сокращение времени до начала торможения транспортного средства;
- увеличение срока службы тормозных накладок;

- более комфортное вождение при необходимости частых торможений, что особенно актуально для городского общественного транспорта;
 - снижение усталости водителя, поскольку отсутствует необходимость перемещения ноги между педалями.
3. Методами имитационного моделирования подтверждена работоспособность предложенного алгоритма.

Список литературы

1. Schafer D., Lamantia M., Chen P. Modeling and Spacing Control for an Electric Vehicle with One-Pedal-Driving Feature // American Control Conference (ACC), New Orleans, May 2021. DOI: 10.23919/ACC50511.2021.9483356.
2. Su Z., Yang S., Chen P. Adaptive Control and Parameter Estimation for Electric Vehicles with One-Pedal-Driving Feature in Platooning Applications // IEEE Conference on Control Technology and Applications (CCTA), San Diego, August 2021. DOI: <https://doi.org/10.1109/CCTA48906.2021.9659040>.
3. Cuma M., Unal C., Savrun M. Design and implementation of algorithms for one pedal driving in electric buses // Engineering Science and Technology an International Journal. 2021. P. 138-144. DOI: 10.1016/j.jestch.2020.12.014.
4. Van Boekel J., Besselink I., Nijmeijer H. Design and realization of a One-Pedal-Driving algorithm for the TU/e Lupo EL // World Electric Vehicle Journal. 2015. № 7(2). P. 226-237. DOI: 10.3390/wevj7020226.
5. Gorelov V.A., Butarovich D.O., Stduhin A.A., Skotnikov G.I. Simulation-based identification of the parameters of a minibus hybrid powertrain // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, Moscow, October 2018. DOI: 10.1088/1757-899X/534/1/012013.

References

1. Schafer D., Lamantia M., Chen P. Modeling and Spacing Control for an Electric Vehicle with One-Pedal-Driving Feature. *American Control Conference (ACC)*, New Orleans, May 2021. DOI: 10.23919/ACC50511.2021.9483356.
2. Su Z., Yang S., Chen P. Adaptive Control and Parameter Estimation for Electric Vehicles with One-Pedal-Driving Feature in Platooning Applications. *IEEE Conference on Control Technology and Applications (CCTA)*, San Diego, August 2021. DOI: <https://doi.org/10.1109/CCTA48906.2021.9659040>.
3. Cuma M., Unal C., Savrun M. Design and implementation of algorithms for one pedal driving in electric buses. *Engineering Science and Technology an International Journal*, 2021, pp. 138-144. DOI: 10.1016/j.jestch.2020.12.014.
4. Van Boekel J., Besselink I., Nijmeijer H. Design and realization of a One-Pedal-Driving algorithm for the TU/e Lupo EL. *World Electric Vehicle Journal*, 2015, No. 7(2), pp. 226-237. DOI: 10.3390/wevj7020226.
5. Gorelov V.A., Butarovich D.O., Stduhin A.A., Skotnikov G.I. Simulation-based identification of the parameters of a minibus hybrid powertrain. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, Moscow, October 2018. DOI: 10.1088/1757-899X/534/1/012013.

УДК (UDC) 621.86

МНОГОВАРИАНТНЫЙ РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА ГРУЗА
КРАНА МОСТОВОГО ТИПА НА ЭВМMULTIVARIATE CALCULATION OF THE LIFTING MECHANISM
OF A BRIDGE-TYPE CRANE ON A COMPUTERВитчук П. В., Ермоленко В.А., Стадникова И.Д., Мартынов Н.А., Порываев О.П.
Vitchuk P.V., Ermolenko V.A., Stadnikova I.D., Martynov N.A., Poryvaev O.P.Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана
«Национальный исследовательский университет», Калужский филиал (Калуга, Россия)
Moscow state technical university named after N.E. Bauman (National research university),
Kaluga branch (Kaluga, Russia)

Аннотация. Механизм подъема груза кранов мостового типа, как правило, размещают на грузовой тележке, передвигающейся по мосту крана. Вес грузовой тележки и вес груза создают изгибающий момент, действующий на мост. Изгибающий момент является основным силовым фактором при расчете металлической конструкции крана, то есть его величина во многом определяет металлоемкость крана. Поэтому минимизация массогабаритных показателей механизма подъема груза является одной из важнейших задач при проектировании кранов мостового типа. В классических методах расчета механизма подъема груза крана мостового типа элементы механизма подбирают на основе их последовательного расчета с учетом соответствующих коэффициентов запаса. Такой подход не подразумевает варьирование параметрами механизма подъема и не позволяет достигнуть его минимальных массогабаритных показателей. Минимизацию массогабаритных показателей механизма подъема груза крана мостового типа можно обеспечить сравнением различных вариантов его компоновочных схем. Это может быть достигнуто на основе проведения многовариантного расчета. Очевидно, что многовариантный расчет механизма подъема груза крана мостового типа многократно увеличивает объем вычислений и очень трудоемок для реализации вручную. Это обуславливает актуальность разработки методики многовариантного расчета механизма подъема груза крана мостового типа и реализующей ее программы для ЭВМ. В работе представлена методика многовариантного расчета механизма подъема груза, позволяющая варьировать кратностью грузового полиспаста, шагом смещения по группе классификации режима работы коэффициента выбора диаметра барабана и минимального коэффициента использования каната, а также реализующая эту методику программа для ЭВМ.

Ключевые слова: мостовой кран, механизм подъема, расчет, оптимизация.

Abstract. The mechanism for lifting the load of bridge-type cranes, as a rule, is placed on a cargo trolley moving along the crane bridge. The weight of the cargo trolley and the weight of the load create a bending moment on the bridge. The bending moment is the main force factor in the calculation of the metal structure of the crane, that is, its value largely determines the metal capacity of the crane. Therefore, minimizing the weight and size parameters of the lifting mechanism is one of the most important tasks in the design of bridge cranes. In the classical methods of calculating the mechanism for lifting the load of a bridge type crane, the elements of the mechanism are selected on the basis of their sequential calculation, taking into account the corresponding safety factors. This approach does not imply variation in the parameters of the lifting mechanism and does not allow achieving its minimum weight and size indicators. Minimizing the weight and size parameters of the lifting mechanism of a bridge-type crane can be provided by comparing various variants of its layout schemes. This can be achieved on the basis of multivariate calculation. Obviously, the multivariate calculation of the lifting mechanism of a bridge-type crane increases the amount of calculations and is very time-consuming to implement manually. This determines the relevance of developing a methodology for multivariate calculation of the mechanism for lifting the load of a bridge type crane and a computer program that implements it. The paper presents a methodology for multivariate calculation of the load lifting mechanism, which allows varying the multiplicity of the cargo polispast, the displacement step according to the classification group of the operating mode of the drum diameter selection coefficient and the minimum rope utilization coefficient, as well as the computer program that implements this methodology.

Keywords: bridge crane, lifting mechanism, calculation, optimization.

Дата принятия к публикации: 18.10.2022
Дата публикации: 10.03.2023

Date of acceptance for publication: 18.10.2022
Date of publication: 10.03.2023

Сведения об авторах:

Витчук Павел Владимирович – кандидат технических наук, доцент, кафедра «Подъемно-транспортные системы», Калужский филиал Московского государственного технического университета имени Н. Э. Баумана (национальный исследовательский университет),
e-mail: vitchuk@bmstu.ru

ORCID: 0000-0002-7916-5056

Ермоленко Владимир Алексеевич – кандидат технических наук, доцент, кафедра «Подъемно-транспортные системы», Калужский филиал Московского государственного технического университета имени Н. Э. Баумана (национальный исследовательский университет).

Стадникова Ирина Дмитриевна – студент, кафедра «Подъемно-транспортные системы», Калужский филиал Московского государственного технического университета имени Н. Э. Баумана (национальный исследовательский университет),
e-mail: irin1999@yandex.ru.

Мартынов Никита Андреевич – студент, кафедра «Системы автоматического управления и электротехника», Калужский филиал Московского государственного технического университета имени Н. Э. Баумана (национальный исследовательский университет), *e-mail: nikita-martynov1002@mail.ru.*

Порываев Олег Павлович – студент, кафедра «Системы автоматического управления и электротехника», Калужский филиал Московского государственного технического университета имени Н. Э. Баумана (национальный исследовательский университет), *e-mail: olegporyvaev@inbox.ru.*

Authors' information:

Pavel V. Vitchuk – candidate of technical sciences, associate professor, department «Lifting and transport systems», Bauman Moscow State Technical University (Kaluga Branch), *e-mail: vitchuk@bmstu.ru.*
ORCID: 0000-0002-7916-5056

Vladimir A. Ermolenko – candidate of technical sciences, associate professor, department «Lifting and transport systems», Bauman Moscow State Technical University (Kaluga Branch).

Irina D. Stadnikova – student, department «Lifting and transport systems», Bauman Moscow State Technical University (Kaluga Branch),
e-mail: irin1999@yandex.ru.

Nikita A. Martynov – student, department «Automatic control systems and electrical engineering», Bauman Moscow State Technical University (Kaluga Branch), *e-mail: nikita-martynov1002@mail.ru.*

Oleg P. Poryvaev – student, department «Automatic control systems and electrical engineering», Bauman Moscow State Technical University (Kaluga Branch), *e-mail: olegporyvaev@inbox.ru.*

1. Введение

Механизм подъема груза кранов мостового типа, как правило, размещают на грузовой тележке, передвигающейся по мосту крана. Вес грузовой тележки и вес груза создают изгибающий момент, действующий на мост. Изгибающий момент является основным силовым фактором при расчете металлической конструкции крана, то есть его величина во многом определяет металлоемкость крана. Поэтому минимизация массогабаритных показателей механизма подъема груза является одной из важнейших задач при проектировании кранов мостового типа.

Приводимые в известной литературе, например [1–3], методы расчета механизма подъема груза крана мостового типа базируются на последовательном расчете и подборе

его элементов с учетом соответствующих коэффициентов запаса. Такие методы не обеспечивают вариативность параметров механизма подъема и не позволяют снизить его массогабаритные показатели.

Снижение массогабаритных показателей механизма подъема может быть достигнуто на основе сопоставления различных вариантов компоновочных схем. Реализация такого подхода обеспечивается проведением многовариантного расчета, изложенного в [4].

Исходные данные для многовариантного расчета по [4]: номинальная грузоподъемность крана Q ; скорость V и высота H подъема груза; группа классификации режима работы (по ISO 4301/1); продолжительность включения механизма (ПВ).

При проведении многовариантного расчета последовательно осуществляют: расчет

коэффициента полезного действия полиспаста η_a , расчет и выбор типа и диаметра $d_{a\xi}$ каната, расчет диаметра $D_{a\xi}$ и длины $L_{a\xi}$ барабана. После чего рассчитывают и выбирают редуктор, электродвигатель и тормоз.

Многовариантность расчета обеспечивается варьированием кратностью грузового полиспаста a и шагом смещения ξ коэффициента запаса прочности грузового каната z_p и коэффициента выбора диаметра барабана h_1 по группе классификации режима работы.

В методике многовариантного расчета, изложенной в [4], использовано допущение об изменении шага смещения ξ коэффициентов z_p и h_1 в пределах двух шагов в большую и меньшую сторону. При этом с увеличением одного коэффициента другой уменьшается на такое же количество шагов с целью компенсации.

Использование многовариантного расчета позволяет успешно снижать массогабаритные показатели механизма подъема груза крана мостового типа. Несмотря на то, что методика [4], несомненно, существенно более трудоемкая по сравнению с классическими, она позволяет достичь уменьшения массы механизма подъема груза в пределах 20% и колеи тележки в пределах 15%.

Основным недостатком методики является использование минимальных значений коэффициентов z_p и h_1 , что в ряде случаев может негативно повлиять на долговечность канатно-блочной системы [6]. Например, в монографии [5] приведены сведения, что для повышения долговечности канатно-блочной системы используют канаты на один-два типоразмера больше расчетного. Поэтому при проведении многовариантного расчета целесообразно рассмотреть возможность увеличения расчетного диаметра каната $d_{a\xi}$ на один-два типоразмера без компенсирующего снижения коэффициента выбора диаметра барабана h_1 .

Такая модернизация методики многовариантного расчета механизма подъема груза многократно увеличивает объем вычислений, требует наличия большого количества

справочных данных и практически непригодна для реализации вручную.

Это обуславливает актуальность разработки методики многовариантного расчета механизма подъема груза крана мостового типа и реализующей ее программы для ЭВМ, позволяющей снизить массогабаритные показатели механизма и обеспечить требуемую долговечность канатно-блочной системы.

2. Методика многовариантного расчета механизма подъема груза

Рассмотрим основные этапы методики.

Грузоподъемная сила:

$$F_T = Qg,$$

где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения.

Коэффициент полезного действия полиспаста:

$$\eta_a = \left(\frac{1 + \eta_6 + \eta_6^2 + \dots + \eta_6^{a-1}}{a} \right) \eta_6^k,$$

где η_6 – коэффициент полезного действия блока; $a = 2, 3, 4$ – кратность полиспаста в соответствии с рекомендациями ВНИИПТМаш [7]; k – количество обводных блоков.

Наибольшее натяжение в набегающей на барабан ветви грузового каната:

$$S = F_T / a \mu \eta_a, \quad (1)$$

где μ – число полиспастов (для кранов мостового типа, как правило, $\mu = 2$).

Разрывное усилие грузового каната:

$$F_0 > S z_p, \quad (2)$$

где z_p – минимальный коэффициент использования каната, принимаемый в зависимости от группы классификации режима работы механизма по ISO 4301/1.

В работе [4] принято варьирование коэффициентом h_1 выбора диаметра барабана по группе классификации механизма в пределах двух шагов в большую и меньшую сторону с соответствующей компенсацией минимального коэффициента использования каната z_p на аналогичное число шагов в меньшую или большую сторону. Введено обозначение ξ , обозначающее изменение h_1 и z_p по таблице групп классификаций режима работы механизма в меньшую и большую сторону на

1 и 2 шага: $\xi = -2, -1, 0, +1, +2$. В результате получают ряд значений: $z_{p-2}, z_{p-1}, z_{p0}, z_{p+1}, z_{p+2}$ и соответствующих им значений $h_{1+2}, h_{1+1}, h_{10}, h_{1-1}, h_{1-2}$ (табл. 1).

Предлагаемая методика многовариантно-го расчета отличается от [4] введением дополнительных значений h_1 без соответствующей обратной компенсации z_p (табл. 2). Для каждой рассматриваемой кратности полиспада a и шага смещения ξ по группе классификации режима работы механизма условие прочности грузового каната:

$$F_{0a\xi} \leq [F], \quad (3)$$

где $F_{0a\xi}$ – разрывное усилие грузового каната согласно (1) и (2); $[F]$ – допустимое разрывное усилие грузового каната по соответствующим стандартам.

При выборе типа грузового каната следует руководствоваться имеющимися в литера-

туре [1–3, 7–10] соображениями. В кранах мостового типа наиболее часто используют канаты по ГОСТ 2688–80 и ГОСТ 7668–80.

Полученный по формуле (3) ряд диаметров $d_{a\xi}$ грузового каната используется для расчета диаметра грузового барабана:

$$D'_{a\xi} > h_1 d_{a\xi}. \quad (4)$$

Полученный на основе формулы (4) ряд диаметров барабанов округляют до расчетных значений $D_{a\xi}$ по ряду: 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500 мм.

Барабаны диаметром менее 100 мм исключают из дальнейших расчетов; барабаны диаметром менее 160 мм используют в качестве запасных при отсутствии других решений. Это обусловлено конструктивной сложностью согласования барабана малого диаметра с зубчатым венцом выходного вала редуктора по ОСТ 24.191.02-71 [11, 12].

Таблица 1

Варьирование шагом смещения ξ по группе классификации режима работы механизма по методике [4]

z_p	-2	-1	0	+1	+2
h_1	+2	+1	0	-1	-2

Таблица 2

Предлагаемое варьирование шагом смещения ξ по группе классификации режима работы механизма

z_p	-2	-1	0	+1	+2
h_1	+2	+1	0	-1	-2
	x	+2	+1	0	-1
	x	x	+2	+1	0

Длина барабана:

$$L_{a\xi} = 2t_{a\xi} \left(\frac{Ha}{\pi D_{a\xi}} + 6 \right) + cD_{a\xi}(\mu - 1), \quad (5)$$

где $t_{a\xi} = 1,1d_{a\xi}$ – шаг нарезки ручьев барабана; c – коэффициент длины ненарезанной части барабана; H – высота подъема груза.

После этого выполняют расчет барабана на прочность с использованием зависимостей, изложенных в [7, 13].

Угловая скорость барабана:

$$\omega_{a\xi} = 2Va/D_{a\xi},$$

где V – скорость подъема груза.

Требуемая мощность электродвигателя (при ПВ=40%):

$$P_{40} = F_r V / \eta,$$

где η – предварительное значение коэффициента полезного действия механизма подъема.

Следующий этап многовариантного расчета подразумевает варьирование угловой скоростью $\omega_{\xi i}$ некоторого количества из $i=1 \dots n$ электродвигателей, подходящих по мощности, например, по справочнику [14] и передаточным числом редуктора $U_{\mu\xi i} = \omega_{\xi i} / \omega_{a\xi}$.

При выборе редуктора должны соблюдаться три условия:

1) величина наибольшего натяжения в набегавшей на барабан ветви грузового каната не должна превышать допускаемую консольную нагрузку на выходной вал редуктора $S \leq [F_p]$;

2) грузовой момент на барабане $T_{a\xi}$ не должен превышать допускаемую величину крутящего момента на выходном валу редуктора $T_{a\xi} = \mu S D_{a\xi} / 2 \leq [T_p]$;

3) передаточное число U_{pxi} редуктора не должно отличаться от требуемого более, чем на 10 %.

После выбора редуктора по величине тормозного момента с учетом коэффициента запаса по тормозному моменту выбирают тормоз [15] и выполняют компоновочную схему механизма подъема.

При необходимости выполнения механизма подъема по схеме с расположением электродвигателя, барабана и тормоза с одной стороны от редуктора [16] проверяют соответствующие условия [4].

Из рассмотренной методики многовариантного расчета очевидно, что получающееся многообразие различных сочетаний параметров механизма подъема крана мостового типа практически невозможно рассчитать вручную. Кроме этого, требуется большое количество различных справочных данных. Это обуславливает необходимость разработки соответствующей программы для ЭВМ.

3. Разработка программы для ЭВМ для многовариантного расчета механизма подъема груза

Разработанная методика многовариантного расчета механизма подъема груза мостового крана реализована в виде программы для ЭВМ с использованием языка программирования Python. Алгоритм программы дан на рис. 1. Ввод параметров (габаритных и присоединительных размеров, массы, допускаемых нагрузок и др.) элементов механизма подъема осуществляется посредством соответствующих таблиц в среде Microsoft Excel.

Это позволяет использовать для расчета каталоги любых доступных производителей грузовых канатов, редукторов, электродвигателей, тормозов и соединительных муфт.

Программа последовательно осуществляет вычисления по рассмотренным ранее зависимостям. На каждом этапе расчета отбрасываются варианты, не прошедшие по какому-либо из условий работоспособности. В результате получают множество работоспособных вариантов сочетаний элементов, составляющих механизм подъема, и их параметров.

В настоящий момент ранжирование полученных вариантов сочетаний элементов, составляющих механизм подъема, осуществляется по критерию минимальной суммарной массы электродвигателя, редуктора, тормоза и барабана. В перспективе планируется рассмотрение и ввод в разработанную программу других критериев, изложенных, например в [17-19] позволяющих получить оптимальную компоновочную схему механизма подъема груза крана мостового типа.

4. Пример расчета механизма подъема груза

Рассмотрим применение разработанной методики в сопоставлении с классическими методами расчета на примере мостового крана грузоподъемностью 12,5 тонн.

Дано:

– грузоподъемность $Q = 12500$ кг

– скорость подъема $V = 0,15$ м/с;

– высота подъема $H = 6$ м;

– режим нагружения L2 (средний);

– группа классификации механизма М3;

– продолжительность включения механизма ПВ=25%.

В соответствии с рекомендациями ВНИИПТМаш [7] выберем сдвоенный полиспаст кратностью $a=2$.

Коэффициент полезного действия полиспаста:

$$\eta_{\text{п}} = \frac{1 - \eta_{\text{бл}}^u}{(1 - \eta_{\text{бл}})^u} = \frac{1 - 0,98^2}{(1 - 0,98) \cdot 2} = 0,99.$$

Максимальное натяжение каната:

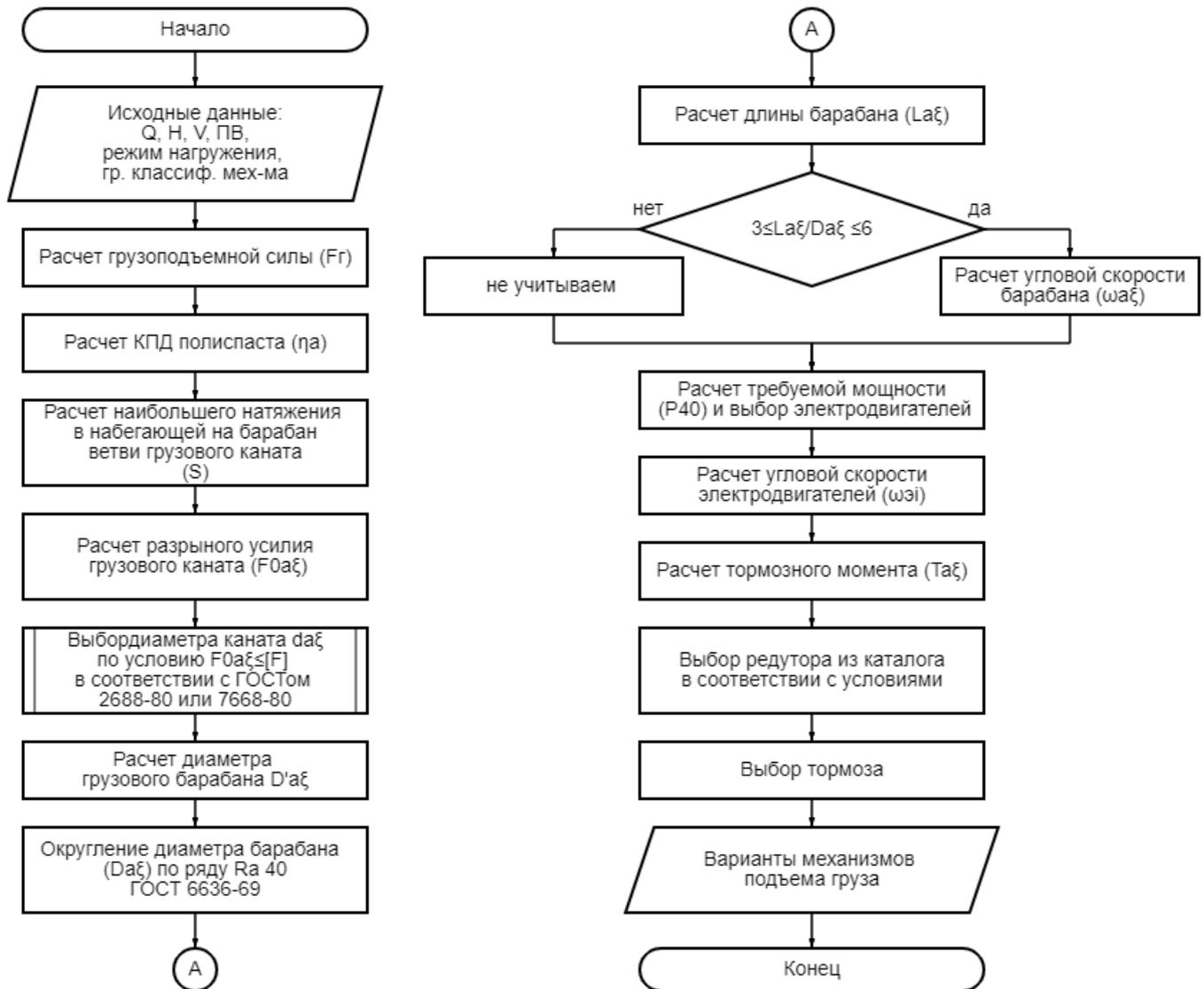


Рис. 1. Алгоритм программы для ЭВМ для многовариантного расчета механизма подъема груза

$$S_{\max} = \frac{Qg}{a\mu\eta_{\text{п}}} = \frac{12,5 \cdot 9,81}{2 \cdot 2 \cdot 0,99} = 31 \text{ кН.}$$

Разрывное усилие грузового каната:

$$F_0 = S_{\max} z_p = 31 \cdot 3,55 = 110 \text{ кН.}$$

По ГОСТ 7668-80 примем канат диаметром $d_k = 15 \text{ мм}$ с допусκαемым разрывным усилием $[F] = 116500 \text{ Н}$.

Диаметр барабана по дну ручья:

$$D_1 \geq h_1 d_k = 14 \cdot 15 = 210 \text{ мм.}$$

Полученное значение округлим в большую сторону диаметр барабана округлим до стандартного значения [7]:

$$D_1 = 250 \text{ мм.}$$

Диаметр барабана по центрам каната:

$$D_6 = D_1 + d_k = 250 + 15 = 265 \text{ мм.}$$

Количество рабочих витков каната на барабане:

$$n_p = \frac{H\mu}{\pi D_6} = \frac{6 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,265} = 14,4 \rightarrow 15.$$

Количество запасных витков $n_{\text{зап}} = 2$.

Количество витков для закрепления каната $n_{\text{кр}} = 3$.

Длина участка для установки барабана на станке нарезки:

$$l_y = 3t = 3 \cdot 18 = 54 \text{ мм} \rightarrow 55 \text{ мм.}$$

где $t = 18 \text{ мм}$ – шаг нарезки ручьев.

По [16] выбираем короткую крюковую подвеску, у которой расстояние между центрами блоков $b = 270 \text{ мм}$.

Тогда длина ненарезанной (гладкой) части барабана при угле схода грузового каната с барабана $\gamma = 2^\circ$:

$$l_{\text{гл}} = b - 2 \cdot 3D_1 \operatorname{tg} \gamma = \\ = 270 - 2 \cdot 3 \cdot 250 \cdot 0,035 = 218 \text{ мм}$$

Общая длина барабана:

$$L_6 = 2t(n_p + n_{\text{зап}} + n_{\text{кр}}) + 2l_y + l_{\text{гл}} = \\ = 2 \cdot 18 \cdot (15 + 2 + 3) + 2 \cdot 55 + 218 = 1048 \text{ мм}$$

Принимаем $L_6 = 1050$ мм.

Мощность электродвигателя при ПВ=40% с учетом ориентировочного коэффициента полезного действия механизма подъема $\eta_M = 0,85$:

$$P = \frac{QgV}{\eta_M} = \frac{12,5 \cdot 9,81 \cdot 0,15}{0,85} = 21,6 \text{ кВт}$$

Для ПВ=25% получим:

$$P_{\text{ном}} = P \sqrt{\frac{25}{40}} = 21,6 \cdot 0,79 = 17 \text{ кВт}$$

По ближайшей большей мощности примем электродвигатель МТФ 312-6 с параметрами [14]: мощность $P_6 = 17,5$ кВт; число пар полюсов $p = 6$; масса $m_3 = 210$ кг; частота вращения $n_3 = 950$ об/мин.

Частота вращения барабана:

$$n_6 = \frac{60Vn}{\pi D_6} = \frac{60 \cdot 0,15 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,265} = 21,6 \text{ об/мин.}$$

Требуемое передаточное число редуктора

$$u_p = \frac{n_{\text{эд}}}{n_6} = \frac{950}{21,6} = 44.$$

По ближайшему передаточному числу примем редуктор Ц2-500 с параметрами [11]: передаточное число $u_p = 41,34$; масса $m_p = 500$ кг; КПД $\eta_p = 0,96$.

Статический тормозной момент при подъеме груза номинальной массы:

$$T_{\text{т.ст}} = \frac{S_{\text{max}} \cdot aD_6}{2u_p} \eta_p = \\ = \frac{31000 \cdot 2 \cdot 0,265}{2 \cdot 41,34} \cdot 0,96 = 191 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Расчетный тормозной момент с учетом коэффициента запаса тормозного момента:

$$T_{\text{т.р}} = k_T T_{\text{т.ст}} = 1,5 \cdot 191 \approx 300 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

По величине тормозного момента примем тормоз ТКГ – 200 [15] массой $m_T = 30$ кг.

Ориентировочная масса барабана:

$$m_6 \approx V_6 \rho = \frac{\pi L_6}{4} (D_1^2 - 0,04D_1) \rho = \frac{3,14 \cdot 1,05}{4} \times \\ \times (0,25^2 - 0,04 \cdot 0,25) \cdot 7900 = 340 \text{ кг}$$

Суммарная масса основных элементов (электродвигателя, редуктора, тормоза и барабана) получившегося механизма подъема составила:

$$m_{\Sigma} = m_3 + m_p + m_T + m_6 = \\ = 210 + 500 + 30 + 340 = 1080 \text{ кг}$$

Аналогичный расчет был выполнен на ЭВМ при помощи разработанной программы. Варьирование осуществлялось числом полиспадов $\mu = 1$ и 2, кратностью грузового полиспада в диапазоне $a = 1..3$ и шагом смещения ξ в соответствии с табл. 2.

В результате многовариантного расчета на ЭВМ был получен вариант $\mu = 2$; $a = 3$; $z_{p+2} = 4,5$; $h_{1-2} = 11,2$, в котором механизм подъема содержит электродвигатель АИР160М4 массой $m_3 = 103$ кг; редуктор Ц2-350 массой $m_p = 210$ кг; тормоз ТКГ – 200 массой $m_T = 30$ кг и барабан диаметром $D_1 = 210$ мм массой $m_6 \approx 280$ кг.

Суммарная масса основных элементов (электродвигателя, редуктора, тормоза и барабана) получившегося в результате расчета на ЭВМ механизма подъема составила:

$$m_{\Sigma} = m_3 + m_p + m_T + m_6 = \\ = 103 + 210 + 30 + 280 = 623 \text{ кг}$$

Рассмотренный пример наглядно доказывает эффективность разработанной методики для снижения массогабаритных показателей механизма подъема груза мостового крана.

5. Заключение

Применение предлагаемой методики и реализующей ее программы для ЭВМ позволяет в значительной мере упростить оптимальное проектирование механизма подъема груза крана мостового типа. В результате могут быть получены новые комбинации параметров механизма подъема и выявлены наименее металлоемкие компоновочные схемы механизма подъема. Возможность дополнения таблиц, используемых для хранения справочных данных, позволит увеличи-

вать число комбинаций, учитывать новые типы электродвигателей, тормозов и редукторов, что в свою очередь обеспечит рацио-

нальные параметры механизма подъема груза за крана мостового типа в целом.

Список литературы

1. Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины. М: Машиностроение, 1989. 536 с.
2. Руденко Н.Ф. Курсовое проектирование грузоподъемных машин. М.: Машиностроение, 1971. 464 с.
3. Александров М.П. Грузоподъемные машины. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана - Высшая школа, 2000. 552с.
4. Ермоленко В.А., Витчук П.В. Многовариантный расчет механизма подъема груза и колеи крановой тележки // Вестник машиностроения. 2018. №12. С.48-51
5. Яновски Л. Проектирование механического оборудования лифтов. М.: Изд-во АСВ, 2005. 336 с.
6. Ермоленко В.А., Витчук П.В. Особенности расчета показателей надежности грузоподъемных машин // Надежность. 2016. Т. 16. № 2 (57). С. 20-25.
7. Александров М. П., Ивашков И. И., Казак С. А. Расчёты крановых механизмов и их деталей / Под ред. Р. А. Лалаянца. М.: ВНИИПТМаш, 1993. Т. 1. 187 с.
8. ВНИИПТМаш. Отчет по теме «Исследование гамма-процентных ресурсов элементов крановых механизмов». Арх. № 2944 НИ, 1977.
9. Хальфин М.Н., Иванов Б.Ф., Короткий А.А. Безопасная эксплуатация, контроль и браковка крановых канатов Новочеркасск: Новочеркасский ГУ, 1995. 184 с.
10. Малиновский В.А. Стальные канаты. Одесса: Астрапринт, 2001. 190 с.
11. Редукторы и мотор-редукторы. Каталог. Часть 1 / Сост. М.Л. Жмылевская. М.: ИФК «Каталог», 1990. 75 с.
12. ОСТ 24.191.02-71. Барабаны крановые. Соединение редуктора с барабаном. Конструкция и размеры. М.: НИИинформтяжмаш, 1971. 15 с.
13. РТМ 24.090.21-76. Краны грузоподъемные. Барабаны канатные. Метод расчета. М.: НИИинформтяжмаш, 1978. 23 с.
14. Яуре А. Г., Певзнер Е. М. Крано-

References

1. Vainson A.A. Lifting and transport machines. Moscow, Mashinostroenie, 1989, 536 p. (In Russian)
2. Rudenko N.F. Course design of lifting machines. Moscow, Mashinostroenie, 1971, 464 p. (In Russian)
3. Aleksandrov M.P. Lifting machines Moscow, Publ MGTU im. N.E. Bauman - Vysshaya Shkola, 2000, 552 p. (In Russian)
4. Ermolenko V.A., Vitshuk P.V. *Mnogovariantnyy raschet mekhanizma podema gruz a kolei kranovoy telezhki* [Multivariate calculation of the lifting mechanism of the load and the track of the crane truck]. *Vestnik mashinostroeniya*, 2018, No. 12, pp.48-51. (In Russian)
5. Janovsky L. Mechanical elevator design. Moscow, ASV, 2005, 336 p. (In Russian)
6. Ermolenko V.A., Vitshuk P.V. *Osobennosti rascheta pokazateley nadezhnosti gryzopodemnykh mashin* [Features of calculating reliability indicators of lifting machines]. *Nadezhnost*, 2016, Vol.16, No. 2(57), pp. 20-25. (In Russian)
7. Alexandrov M.P., Ivashkov I.I., Kazak S.A. Calculations of crane mechanisms and their parts. Ed. R.A. Lalayants. Moscow, VNIIPTMash, 1993, Vol.1, 187 p. (In Russian)
8. VNIIPTMash. Report on the topic Research of gamma-percentage resources of elements of crane mechanisms. Arch. No. 2944 NI, 1977. (In Russian)
9. Khalfin M.N., Ivanov B.F., Korotkiy A.A. Safe operation, control and rejection of crane ropes. Novocherkassk, Novocherkasskiy GU, 1995, 184 p. (In Russian)
10. Malinovsky V. A. Steel ropes. Odessa, Astraprint, 2001, 190 p. (In Russian)
11. Gearboxes and gearmotors. Catalog. Part 1. Ed. M.L. Zhmylevskaya. Moscow, IFK Katalog, 1990, 75 p. (In Russian)
12. OST 24.191.02-71. *Crane drums. Connection of the gearbox to the drum. Design and dimensions*. Moscow, NIInformtyazhmash, 1971. 15p. (In Russian)
13. RTM 24.090.21-76. *Lifting cranes. Rope*

вый электропривод: Справочник. М.: Энергоатомиздат, 1988. 344 с.

15. Александров М.П. Тормоза подъемно-транспортных машин. М.: Машиностроение, 1976. 383 с.

16. Александров М.П., Решетов Д.Н., Байков Б.А. Подъемно-транспортные машины. Атлас конструкций / Под. ред. М.П. Александрова. М.: Машиностроение, 1987. 122 с.

17. Лагереv А. В., Лагереv И.А. Оптимальное проектирование подъемно-транспортных машин. М.: Юрайт, 2021. 293 с.

18. Кобзев Р. А. Многокритериальное оптимальное проектирование механизмов подъема с применением динамического программирования // Вестник Саратовского государственного технического университета, 2014. Т. 2. № 1 (75). С. 108-112.

19. Лагереv И.А. Предпроектная оптимизация манипуляционной системы с гидравлическим приводом мобильной транспортно-технологической машины // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2017. № 1. С. 26-45.

drums. Calculation method. Moscow, NIInformtyazhmash, 1978. 23p. (In Russian)

14. Yaure A. G., Pevzner E. M. Crane electric drive: a Handbook. Moscow, Energoatomizdat, 1988. 344 p. (In Russian)

15. Alexandrov M.P. Brakes of lifting and transport machines. Moscow, Mashinostroenie, 1976, 383 p. (In Russian)

16. Aleksandrov M.P., Reshetov D.N., Baikov B.A. Lifting and transport machines. Atlas of structures. Ed. M.P. Alexandrov. Moscow, Mashinostroenie, 1987, 122 p. (In Russian)

17. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Optimal design of lifting and transport machines. Moscow, Yurayt, 2021, 293 p. (In Russian)

18. Kobzev R. A. *Mnogokriterialnoe optimalnoe proektirovanie mekhanizmov podema s primeneniem dinamicheskogo programmirovaniya* [Multi-criteria optimal design of lifting mechanisms using dynamic programming]. *Vestnik Saratovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2014, Vol.2, No. 1(75), pp. 108-112. (In Russian)

19. Lagerev I.A. *Predproyektная optimizatsiya manipulyatsionnoy sistemy s gidravlicheskim privodom mobilnoy transportno-tekhnologicheskoy mashiny* [Pre-design optimization of a manipulation system with a hydraulic drive of a mobile transport and technological machine]. *Nauchno-tekhnicheskyy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2017, No. 1, pp. 26-45. (In Russian)

УДК (UDC) 62-752.2

ДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА СИДЕНЬЯ АВТОГРЕЙДЕРА С КВАЗИНУЛЕВОЙ
СТАТИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКОЙDYNAMIC PROPERTIES OF A MOTOR GRADER SEAT WITH QUASI-ZERO STATIC
CHARACTERISTICSКорытов М.С., Щербаков В.С., Кашапова И.Е.
Korytov M.S., Sherbakov V.S., Kashapova I.E.Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (Омск, Россия)
Siberian State Automobile and Highway University (Omsk, Russian Federation)

Аннотация. Транспортные и технологические машины и оборудование испытывают при работе значительные вибрационные воздействия со стороны рабочей среды, которые передаются человеку-оператору через сиденье кабины. Отрицательное влияние динамических воздействий и вибраций, передаваемых через сиденье на оператора, отмечается во множестве работ. Использование виброзащитных систем сидений операторов требует их моделирования и исследования на математических моделях, что является актуальной задачей при проектировании подобных систем. Перспективными являются виброзащитные системы с эффектом квазинулевой жесткости. Для исследования виброзащитных систем с квазинулевой жесткостью, была разработана комплексная имитационная математическая модель автогрейдера, перемещения которой имеют пространственный характер. Модель включает в себя подсистемы опорных элементов базового шасси, виброзащитных опор кабины оператора, и, наконец, виброзащитного механизма сиденья оператора. Последняя подсистема позволяет исследовать виброзащитные механизмы с заданным размером зоны квазинулевой жесткости в статической силовой характеристике. С использованием разработанной комплексной имитационной модели были исследованы реакции системы на ступенчатые воздействия, оказываемые на элементы ходового оборудования базового шасси автогрейдера. Исследовались воздействия на одно из колес переднего балансирного моста и одно из колес задней балансирной тележки автогрейдера. Рассматривались две статические силовые характеристики виброзащитной системы сиденья, одна из которых имела участок квазинулевой жесткости, а вторая нет. По результатам вычислительного эксперимента установлено, что виброзащитная система с участком квазинулевой жесткости обеспечивает максимальные ускорения сиденья, в десятки раз меньшие, чем виброзащитная система без участка квазинулевой жесткости. Что подтверждает перспективность использования виброзащитных систем с эффектом квазинулевой жесткости.

Ключевые слова: сиденье оператора, вибрация, виброзащита, квазинулевая жесткость.

Abstract. During operation, transport and technological machines and equipment experience significant vibration effects from the working environment, which are transmitted to the human operator through the cab seat. The negative impact of dynamic influences and vibrations transmitted through the seat to the operator is noted in many works. The use of vibration protection systems for operator seats requires their simulation and study on mathematical models, which is an urgent task in the design of such systems. Vibration protection systems with the effect of quasi-zero stiffness are promising. To study vibration protection systems with quasi-zero stiffness, a complex simulation mathematical model of a motor grader was developed, the movements of which are of a spatial nature. The model includes subsystems of supporting elements of the base chassis, vibration-proof supports of the operator's cabin, and, finally, the vibration-proof mechanism of the operator's seat. The last subsystem makes it possible to study vibration protection mechanisms with a given size of the zone of quasi-zero stiffness in the static force characteristic. Using the developed complex simulation model, the system's responses to step actions exerted on the elements of the running equipment of the base chassis of the motor grader were studied. The effects on one of the wheels of the front balance axle and one of the wheels of the rear balance bogie of the motor grader were investigated. Two static power characteristics of the vibration-protective seat system were considered, one of which had a section of quasi-zero stiffness, and the second did not. According to the results of the computational experiment, it was established that the vibration protection system with a quasi-zero stiffness section provides maximum seat accelerations that are ten times less than a vibration protection system without a quasi-zero stiffness section. This confirms the promise of using vibration protection systems with the effect of quasi-zero stiffness.

Keywords: operator's seat, vibration, vibration protection, quasi-zero stiffness.

Дата принятия к публикации: 01.11.2022
Дата публикации: 10.03.2023

Date of acceptance for publication: 01.11.2022
Date of publication: 10.03.2023

Сведения об авторах:

Корытов Михаил Сергеевич – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Автомобильный транспорт» Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета (СибАДИ),
e-mail: kms142@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-5104-7568

Щербаков Виталий Сергеевич – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Автоматизация и энергетическое машиностроение» Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета (СибАДИ),
e-mail: sherbakov_vs@sibadi.org.

ORCID: 0000-0002-3084-2271

Кашапова Ирина Евгеньевна – аспирант кафедры «Автоматизация и энергетическое машиностроение» Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета (СибАДИ),
e-mail: iriska-97-17-13@mail.ru.

Authors' information:

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

ORCID: 0000-0002-5104-7568

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

ORCID: 0000-0002-3084-2271

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

1. Введение

Работа наземных транспортно-технологических машин, рабочие органы и ходовое оборудование которых взаимодействует с внешней средой, зачастую сопряжена со значительными перемещениями рабочих органов и самих машин, что приводит к колебаниям и вибрациям сидений операторов данных машин [1].

Присутствие значительных вибраций и их отрицательное воздействие на операторов отмечаются во многих работах для разных видов самоходных машин: гидравлических экскаваторов [2], коммунальных машин для уборки дорог [3], фронтальных погрузчиков [4], автогрейдеров [5].

Системы виброзащиты самоходных наземных машин осуществляют подавление вибраций кабин операторов [6] и непосредственно сидений операторов [7]. Это два основных способа снижения вибрационных нагрузок на операторов, которые взаимно дополняют друг друга.

Для виброзащитных механизмов сидений операторов, основные перемещения которых совершаются в вертикальном направлении, перспективным считается применение эффекта квазиулевого жесткости [8, 9].

Авторами была разработана конструкция виброзащитной системы сиденья оператора строительно-дорожной машины на основе параллелограммного механизма с пружиной и тросом [10], схема которой приведена на рис. 1,а, а пример реализуемой статической характеристики – на рис 1,б.

Данная система способна реализовать эффект квазиулевого жесткости в среднем участке статической силовой характеристики, при этом ограничивающие ролики создают наклонные участки характеристики. Этим плавно ограничиваются вертикальные перемещения сиденья вверх и вниз вне участка квазиулевого жесткости. Гибкий мало-растяжимый трос огибает точки 3 ограничивающих роликов вне зоны квазиулевого жесткости, и не касается ограничивающих роликов, когда механизм находится внутри зоны квазиулевого жесткости.

В качестве транспортно-технологической машины рассматривался автогрейдер как одна из наиболее подверженных вибрационным воздействиям дорожно-строительных машин.

Режимы работы машины, кресло оператора которой имеет виброзащитную систему, целесообразно исследовать на имитационной динамической модели. Использование последней позволяет существенно снизить зат-

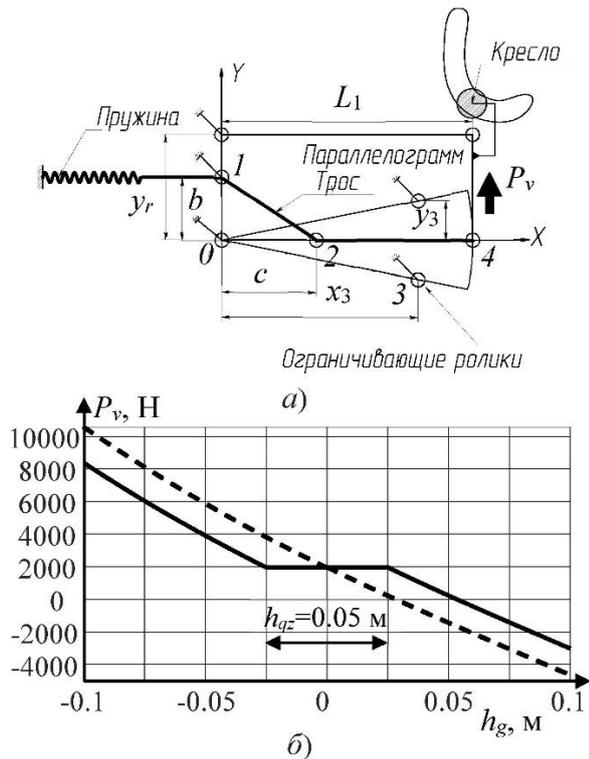


Рис. 1. Виброзащитная система на основе параллелограммного механизма с пружиной и тросом: а) расчетная схема; б) исследуемые примеры статической силовой характеристики с участком квазиулевого жесткости (—) и без него (- - -)

раты на проектирование и рассмотреть большое количество вариантов сочетаний параметров объекта.

2. Постановка задачи

Необходимо разработать имитационную динамическую модель автогрейдера с предложенной виброзащитной системой кресла. Предпочтителен учет в модели пространственного характера перемещений машины, а также включение в модель элементов виброзащитной системы кабины оператора.

На разработанной модели необходимо провести сравнение виброзащитной системы сиденья с эффектом квазиулевого жесткости, с аналогичной системой, не имеющей участка квазиулевого жесткости в статической характеристике (см. рис. 1, б, пунктирная линия). Для этого необходимо исследовать поведение системы при ступенчатых

воздействиях на элементы ходового оборудования автогрейдера.

3. Имитационная модель

Для создания комплексной имитационной динамической модели автогрейдера с виброзащитной системой кресла, использовался обладающий наиболее полными возможностями в плане моделирования пространственных механических систем пакет Simscape Multibody вычислительной системы MATLAB. Подробно модель базовой машины автогрейдера описана в [5]. Она включает в себя подсистемы тел Фохта 6 пневматических колес автогрейдера. Кроме того, комплексная модель включала в себя четыре подсистемы виброзащитных опор кабины, и подсистему виброзащитного механизма сиденья оператора. Последняя также подробно описана в [11], где приведены математические выражения для вычисления всех параметров виброзащитной системы.

В частности, коэффициент жесткости пружины виброзащитного механизма, исходя из условия обеспечения квазиулевого жесткости последнего, перед запуском имитационной модели вычислялся по формуле [11]:

$$c_s = \frac{L_1 \cdot g \cdot m}{b \cdot c}.$$

Конструктивный размер y_3 (рис. 1, а) вычислялся, исходя из заданного размера зоны квазиулевого жесткости [11]:

$$y_3 = \frac{h_{qz} \cdot x_3}{2 \cdot L_1 \cdot \sqrt{1 - \frac{h_{qz}^2}{4 \cdot L_1^2}}}.$$

Общая схема комплексной модели в обозначениях Simulink/Simscape Multibody вычислительной системы MATLAB [12] приведена на рис. 2, а. На рис. 2, б приведена схема подсистемы виброзащитного механизма сиденья оператора в тех же обозначениях.

В подсистеме виброзащитного механизма сиденья блоки *Revolute Joint* моделировали вращательные ширниры параллелограмма. Блоки *Transform Sensor* использовались для

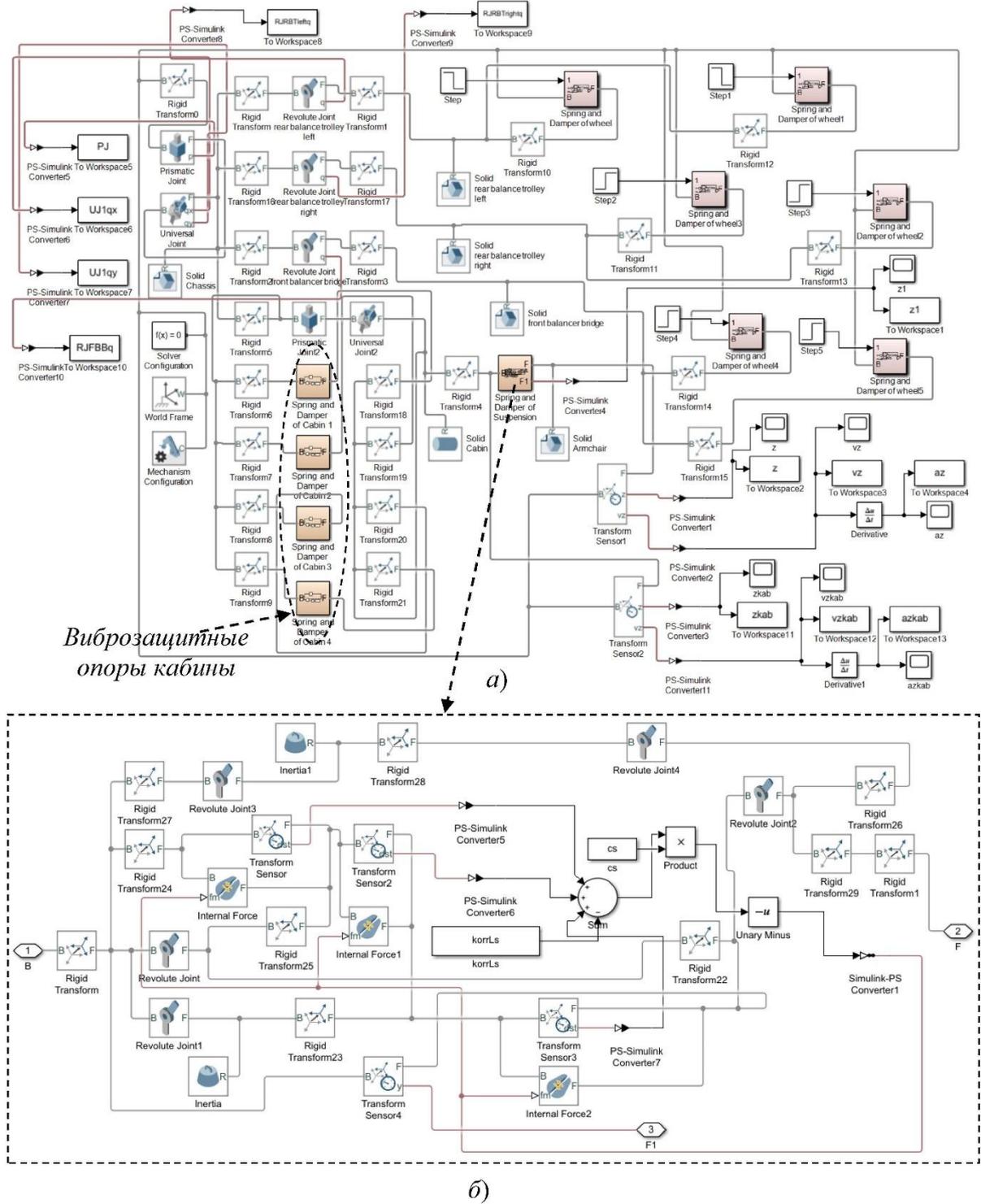


Рис. 2. Комплексная модель автогрейдера с подсистемами виброизоляции кабины и сиденья в обозначениях Simulink/Simscape Multibody:
 а) подсистема верхнего уровня; б) подсистема виброзащитного механизма сиденья

измерения расстояний между подвижными и неподвижными точками параллелограмма, сумма которых определяла текущую длину троса. Блоки *Internal Force* моделировали силовое воздействие со стороны троса на обе

точки отдельного отрезка троса. Для моделирования нестационарной структуры отрезков троса реального виброзащитного механизма (в зоне квазиулевой жесткости отрезков 2-4, вне этой зоны отрезки 2-3-4, рис. 1,

а) один из блоков вращательного шарнира, *Revolute Joint1*, имел в списке задаваемых параметрах ограничения перемещения в виде предельных углов поворота (*Limits*). Значения последних соответствовали угловым координатам точек 3 (ограничивающих трос роликов) на схеме. С подвижным элементом шарнира *Revolute Joint1* было жестко связано виртуальное звено нулевой массы, моделирующее трос, причем постоянная длина этого звена равнялась расстоянию отрезка 0-3 (радиусу окружности поворотов правой точки виртуального звена). То есть, отрезки троса в модели, в отличие от реального объекта, имели постоянную структуру в виде составного отрезка 1-2-3-4, при этом точка 3 правого края виртуального звена вращалась по радиусу вокруг точки 0, находясь внутри зоны квазиулевой жесткости (средняя часть статической силовой характеристики), и ограничивалась во вращении предельными углами *Limits* при выходе за границы зоны квазиулевой жесткости. Подобная модель полностью эквивалентна реальному механизму с нестационарной структурой отрезков троса. Повороты виртуального звена вызывались силами натяжения троса, и задавались при помощи блоков *Internal Force*.

Для описания каждой из четырех виброзащитных опор кабины использовался блок *Spring and Damper Force* библиотеки *Simscapе Multibody*. Данный блок моделирует тело Фохта с постоянными коэффициентами упругости и вязкого трения [12].

4. Результаты вычислительного эксперимента

Конструктивные параметры виброзащитного механизма на основе параллелограмма (рис. 1, а) в проведенном в качестве примера вычислительном эксперименте принимали следующие значения: $b=0.1$ м, $c=0.1$ м, $L_1=0.5$ м, $x_3=0.35$ м, $y_r=0.1$ м. Угловой коэффициент сопротивления каждого из четырех шарниров параллелограмма составлял 5 Н·м/(рад/с). Коэффициент жесткости каждой из четырех виброзащитных опор кабины составлял 10000 Н/м, а коэффициент вязкого трения – 1000 Н/(м/с). Заданный размер зоны

квазиулевой жесткости принимал два значения $h_{qz}=0.05$ м и $h_{qz}=0$ м. В последнем случае статическая силовая характеристика виброзащитного механизма была аналогична характеристике обычной пружины с демпфером, не имеющей зоны квазиулевой жесткости.

Масса m сиденья с человеком-оператором составляла 200 кг. Прочие параметры имитационной модели соответствовали автогрейдеру марки ДЗ-98.

Абсолютное значение приращения высоты микрорельефа во всех расчетных случаях составляло 0,1 м.

Время начала ступенчатого воздействия во всех опытах составляло 50 с. Интервал времени от 0 до 50 с использовался для полного затухания начальных колебаний груза, вызванных силами тяжести звеньев при нулевых начальных приращениях обобщенных координат автогрейдера.

На рис. 3, а приведены временные зависимости вертикальной координаты центра масс сиденья с оператором (y_c , сплошная линия, шкала слева) и вертикальной координаты основания сиденья на полу кабины (y_k , пунктирная линия, шкала справа) в неподвижной системе координат $O_0X_0Y_0Z_0$ при ступенчатом воздействии на левое колесо переднего балансирного моста базового шасси автогрейдера, соответствующем наезду на ступень высотой +0.1 м. Размер зоны квазиулевой жесткости принимал при этом значение $h_{qz}=0.05$ м.

Аналогичные временные зависимости приведены на рис. 3, б для того же расчетного случая, но для размера зоны квазиулевой жесткости $h_{qz}=0$ м.

На рис. 3, в, г приведены временные зависимости y_c и y_k при ступенчатом воздействии на левое колесо балансирной тележки автогрейдера, соответствующем наезду на ступень высотой +0.1 м. На рис. 3, в – при размере зоны квазиулевой жесткости $h_{qz}=0.05$ м, на рис. 3, г – при размере зоны квазиулевой жесткости $h_{qz}=0$ м.

На рис. 4, а, б приведены временные зависимости ускорений центра масс сиденья в неподвижной СК $O_0X_0Y_0Z_0$ для двух описанных выше расчетных случаев (воздействий

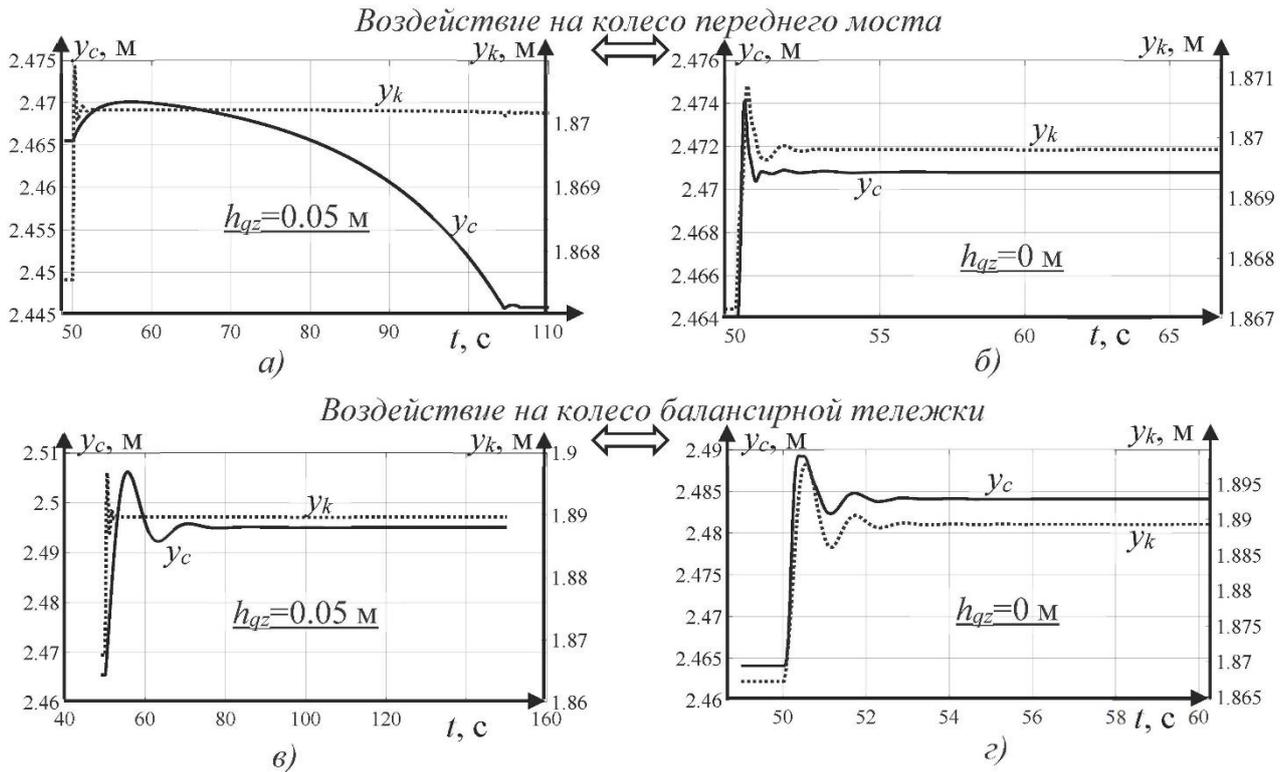


Рис. 3. Временные зависимости вертикальных координат центра масс кресла с оператором y_c (шкалы слева, сплошные линии) и основания кресла на полу кабины y_k (шкалы справа, пунктирные линии) при ступенчатом воздействии на колесо: а) переднего моста, $h_{qz}=0.05$ м; б) переднего моста, $h_{qz}=0$ м; в) балансирной тележки, $h_{qz}=0.05$ м; г) балансирной тележки, $h_{qz}=0$ м

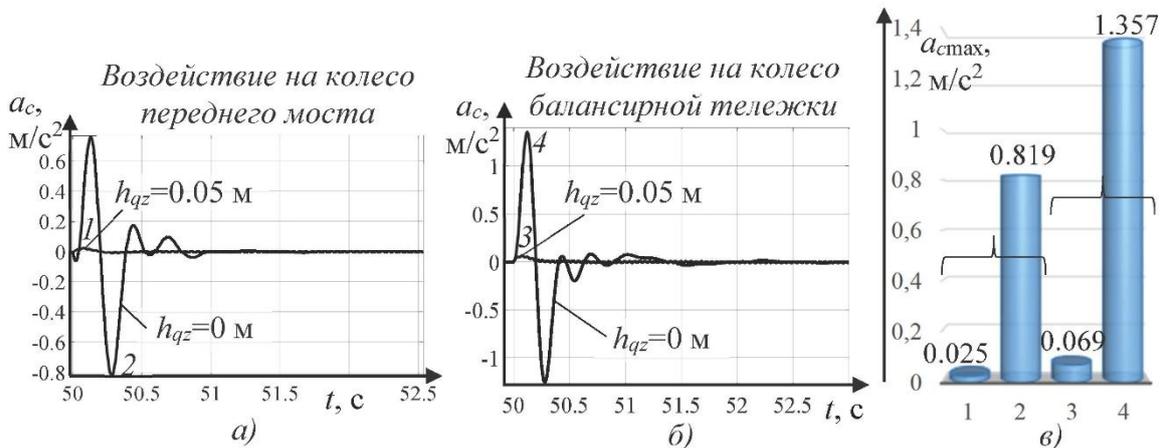


Рис. 4. Временные зависимости ускорений сиденья при ступенчатом воздействии на колесо переднего моста (а), на колесо балансирной тележки (б), а также соответствующие максимальные значения ускорений сиденья (в)

на колесо переднего моста и балансирной тележки соответственно) при двух значениях размера зоны квазиулевой жесткости h_{qz} = 0.05 м и h_{qz} = 0 м в каждом расчетном случае. На рис. 4, в приведены максимальные значения ускорений сиденья для четырех

описанных вариантов: 1 – воздействие на колесо переднего моста при h_{qz} = 0.05 м; 2 – то же при h_{qz} = 0 м; 3 – воздействие на колесо балансирной тележки при h_{qz} = 0.05 м; 4 – то же при h_{qz} = 0 м.

5. Заключение

Разработана комплексная имитационная математическая модель автогрейдера [5] с виброзащитной системой сиденья человека-оператора, статическая силовая характеристика которой имеет участок квазиулевой жесткости заданной величины [10, 11].

Полученные с помощью разработанной имитационной модели результаты вычислительного эксперимента показывают, что при наличии зоны квазиулевой жесткости в средней части статической характеристики виброзащитной системы сиденья, максимальные ускорения сиденья на порядок меньше, чем при отсутствии зоны квазиулевой жесткости. В 33 раза уменьшаются максимальные ускорения при ступенчатом внешнем воздействии на колесо переднего балансирного моста и в 20 раз при аналогич-

ном воздействии на одно колесо задней балансирной тележки.

Это позволяет сделать вывод о том, что применение виброзащитной системы сиденья с эффектом квазиулевой жесткости позволяет в ряде случаев, в частности, при ступенчатых воздействиях на элементы ходового оборудования, на порядок уменьшать вибрационное воздействие на операторов строительных и дорожных машин, что выражается в многократном снижении максимального ускорения сиденья в вертикальном направлении.

Полученные результаты могут быть интересны исследователям, занимающимся вопросами разработки виброзащитных систем сидений операторов с эффектом квазиулевой жесткости, в том числе для строительных и дорожных машин.

Список литературы

1. Mayton A.G., Jobes C.C., Gallagher S. Assessment of whole-body vibration exposures and influencing factors for quarry haul truck drivers and loader operators // *International journal of heavy vehicle systems*. 2014. Vol. 21. №. 3. P. 241-261. DOI: 10.1504/IJHVS.2014.066080
2. Mian J., Shoushi L., Yong G., Jigang W. The improvement on vibration isolation performance of hydraulic excavators based on the optimization of powertrain mounting system // *Advances in mechanical engineering*. 2019. № 5. DOI: 10.1177/1687814019849988
3. Korchagin P.A., Teterina I.A., Rahuba L.F. Improvement of human operator vibroprotection system in the utility machine // *Journal of Physics: Conference Series*. 2018. Vol. 944. P. 012059. DOI: 10.1088/1742-6596/944/1/012059
4. Chi F., Zhou J., Zhang Q., Wang Y., Huang P. Avoiding the health hazard of people from construction vehicles: a strategy for controlling the vibration of a wheel loader // *International Journal of Environmental Research and Public Health*. 2017. Vol. 14. № 3. P. 275. DOI: 10.3390/ijerph14030275
5. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Titenko V.V., Ots D.A. Simulation model for the determination of energy losses during vi-

References

1. Mayton A. G., Jobes C. C., Gallagher S. Assessment of whole-body vibration exposures and influencing factors for quarry haul truck drivers and loader operators. *International journal of heavy vehicle systems*, 2014, No. 3, pp. 241-261. DOI: 10.1504/IJHVS.2014.066080
2. Mian J., Shoushi L., Yong G., Jigang W. The improvement on vibration isolation performance of hydraulic excavators based on the optimization of powertrain mounting system. *Advances in mechanical engineering*, 2019, No. 5. DOI: 10.1177/1687814019849988
3. Korchagin P.A., Teterina I.A., Rahuba L.F. Improvement of human operator vibroprotection system in the utility machine. *Journal of Physics: Conference Series*, 2018, Vol. 944, pp. 012059. DOI: 10.1088/1742-6596/944/1/012059
4. Chi F., Zhou J., Zhang Q., Wang Y., Huang P. Avoiding the health hazard of people from construction vehicles: a strategy for controlling the vibration of a wheel loader. *International Journal of Environmental Research and Public Health*, 2017, Vol. 14, No. 3, pp. 275. DOI: 10.3390/ijerph14030275
5. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Titenko V.V., Ots D.A. Simulation model for the determination of energy losses during vibrations of the working equipment of a earth-

brations of the working equipment of a earthmoving machine in the transport mode // *Journal of Physics: Conference Series*. 2019. Vol. 1260. P. 112015.

DOI: 10.1088/1742-6596/1260/11/112015

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

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

8. Burian Y.A., Silkov M.V., Trifonova E.N. Support with quasi-zero stiffness effect for processing equipment // *AIP Conference Proceedings*. 2019. Vol. 2141. № 1. P. 030067. DOI: 10.1063/1.5122117

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

10. Корытов М.С., Щербачев В.С., Почекуева И.Е. Применение параллелограммного механизма с эффектом квазинулевой жесткости в виброзащитных системах кресла оператора строительного дорожной машины // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. 2021. № 2. С. 132-140. DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-02-132-140

11. Корытов М.С., Кашапова И.Е., Щербачев В.С. Условие квазинулевой жесткости статической силовой характеристики параллелограммного механизма виброзащитной системы сиденья // *Вестник СибАДИ*. 2022. Т.19. № 2(84). С. 144-155. DOI: 10.26518/2071-7296-2021-19-2-144-155

12. Simscape Multibody. Model and simulate multibody mechanical systems (website: https://www.mathworks.com/help/sm/index.html?s_tid=CRUX_lftnav).

moving machine in the transport mode. *Journal of Physics: Conference Series*, 2019, Vol. 1260, pp. 112015. DOI: 10.1088/1742-6596/1260/11/112015

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

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

8. Burian Y.A., Silkov M.V., Trifonova E.N. Support with quasi-zero stiffness effect for processing equipment. *AIP Conference Proceedings*, 2019, Vol. 2141, No. 1, pp. 030067. DOI: 10.1063/1.5122117

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

10. Korytov M.S., Shcherbakov V.S., Pochekueva I.E. Primenenie parallelogrammnogo mekhanizma s efektom kvazinulevoy zhestkosti v vibrozashchitnykh sistemakh kresla operatora stroitelno-dorozhnoy mashiny. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2021, No. 2, pp. 132-140. DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-02-132-140 (In Russian)

11. Korytov M.S., Kashapova I.E., Shcherbakov V.S. Uslovie kvazinulevoy zhestkosti staticheskoy silovoy kharakteristiki parallelogrammnogo mekhanizma vibrozashchitnoy sistemy sidenya. *Vestnik SibADI*, 2022, Vol.19, No. 2(84), pp. 144-155. DOI: 10.26518/2071-7296-2021-19-2-144-155 (In Russian)

12. Simscape Multibody. Model and simulate multibody mechanical systems (website: https://www.mathworks.com/help/sm/index.html?s_tid=CRUX_lftnav).

УДК (UDC) 625.1/5

АНАЛИЗ РАБОТЫ УСТРОЙСТВА ДЛЯ УСТАНОВКИ ВЫНОСНЫХ ОПОР
САМОХОДНЫХ ШАССИ МОБИЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНО-ПЕРЕГРУЗОЧНЫХ
КАНАТНЫХ КОМПЛЕКСОВANALYSIS OF THE OPERATION OF A DEVICE FOR INSTALLING OUTRIGGERS
OF SELF-PROPELLED CHASSIS OF MOBILE TRANSPORT AND RELOADING
ROPE COMPLEXESЛагереv А.В., Лагереv И.А.
Lagerev A.V., Lagerev I.A.Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)
Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. Однопролетные мобильные канатные дороги маятникового типа, сформированные с помощью сопряженных единой канатной системой двух мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов на базе самоходных колесных шасси высокой проходимости и грузоподъемности, в настоящее время рассматриваются как перспективный вид транспортирующего оборудования для решения многих задач в неблагоприятных природных и социальных ситуациях. Статья посвящена важной технической задаче обеспечения безопасной эксплуатации канатных комплексов, связанной с потерей общей устойчивости и опрокидывания колесного шасси в условиях действия значительных эксплуатационных нагрузок от натяжения канатной системы, создающих опрокидывающий момент. Подробно представлена оригинальная конструкция устройства для установки выносных опор, обеспечивающая автоматизированное выполнение необходимых технологических работ. Разработанная методика проектирования указанного устройства основана на анализе кинематики подвижных конструктивных элементов устройства, что позволило установить расчетные зависимости для определения основных конструктивных размеров. Рассмотренная конструкция и методика проектирования могут быть использованы при создании транспортно-технологических машин другого функционального назначения, при работе которых возможны ситуации потери общей устойчивости и опрокидывания.

Ключевые слова: мобильный канатный комплекс, выносная опора, проектирование, кинематическая схема.

Дата принятия к публикации: 01.12.2022
Дата публикации: 10.03.2023

Сведения об авторах:

Лагереv Александр Валерьевич – доктор технических наук, профессор, заместитель директора по научной работе НИИ фундаментальных и прикладных исследований ФГБОУ ВПО «Брянский го-

Abstract. Single-span mobile ropeways of the pendulum type, formed with the help of two mobile transport and reloading rope complexes connected by a single rope system on the basis of self-propelled wheeled chassis of high cross-country ability and carrying capacity, are currently considered as a promising type of transporting equipment for solving many tasks in adverse natural and social situations. The article is devoted to an important technical task of ensuring the safe operation of rope complexes associated with the loss of overall stability and overturning of the wheeled chassis under conditions of significant operational loads from the tension of the rope system, creating an overturning moment. The original design of the device for the installation of outriggers is presented in detail, providing automated execution of the necessary technological work. The developed method of designing this device is based on the analysis of the kinematics of the movable structural elements of the device, which allowed us to establish the calculated dependencies for determining the main structural dimensions. The considered design and design methodology can be used in the creation of transport and technological machines of other functional purposes, during the operation of which situations of loss of overall stability and overturning are possible.

Keywords: mobile rope complex, outrigger, design, kinematic scheme

Date of acceptance for publication: 01.12.2022
Date of publication: 10.03.2023

Authors' information:

Alexander V. Lagerev - Doctor of Technical Sciences, Professor, Vice director of Research Institute of Fundamental and Applied Research, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University,

сударственный университет имени академика И.Г. Петровского», *e-mail: bsu-avl@yandex.ru.*

ORCID: 0000-0003-0380-5456

Лагереv Игорь Александрович – доктор технических наук, доцент, проректор по инновационной работе ФГБОУ ВПО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», *e-mail: lagerev-bgu@yandex.ru.*

ORCID: 0000-0002-0921-6831

e-mail: bsu-avl@yandex.ru.

ORCID: 0000-0003-0380-5456

Igor A. Lagerev - Doctor of Technical Sciences, Assistant Professor, Vice rector for Innovations, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, *e-mail: lagerev-bgu@yandex.ru.*

ORCID: 0000-0002-0921-6831

Благодарности

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

Acknowledgements

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

1. Введение

Важной технической задачей, решаемой при проектировании и эксплуатации мобильных транспортно-технологических машин различного функционального назначения, является задача обеспечения безопасности проведения погрузочно-разгрузочных, транспортных и складских работ путем исключения потери общей устойчивости и опрокидывания машины в условиях действия на рабочий орган значительных по величине вертикальных и горизонтальных эксплуатационных нагрузок, создающих опрокидывающие моменты относительно ребра опрокидывания [1 - 4]. Эта задача важна для таких видов мобильной подъемно-транспортной техники, как самоходные грузоподъемные краны стрелового типа, крано-манипуляторные установки, краны-манипуляторы, подъемные вышки и др.

Одним из наиболее эффективных методов, способствующих повышению запаса общей устойчивости и поэтому применяемых практически всегда в конструкции указанных мобильных транспортно-технологических машин, является использование выносных опор (аутригеров) [5 - 7]. Эффект от их применения обусловлен фактом дополнительного опирания работающих машин на опорную поверхность, что позволяет изменить положение ребра опрокидывания машины и, таким образом, перераспределить соотношение между опрокидывающим и удерживающим моментами в благоприятную с точки зрения безопасности сторону [3].

В мировой эксплуатационной практике постоянно фиксируются случаи потери об-

щей устойчивости при работе мобильного подъемно-транспортного оборудования, имеющие серьезные последствия как для эксплуатационного персонала, так и для близко расположенного оборудования и сооружений [8]. Поэтому несмотря на то, что к настоящему времени в научно-технической и патентной литературе можно найти значительное число публикаций, посвященных описанию конструкций, принципов работы и методик проектирования и оценки эффективности выносных опор транспортно-технологических машин различного функционального назначения, разрабатываются новые конструкции аутригеров с учетом новых потребностей производителей и пользователей мобильной подъемно-транспортной техники.

2. Исследуемая конструкция

Мобильные транспортно-перегрузочные канатные комплексы на базе автономных самоходных специальных шасси базовых многоцелевых колесных и гусеничных машин высокой проходимости и грузоподъемности [9] или на базе буксируемых ими прицепов и полуприцепов [10] также подвержены опасности потери общей устойчивости и опрокидывания в процессе их работы в составе мобильной канатной дороги. Это связано с тем, что со стороны несущей тяговой канатной системы мобильной канатной дороги на концевые опоры канатных комплексов действуют значительные горизонтальные эксплуатационные нагрузки, обусловленные предварительным натяжением канатов, собственным весом канатов и весом транспортируемого груза, ветровым воздействием и дина-

мическим поведением канатов [11 - 13]. Поэтому разработка выносных опор для этого вида подъемно-транспортной техники является актуальной задачей [14, 15].

Общий вид транспортно-технологической машины с выносными опорами исследуемой конструкции в транспортном (нерабочем) и рабочем положениях показан на рис. 1 и 2 [16]. На рис. 1 и 2 используются следующие обозначения: 1 - несущая рама; 2 - надрамная конструкция; 3 - передняя поворотная несущая

балка; 4 - задняя поворотная несущая балка; 5 - косынка; 6 - втулка; 7 - кольцо; 8 - шарнирный палец; 9 - грязесъемная манжета; 10 - крышка; 11 - корпус выносной опоры; 12 - стойка выносной опоры; 13 - опорная пятка; 14 - поперечная балка; 15 - передний приводной гидроцилиндр; 16 - задний приводной гидроцилиндр; 17, 18 - шток; 19 - серьга; 20 - рычаг; 21, 22 - шарнирный палец; 23 - проушина; 24 - окно; А-А - продольная ось цилиндрического шарнира.

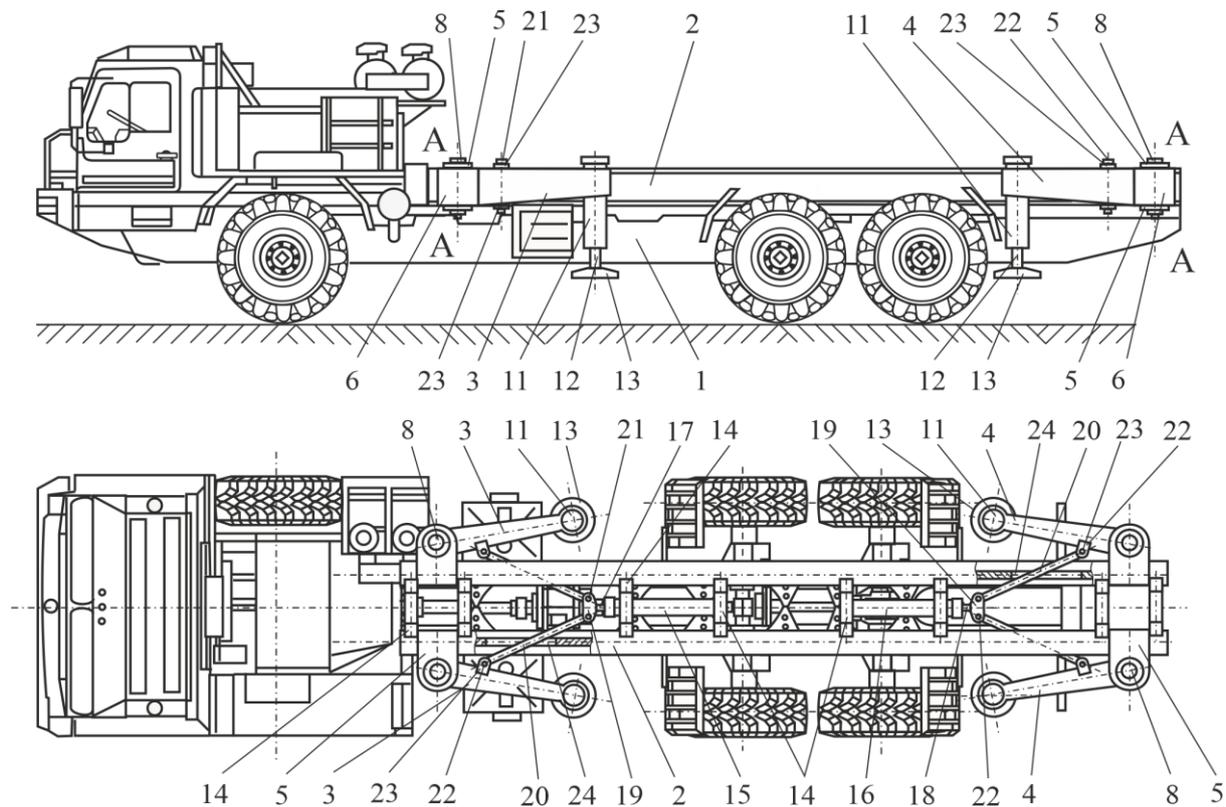


Рис. 1. Общий вид транспортно-технологической машины с выносными опорами исследуемой конструкции в транспортном (нерабочем) положении [16]

На несущей раме 1 самоходного шасси мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса или иной транспортно-технологической машины неподвижно закреплена надрамная конструкция 2. Она обеспечивает размещение необходимого технологического оборудования (в частности, концевой опоры мобильной канатной дороги). К ее боковым сторонам попарно с каждой стороны крепятся две передние 3 и две задние 4 поворотные несущие балки. Конструкция крепления этих балок представляет собой цилиндрический шарнир, у

которого продольная ось А-А перпендикулярна продольной плоскости надрамной конструкции. Такой цилиндрический шарнир образован парой косынок 5, приваренных к поверхности верхнего и нижнего поясов надрамной конструкции, между которыми помещается втулка 6. Втулка неподвижно закреплена на конце передней или задней поворотной несущей балки. В соосные отверстия косынок, усиленных кольцами 7, и втулки установлен шарнирный палец 8 с фиксацией в продольном направлении с помощью разъемного соединения. Для предо

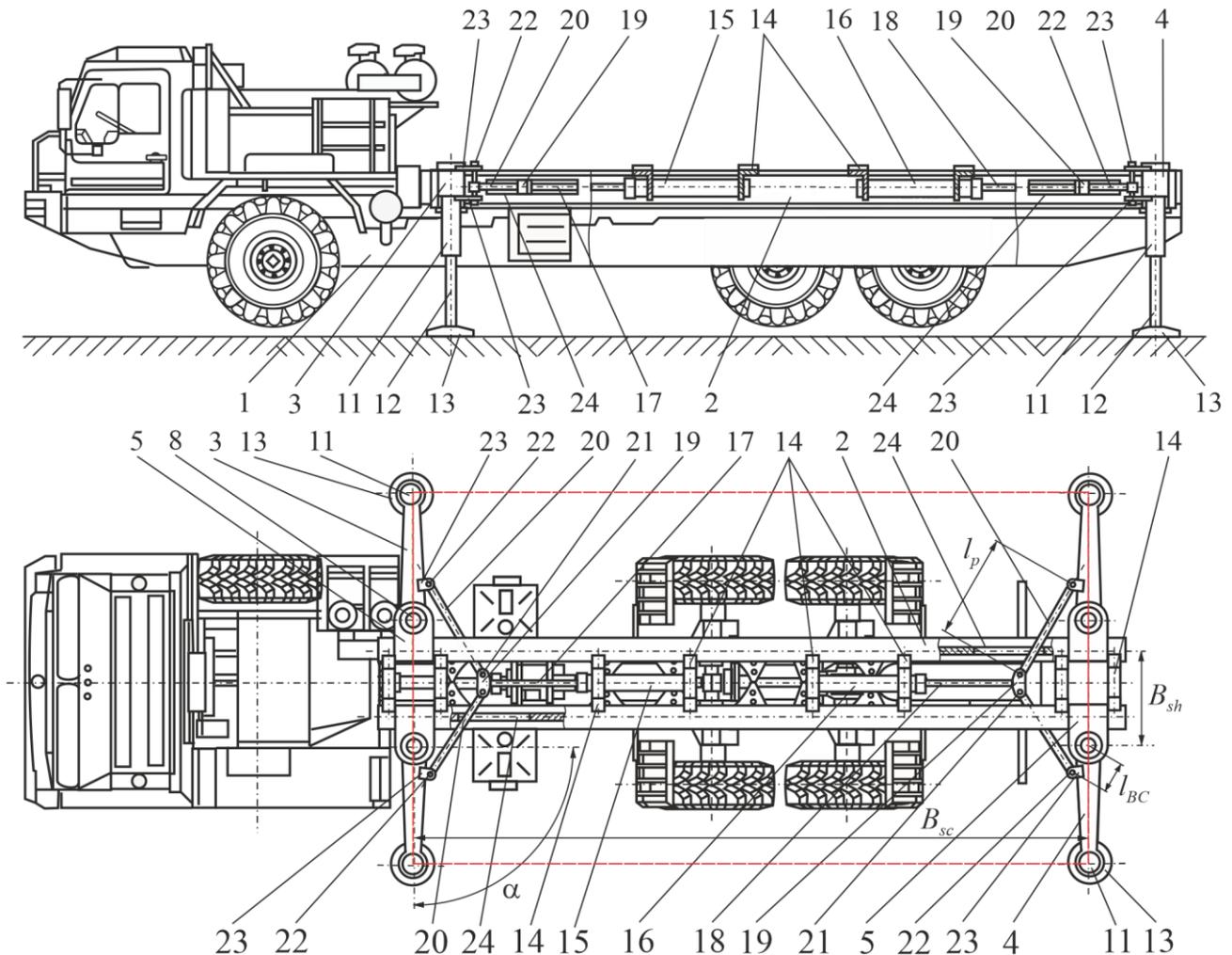


Рис. 2. Общий вид транспортно-технологической машины с выносными опорами исследуемой конструкции в рабочем положении [16]

хранения поверхности контактирования шарнирного пальца и втулки от загрязнений (пыли, влаги, абразивных частиц и т.п.) и возможности их смазки устанавливаются грязесъемные манжеты 9 и крышки 10. Внутренняя полость шарнира заполняется пластичным смазочным материалом - консистентной смазкой.

На свободном конце каждой передней 3 и задней 4 поворотной несущей балки неподвижно закреплен корпус выносной опоры 11. Стойка выносной опоры 12 имеет возможность осевого перемещения в вертикальном направлении и снабжена опорной пятой 13. К надрамной конструкции с помощью поперечных балок 14 крепятся два однотипных приводных гидроцилиндра двухстороннего действия с односторонним штоком – передний 15 и задний 16 приводной гидроцилиндр. Продольные оси этих гидроцилин-

дров совпадают с продольной осью надрамной конструкции, а их штоки 17 и 18 направлены в противоположные стороны. Шток переднего приводного гидроцилиндра направлен в сторону кабины водителя самоходного шасси, а шток заднего приводного гидроцилиндра направлен в противоположную от кабины водителя сторону. На свободном конце каждого из штоков неподвижно закреплена серьга 19 симметричной формы, снабженная двумя отверстиями для создания пары цилиндрических шарнирных соединений с рычагами 20 равной длины l_p (рис. 2). Эти шарнирные соединения формируются путем установки шарнирного пальца 21 в соосные отверстия серьги и рычага. Другим своим концом каждый рычаг шарнирно закрепляется на одной передней или одной задней поворотной несущей балке. Указанные цилиндрические шарнирные соединения форми-

руются путем установки шарнирных пальцев 22 в соосные отверстия рычагов и проушин 23, приваренных к боковой поверхности соответствующей поворотной несущей балки. Таким образом, рычаги обеспечивают кинематическую связь подвижных штоков приводных гидроцилиндров с передними и задними поворотными несущими балками. Боковые стенки надрамной конструкции имеют сквозные окна 24, обеспечивающие свободное плоскопараллельное перемещение рычагов в процессе установки выносных опор из транспортного положения в рабочее положение и обратно.

К месту эксплуатации самоходное шасси мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса прибывает, имея выносные опоры в транспортном положении, т.е. передние и задние поворотные несущие балки максимально прижаты к надрамной конструкции. В этом положении штоки переднего приводного гидроцилиндра и штоки заднего приводного гидроцилиндра максимально задвинуты вовнутрь соответствующих гидроцилиндров. При установке выносных опор в рабочее положение в рабочие полости переднего и заднего приводных гидроцилиндров подается по напорным трубопроводам под давлением рабочая жидкость от объемного насоса гидросистемы самоходного шасси. Происходит выдвигание штоков. Рычаги, совершая плоскопараллельное перемещение в горизонтальной плоскости в пределах длины окон в боковых стенках надрамной конструкции, преобразуют линейное движение штоков в поворотное движение соответственно передних и задних 4 поворотных несущих балок. Максимально возможная ширина опорного контура и, соответственно, наибольшая степень общей устойчивости мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса будут наблюдаться, когда выносные опоры будут находиться на максимальном удалении от продольной оси машины, т.е. когда угол α (рис. 2) будет составлять 90° .

Возможны три режима установки выносных опор в рабочее положение:

1) одновременная подача рабочей жидкости в рабочие полости обоих приводных

гидроцилиндров, что обеспечивает одновременный поворот всех четырех поворотных несущих балок;

2) отдельная подача рабочей жидкости только в рабочую полость переднего приводного гидроцилиндра, что обеспечивает поворот только двух передних поворотных несущих балок;

3) отдельная подача рабочей жидкости только в рабочую полость заднего приводного гидроцилиндра, что обеспечивает поворот только двух задних поворотных несущих балок.

Перекрытие напорных и сливных трубопроводов приводных гидроцилиндров фиксирует поворотные несущие балки и, соответственно, выносные опоры в требуемом рабочем положении.

Установка выносных опор из рабочего положения в транспортное положение выполняется путем подачи рабочей жидкости под давлением в штоковые полости соответствующих приводных гидроцилиндров. При этом происходит втягивание штоков вовнутрь приводных гидроцилиндров, а связанные с ними рычаги в процессе своего плоскопараллельного движения в пределах длины окон обеспечивают поворот поворотных несущих балок до занятия ими своего транспортного положения (рис. 1).

3. Расчетная методика

Для определения конструктивных размеров основных элементов выносных опор необходим анализ кинематики исследуемого устройства. Расчетная кинематическая схема механизма применительно к установке одной выносной опоры (передней или задней) приведена на рис. 3. Кинематические схемы применительно к установке других выносных опор имеют аналогичное представление. Оси координат имеют следующую привязку к надрамной конструкции самоходного шасси: ось x совпадает с продольной осью самоходного шасси, а ось y направлена в поперечном направлении, причем точка начала координат O располагается посередине между соседними торцами переднего и заднего приводных гидроцилиндров.

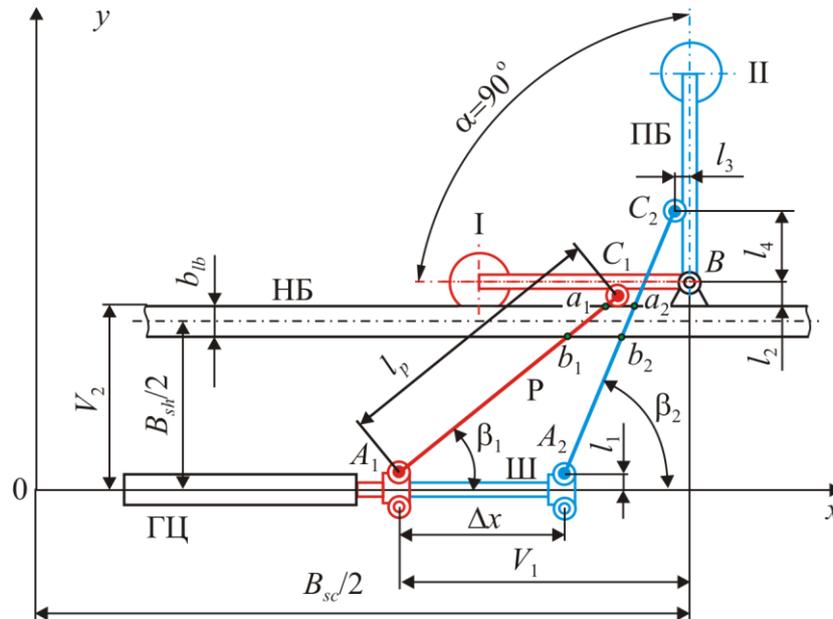


Рис. 3. Кинематическая схема установки выносной опоры из транспортного положения I в рабочее положение II (ГЦ – гидроцилиндр; НБ – надрамная балка; ПБ – поворотная балка; Р – рычаг; Ш – шток)

Исходя из очевидного равенства длины рычага в транспортном и рабочем положениях выносной опоры, найдем уравнение связи между основными конструктивными размерами, определяющими кинематику исследуемого устройства:

$$2V_1(l_3 - l_4 + \Delta x) + 2(V_2 - l_1)(l_2 - l_3 - l_4) + l_2(l_2 - 2l_3) - \Delta x(2l_3 + \Delta x) = 0, \quad (1)$$

где $V_1 = B_{sc}/2 - x_{A_1}$; $V_2 = (B_{sh} + b_{lb})/2$; B_{sc} - продольный размер опорного контура выносных опор; B_{sh} - расстояние между продольными осями балок надрамной конструкции; b_{lb} - ширина балки надрамной конструкции; Δx - ход штока; $l_1 \dots l_4$ - конструктивные размеры, показанные на рис. 3.

Анализ зависимости (1) показывает, что исследуемое устройство характеризуется тремя размерами, относящимися к конструкции самого самоходного шасси (B_{sc} , B_{sh} и b_{lb}), пятью размерами самого устройства и его расположения (V_1 и $l_1 \dots l_4$), одним размером используемого приводного гидроцилиндра (Δx). Такие размеры, как l_1 , l_2 и l_3 целесообразно задавать из конструктивных соображений с учетом размещения шарниров на несущей надрамной конструкции. По-

этому задаче проектирования исследуемого устройства для установки выносных опор является согласованный выбор сочетания трех количественных параметров:

- продольного размера V_1 ;
- расстояния между осями шарнира крепления поворотной несущей балки к продольной балке надрамной конструкции и шарнира крепления рычага к поворотной несущей балке l_4 ;
- хода штока используемого приводного гидроцилиндра Δx .

При использовании для расчетов указанных параметров по зависимости (1) также необходимо учитывать два условия, накладывающие компоновочные ограничения на взаимное соотношение между этими параметрами:

$$(\Delta x - l_4)^2 + (V_2 + l_2 - l_3)^2 - (V_2 - l_1 + l_4)^2 \geq 0;$$

$$V_1 - \Delta x \geq 0.$$

Эти ограничения позволяют установить качественную связь между указанными количественными параметрами:

$$\Delta x \geq \left[(V_2 - l_1 + l_4)^2 - (V_2 + l_2 - l_3)^2 \right]^{0.5} + l_4;$$

$$V_1 \geq \Delta x / \xi_{hc}, \quad (2)$$

где ξ_{hc} - коэффициент выдвигания штока используемого приводного гидроцилиндра

[9], который изменяется в диапазоне $\xi_{hc} \in (0; \xi_{hc,max}]$.

Максимальное значение коэффициента $\xi_{hc,max}$, соответствующее максимально возможному ходу штока приводного гидроцилиндра, определяется конструктивным исполнением используемого в конструкции исследуемого устройства типоразмера стандартизованного или специального гидроцилиндра. Для стандартизованных силовых гидроцилиндров отечественного производства, используемых в гидроприводах транспортно-технологических машин различного назначения, величина $\xi_{hc,max}$ составляет 0,6...0,9 [6, 17]. Большие значения коэффициента соответствуют длинноходовым гидроцилиндрам.

Неравенство (2) выражает условие возможности размещения приводного гидроцилиндра на продольной оси надрамной конструкции, так как выражение, стоящее в его правой части, определяет продольный габарит гидроцилиндра (включая корпус и торцевые крышки):

$$L_{hc} \approx \Delta x / \xi_{hc}.$$

Минимально возможный ход штока приводного гидроцилиндра определяется минимальным размером $l_{4,min}$, исходя из компоновки шарнира рычага на поворотной несущей балке:

$$\Delta x_{min} = [(V_2 - l_1 + l_{4,min})^2 - (V_2 + l_2 - l_3)^2]^{0,5} + l_{4,min}$$

причем минимальный размер $l_{4,min}$ составляет

$$l_{4,min} = l_1 + l_2 - l_3.$$

Минимально возможный ход штока приводного гидроцилиндра для произвольного размера l_4 , лежащего в интервале возможных размеров $l_4 \in [l_{4,min}; l_{4,max}]$, определяется следующим соотношением:

$$\Delta x_{l_4,min} = [(V_2 - l_1 + l_4)^2 - (V_2 + l_2 - l_3)^2]^{0,5} + l_4.$$

Исходя из условия компоновки (2), максимально возможный ход штока приводного гидроцилиндра составляет:

$$\Delta x_{max} = \frac{\xi_{hc}}{2(1 + \xi_{hc})} B_{sc},$$

вследствие чего максимальный допустимый размер $l_{4,max}$ центра шарнира присоединения рычага к поворотной несущей балке составит:

$$l_{4,max} = \frac{(V_2 - l_1)^2 - (\Delta x)^2 - (V_2 + l_2 - l_3)^2}{2(l_1 - \Delta x - V_2)}.$$

Граничные значения третьего количественного параметра - продольного размера V_1 - определяются соотношениями:

- минимальное значение

$$V_{1,min} = \frac{B_{sc}}{2} - \frac{\Delta x_{max}}{\xi_{hc}};$$

- максимальное значение

$$V_{1,max} = \frac{B_{sc}}{2} - \frac{\Delta x_{min}}{\xi_{hc}}.$$

Таким образом, нахождение искомых количественных параметров V_1 , l_4 и Δx , удовлетворяющих уравнению связи между ними (1), выполняется в пределах трехмерного пространства

$$\{V_1, l_4, \Delta x\} = \{V_1 \in [V_{1,min}; V_{1,max}];$$

$$l_4 \in [l_{4,min}; l_{4,max}]; \Delta x \in [\Delta x_{min}; \Delta x_{max}]\}.$$

После выбора рационального сочетания количественных параметров возможно определение ряда важных проектных размеров:

- длины рычага

$$l_p = \sqrt{(V_1 - l_4)^2 + (V_2 - l_1 + l_2 - l_3)^2};$$

- продольные координаты границ окна для прохода рычага в наружной стенке продольной балки надрамной конструкции

$$x_{a_1} = \frac{B_{sc}}{2} + \frac{(V_1 - l_4)(V_2 - l_1)}{V_2 - l_1 + l_2 - l_3} - V_1;$$

$$x_{a_2} = \frac{B_{sc}}{2} + \frac{(V_1 - l_3 - \Delta x)(V_2 - l_1)}{V_2 - l_1 + l_2 + l_4} + \Delta x - V_1;$$

- продольные координаты границ окна для прохода рычага во внутренней стенке продольной балки надрамной конструкции

$$x_{b_1} = \frac{B_{sc}}{2} + \frac{(V_1 - l_4)(V_2 - b_{lb} - l_1)}{V_2 - b_{lb} - l_1 + l_2 - l_3} - V_1;$$

$$x_{b_2} = \frac{B_{sc}}{2} + \frac{(V_1 - l_3 - \Delta x)(V_2 - b_{lb} - l_1)}{V_2 - b_{lb} - l_1 + l_2 + l_4} + \Delta x - V_1;$$

- длина окон для прохода рычага в стенках продольной балки надрамной конструкции в продольном направлении

$$l_{w,out} \approx x_{a_2} - x_{a_1} + 2b_p = \Delta x + 2b_p +$$

$$+ (V_2 - l_1) \left[\frac{(V_1 - l_3 - \Delta x)}{V_2 - l_1 + l_2 + l_4} - \frac{(V_1 - l_4)}{V_2 - l_1 + l_2 - l_3} \right];$$

$$l_{p,in} \approx x_{b_2} - x_{b_1} + 2b_p = \Delta x + 2b_p + (V_2 - b_{lb} - l_1) \times$$

$$\times \left[\frac{V_1 - l_3 - \Delta x}{V_2 - b_{lb} - l_1 + l_2 + l_4} - \frac{V_1 - l_4}{V_2 - b_{lb} - l_1 + l_2 - l_3} \right];$$

- угол между продольными осями самоходного шасси и рычага в транспортном и рабочем положениях

$$\beta_1 = \arctg \left(\frac{V_2 - l_1 + l_2 - l_3}{V_1 - l_4} \right);$$

$$\beta_2 = \arctg \left(\frac{V_2 - l_1 + l_2 + l_4}{V_1 - l_3 - \Delta x} \right),$$

где b_p - ширина поперечного сечения рычага.

4. Обсуждение результатов

Разработанная в разделе 3 методика и включенные в ее состав расчетные зависимости были апробированы применительно к мобильному транспортно-перегрузочному канатному комплексу на базе самоходного четырехосного колесного шасси высокой грузоподъемности и проходимости [18].

На рис. 4 показана зависимость минимально возможного хода штока приводного гидроцилиндра $\Delta x_{l_{4,min}}$ от размера l_4 в интервале возможных размеров $l_4 \in [l_{4,min}; l_{4,max}]$. Видно, что коэффициент выдвигания штока используемого приводного гидроцилиндра ξ_{hc} оказывает значительное влияние на ширину диапазона разрешенных по условиям компоновки исследуемого устройства установки выносных опор размеров присоединения шарнира рычага к поворотной несущей балке. При уменьшении коэффициента ξ_{hc} диапазон разрешенных размеров l_4 уменьшается, причем это происходит за счет уменьшения максимального размера $l_{4,max}$, тогда как минимальный размер не изменяется $l_{4,min}$, так как он определяется принятых конструктивно размеров l_1 , l_2 и l_3 . Таким образом, при выборе приводного гидроцилиндра следует отдавать предпочтение тем типоразмерам, для которых коэффициент выдвигания штока ξ_{hc} оказывается максимальным ($\xi_{hc} \rightarrow 1$).

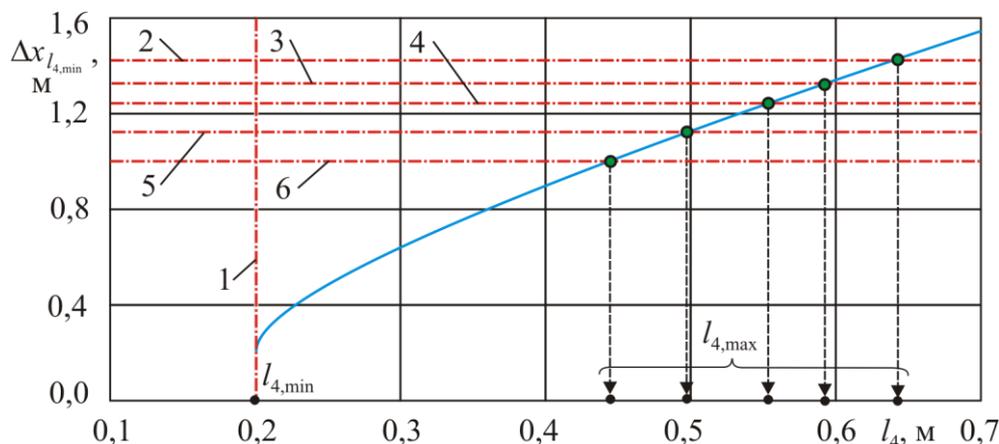


Рис. 4. Влияние размера l_4 на величину минимально возможного хода штока приводного гидроцилиндра (1 - $l_{4,min}$; 2 - Δx_{max} при $\xi_{hc} = 0,9$; 3 - Δx_{max} при $\xi_{hc} = 0,8$; 4 - Δx_{max} при $\xi_{hc} = 0,7$; 5 - Δx_{max} при $\xi_{hc} = 0,6$; 6 - Δx_{max} при $\xi_{hc} = 0,5$)

Конструкция исследуемого устройства предусматривает выполнение в вертикальных стенках продольных несущих балок надрамной конструкции окон для перемещения в их пределах рычагов во время установки выносных опор из транспортного поло-

жения в рабочее положение, что вызывает повышение уровня напряженно-деформированного состояния в прилегающей зоне металлоконструкции. В этой зоне необходимо выполнение усиления боковых стенок про-

дольных несущих балок с помощью дополнительных накладок.

5. Заключение

Рассмотренная в статье конструкция устройства для установки аутригеров самоходного шасси мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса позволяет повысить удобство эксплуатации данной транспортно-технологической машины за счет снижения трудоемкости и ускорения операций по переводу выносных опор из транспортного положения в рабочее положение и обратно, упростить конструкцию и снизить массо-габаритные характеристики устройства вследствие уменьшения количества используемых гидродвигателей и об-

служивающих их работу элементов гидропривода, а также уменьшить объем и трудоемкость технического обслуживания и ремонта. Как показывают исследования из смежных областей наук, в частности, инженерной психологии, упрощение конструкции и ремонтно-восстановительных операций применительно к сложным техническим объектам оказывают не только исключительно технический эффект, но и оказывают позитивное воздействие на работу обслуживающего персонала [19].

Рассмотренная конструкция и методика проектирования могут быть использованы при создании транспортно-технологических машин другого функционального назначения, при работе которых возможны ситуации потери общей устойчивости и опрокидывания.

Список литературы

1. Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины. М.: Машиностроение, 1989. 536 с.
2. Александров М.П. Грузоподъемные машины. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана – Высшая школа, 2000. 552 с.
3. Лагерева И.А., Лагерева А.В. Современная теория манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов. Конструкции и условия эксплуатации. Брянск: РИО БГУ, 2018. 190 с. DOI: 10.5281/zenodo.1294622
4. Bell S. Mobile Crane. Ann Arbor: Cherry Lake Publishing, 2018. 24 p.
5. Подъемно-транспортные машины: атлас конструкций / Под ред. М.П. Александрова, Д.Н. Решетова. М.: Машиностроение, 1987. 122 с.
6. Белецкий Б.Ф., Булгакова И.Г. Строительные машины и оборудование. Ростов-на-Дону: Феникс, 2005. 608 с.
7. Duerr D. Mobile crane support handbook. Houston: Levare Press, Inc., 2019. 168 p.
8. Mobile cranes overturning on construction sites. A guide to loss prevention. Munich: HSB Engineering Insurance. 8 p.
9. Лагерева А.В., Лагерева И.А., Таричко В.И. Конструкции и основы проектирования мобильных транспортно-

References

1. Vaynson A.A. *Podemno-transportnye mashiny* [Lifting-transport machines]. Moscow, Mashinostroenie, 1989. 536 p. (In Russian)
2. Aleksandrov M.P. *Gruzopodemnye mashiny* [Lifting-transport machines]. Moscow, MGTU imeni N.E. Bauman, 2000. 552 p. (In Russian)
3. Lagereva I.A., Lagereva A.V. *Sovremennaya teoriya manipulatsionnykh sistem mobilnykh mnogotselevykh transportno-tekhnologicheskikh mashin i kompleksov. Konstruktsiya i usloviya ekspluatatsii* [Modern theory of manipulation systems of mobile multi-purpose transport and technological machines and complexes. Design and operating conditions]. Bryansk, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, 2018. 190 p. DOI: 10.5281/zenodo.1294622 (In Russian)
4. Bell S. Mobile Crane. Ann Arbor: Cherry Lake Publishing, 2018. 24 p.
5. Aleksandrov M.P., Reshetov D.N. *Lifting-transport mashines*. Moscow, Mashinostroenie, 1987. 122 p. (In Russian)
6. Beletskiy B.F., Bulgakova I.G. *Stroitelnye mashiny i oborudovaniya* [Construction machinery and equipment]. Rostov-na-Donu, Feniks, 2005. 608 p. (In Russian)
7. Duerr D. Mobile crane support handbook. Houston: Levare Press, Inc., 2019. 168 p.
8. Mobile cranes overturning on construc-

перегрузочных канатных комплексов. Брянск: РИСО БГУ, 2020. 207 с.

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

11. Qin J., Qiao L., Chen J., Wan J., Jiang M., Hu Ch. Analysis of the Working Cable System of Single-span Circulating Ropeway. *MATEC Web of Conferences*, 2017, Vol. 136, pp. 02003. DOI: 10.1051/mateconf/201713602003

12. Лагерев А.В., Таричко В.И., Солдатченков С.П. Обеспечение общей устойчивости базовых колесных станций мобильных канатных дорог // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. №2. С. 210-220. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-210-220

13. Лагерев А.В., Лагерев И.А., Таричко В.И. Определение усилий натяжения канатов при эксплуатации мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2022. № 3. С. 194-210. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-03-194-210

14. Степченко Т.А., Бабич О.В. Результаты научных исследований Брянского государственного университета в 2019 году в сфере транспортно-логистических технологий и машин для урбанизированной среды // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2020. №1. С. 120-135. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-120-135

15. Степченко Т.А., Бабич О.В. Результаты научных исследований Брянского государственного университета в сфере мобильных транспортно-перегрузочных канатных систем и комплексов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2021. №1. С. 9-29. DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-01-09-29

16. Пат. 213723 Рос. Федерация: МПК⁷ В66С 23/78. Устройство для установки аутиригеров транспортно-технологической машины / Лагерев А.В., Лагерев И.А.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «БГУ

tion cities. A guide to loss prevention. Munich: HSB Engineering Insurance. 8 p.

9. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Tarichko V.I. *Konstruktivnyye i osnovnyye proektirovaniya mobilnykh transportno-peregruzochnykh kanatnykh kompleksov* [Structures and design fundamentals of mobile transporting and overloading rope facilities]. Bryansk, RISO BGU, 2020. 207 p. (In Russian)

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

11. Qin J., Qiao L., Chen J., Wan J., Jiang M., Hu Ch. Analysis of the Working Cable System of Single-span Circulating Ropeway. *MATEC Web of Conferences*, 2017, Vol. 136, pp. 02003. DOI: 10.1051/mateconf/201713602003

12. Lagerev A.V., Tarichko V.I., Soldatchenkov S.P. General stability of a base vehicle of a mobile ropeway. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.2, pp. 210-220. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-209-220 (In Russian)

13. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Tarichko V.I. Determination of tension forces of ropes during the operation of mobile transport and reloading rope complexes. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2022, No.3, pp. 194-210. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-03-194-210 (In Russian)

14. Stepchenko T.A., Babich O.V. The results of scientific research of the Bryansk State University in 2019 in the field of transport and logistics technologies and machines for the urban environment. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No.1, pp. 120-135. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-120-135. (In Russian)

15. Stepchenko T.A., Babich O.V. Results of scientific research of Bryansk State University in the sphere of mobile transportation and

им. ак. И.Г. Петровского». – №2022115641; заявл. 08.06.2022; опубл. 26.09.2022, Бюл. № 27.

17. Васильченко В.А. Гидравлический привод строительных, дорожных, коммунальных и других мобильных машин (производства России и стран СНГ): каталог-справочник. М.: АО «Машмир» и ЗАО «Гидрокомплект», 1997. 271 с.

18. Брянский автомобильный завод [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://baz32.ru/company/> (Дата обращения: 12.10.2022).

19. Шатунова Е.А. Доверие работников к технике как фактор их отношения к труду: автореферат диссертации ... кандидата психологических наук. Тверь: Тверской государственный университет, 2016. 22 с.

handling rope systems and ropeways. *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2021, No.1, pp. 9-29. DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-01-09-29. (In Russian)

16. Patent RU 213723, B66C 23/78. *Ustroystvo dlya ustanovki autriggerov transportno-tekhnologicheskoy mashiny* [A device for installing outriggers of a transport and technological machine]. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Declared 08.06.2022. Published 26.09.2022. (In Russian)

17. Vasilchenko V.A. *Gidravlicheskiy privod stroitelnykh, dorozhnykh, kommunalnykh i drugikh mobilnykh mashin (proizvodstva Rossii i stran SNG): katalog-spravochnik* [Hydraulic drive of construction, road, municipal and other mobile machines]. Moscow, AO "Mashmir" i ZAO "Gidrokomplekt", 1997. 271 p. (In Russian)

18. 1. *Bryansk automobile plant* [site]. Available at: <http://baz32.ru/company/> (accessed 03 Oct. 2022). (In Russian)

19. Shatunova E.A. *Doverie rabotnikov k tekhnike kak faktor ikh otnosheniya k trudu* [Employees' trust in technology as a factor of their attitude to work]. Diss. Cand. Sci. (Psychology). Tver. 2016. (In Russian)

УДК (UDC) 625.1/5

ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ГРУЗОВЫХ МОБИЛЬНЫХ КАНАТНЫХ ДОРОГ
НА БАЗЕ СОПРЯЖЕННЫХ МОБИЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНО-ПЕРЕГРУЗОЧНЫХ
КАНАТНЫХ КОМПЛЕКСОВPRODUCTIVITY OF CARGO MOBILE ROPEWAYS BASED ON COUPLED
MOBILE TRANSPORT AND OVERLOADING ROPE COMPLEXESЛагерев А.В.¹, Таричко В.И.², Лагерев И.А.¹
Lagerev A.V.¹, Tarichko V.I.², Lagerev I.A.¹¹ – Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)² – АО «Конструкторское бюро специального машиностроения» (Санкт-Петербург, Россия)¹ – Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)² – Open Joint Stock Company «Special Design Bureau of machine building» (Saint Petersburg, Russian Federation)

Аннотация. Однопролетные мобильные канатные дороги маятникового типа, формируемые двумя сопряженными самоходными колесными шасси высокой грузоподъемности и производительности, являются перспективным видом транспортно-перегрузочного оборудования при сложных условиях эксплуатации. В данной статье рассматривается задача оценки весовой производительности таких мобильных дорог при различных технологических вариантах и режимах их эксплуатации. Представлена расчетная методика определения производительности в пределах области возможного использования мобильных канатных дорог, характеризующейся величиной пролета и угла наклона линии несущего каната между конечными точками трассы, а также весом транспортируемого груза. Показано, что весовая производительность значительно зависит от длительности погрузочно-разгрузочных операций и поэтому является переменной характеристикой мобильной канатной дороги, зависящей от конкретных условий эксплуатации (используемого грузоподъемного оборудования и такелажных средств, квалификации обслуживающего персонала, веса и конфигурации транспортируемого груза, доступности складских площадок и др.).

Ключевые слова: мобильная канатная дорога, самоходное шасси, весовая производительность.

Дата принятия к публикации: 10.10.2022
Дата публикации: 10.03.2023

Сведения об авторах:

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

ORCID: 0000-0003-0380-5456

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

Abstract. Single-span mobile pendulum-type ropeways formed by two coupled self-propelled wheeled chassis of high load capacity and cross-country capability are a promising type of transport and reloading equipment under difficult operating conditions. This article discusses the problem of assessing the weight productivity of such mobile ropeways under various technological options and modes of their operation. A computational method for determining the productivity within the area of the possible use of mobile ropeways is presented, characterized by the magnitude of the span and the angle of inclination of the line of the carrying-traction rope between the terminal points of the route, as well as the weight of the transported cargo. It is shown that the weight productivity significantly depends on the duration of loading and reloading operations and therefore is a variable characteristic of a mobile ropeway, depending on the specific operating conditions (used lifting and rigging equipment, the qualifications of the service personnel, the weight and configuration of the transported cargo, the availability of storage sites, etc.).

Keywords: mobile ropeway, self-propelled chassis, weight productivity.

Date of acceptance for publication: 10.10.2022
Date of publication: 12.03.2023

Authors' information:

Alexander V. Lagerev - Doctor of Technical Sciences, Professor, Vice director of Research Institute of Fundamental and Applied Research, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, e-mail: bsu-avl@yandex.ru.

ORCID: 0000-0003-0380-5456

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

строения», e-mail: 32.6909@mail.ru

Лагереv Игорь Александрович – доктор технических наук, доцент, проректор по инновационной работе ФГБОУ ВПО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», e-mail: lagerev-bgu@yandex.ru.

ORCID: 0000-0002-0921-6831

†
†
†
†
†
†
†
†
†

Igor A. Lagerev - Doctor of Technical Sciences, Assistant Professor, Vice rector for Innovations, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, e-mail: lagerev-bgu@yandex.ru.

ORCID: 0000-0002-0921-6831

Благодарности

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

Acknowledgements

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

1. Введение

В настоящее время научные исследования функциональных возможностей мобильных канатных дорог являются актуальными и представляют не только научный, но и практический интерес [1]. Это обусловлено рядом технико-экономических причин, связанных с возможностью эффективного использования мобильных подвесных канатных дорог на основе мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов при проведении погрузочно-разгрузочных, транспортных и перегрузочно-переправочных операций в заранее не обустроенных или труднодоступных местностях со сложным природным рельефом, обеспечивая при этом оперативное развертывание необходимых технологических средств [2]. В настоящее время они рассматриваются в качестве перспективного вида подъемно-транспортной техники [1 - 3]. Высокая мобильность данного типа грузовых канатных транспортных систем обусловлена их размещением на специальных многоосных шасси высокой грузоподъемности и проходимости базовых колесных или гусеничных машин многоцелевого назначения, выпускаемых как отечественной (КАМАЗ, Брянский и Уральский автомобильные заводы), так и зарубежной (Беларусь, Германия, Италия, Китай, Нидерланды, США, Франция, Швеция, Япония) промышленностью [3, 4].

Общий вид типичной однопролетной мобильной канатной дороги маятникового типа на основе мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов на базе самоходных колесных шасси или прицепов (полуприцепов) показан на рис. 1 [5]. Возмож-

ные варианты конструктивного исполнения мобильных канатных комплексов, их классификация, их достоинства и недостатки, а также основы компоновки и проектирования рассмотрены в [3].

Для эксплуатирующихся в настоящее время подвесных канатных дорог характерна стационарность размещения опорных конструкций вдоль трассы канатной дороги. Применительно к таким стационарным канатным дорогам, функциональной обязанностью которых является транспортное обслуживание какого-либо конкретного технологического производства или технологического процесса (например, работы горнорудного или энергетического предприятия, предприятия строительных материалов или агропромышленного производства [6 - 13]), первостепенной технической характеристикой является весовая производительность канатной дороги C_{rv} . Методики расчета и расчетные зависимости для оценки весовой производительности стационарных грузовых канатных дорог разработаны в ряде исследований, например, в [6]. Они основаны на общих подходах к оценке производительности машин непрерывного транспорта, в частности, конвейеров различных типов [14 - 16], и машин циклического действия, в частности, строительных и дорожных машин [17, 18].

2. Методика расчета

В основу разработки методики расчета производительности мобильных канатных дорог также целесообразно положить подходы, уже апробированные для оценки производительности стационарных грузовых подвесных канатных дорог, но учитывающие

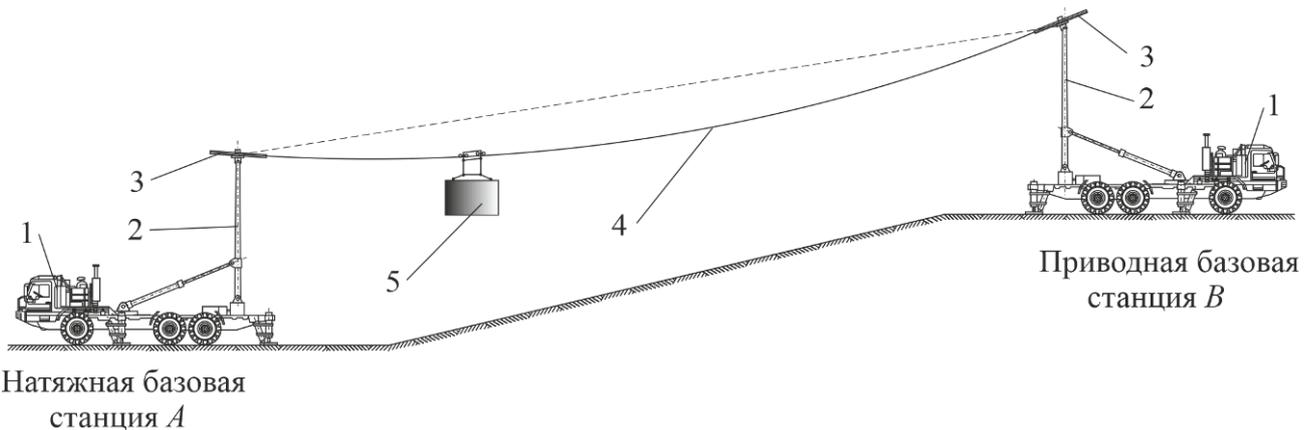


Рис. 1. Общий вид однопролетной мобильной канатной дороги маятникового типа на базе двух сопряженных мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов [5] (1 – базовая станция; 2 – концевая опора; 3 – канатный шкив; 4 – несущий-тяговый канат; 5 – транспортируемый груз)

специфику конструкции, условий и режимов функционирования именно однопролетных мобильных канатных дорог маятникового типа.

Учитывая установленный в [19] факт отличия кинематических характеристик перемещения груза в зависимости от его направления (от натяжной базовой станции к приводной или от приводной базовой станции к натяжной), расчетная зависимость для оценки весовой производительности (в т/ч) однопролетной мобильной канатной дороги маятникового типа может быть выражена следующими соотношениями:

- при перемещении грузов разного веса в обоих направлениях

$$C_{rw} = \frac{3,6(G_{c,AB} + G_{c,BA})}{\tau_{mov,AB} + \tau_{mov,BA} + 2\tau_{lu}}; \quad (1)$$

- при перемещении груза в направлении от натяжной базовой станции А до приводной базовой станции В

$$C_{rw,AB} = \frac{3,6G_{c,AB}}{\tau_{mov,AB} + \tau_{0mov} + \tau_{lu}}; \quad (2)$$

- при перемещении груза в направлении от приводной базовой станции В до натяжной базовой станции А

$$C_{rw,BA} = \frac{3,6G_{c,BA}}{\tau_{0mov} + \tau_{mov,BA} + \tau_{lu}}, \quad (3)$$

где $G_{c,AB}$, $G_{c,BA}$ – вес груза, транспортируемого в направлении от А к В и от В к А; $\tau_{mov,AB}$, $\tau_{mov,BA}$ – продолжительность транс-

портирования груза $G_{c,AB}$ в направлении от А к В и груза $G_{c,BA}$ в направлении от В к А; τ_{0mov} – продолжительность возвратного перемещения грузозахватного устройства без транспортируемого груза ($G_{c,AB} = G_{c,BA} = 0$).

Продолжительности $\tau_{mov,AB}$ и $\tau_{mov,BA}$ транспортирования груза $G_{c,AB}$ в направлении от А к В и груза $G_{c,BA}$ в направлении от В к А могут быть определены с помощью следующих зависимостей:

$$\tau_{mov,AB} = \frac{\xi_k L_{rp}}{v_{kW,AB} \cos \alpha_{sl}} + \frac{v_{kW,AB}}{2} \left(\frac{1}{a_{k,su}} - \frac{1}{a_{k,br}} \right);$$

$$\tau_{mov,BA} = \frac{\xi_k L_{rp}}{v_{kW,BA} \cos \alpha_{sl}} + \frac{v_{kW,BA}}{2} \left(\frac{1}{a_{k,su}} - \frac{1}{a_{k,br}} \right),$$

где $v_{kW,AB}$, $v_{kW,BA}$ – расчетные наибольшие возможные скорости перемещения несущего-тягового каната при транспортировании груза в направлении от А к В и в направлении от В к А, определенные при тяговом расчете мобильной канатной дороги с помощью компьютерной программы [20] в соответствии с расчетной методикой, разработанной в [19].

Не учитывая длительность стадий нестационарного движения транспортируемого груза (в случае большого пролета L_{rp} или значительных величин ускорений $a_{k,su}$ и $a_{k,br}$, а также малых значений линейной ско-

рости несущего-тягового каната v_k), продолжительности $\tau_{mov,AB}$ и $\tau_{mov,BA}$ приближенно определяются как:

$$\tau_{mov,AB} \approx \frac{\xi_k L_{rp}}{v_{kW,AB} \cos \alpha_{sl}};$$

$$\tau_{mov,BA} \approx \frac{\xi_k L_{rp}}{v_{kW,BA} \cos \alpha_{sl}}.$$

В связи с небольшим собственным весом грузозахватного устройства его возвратное перемещение может производиться с предельно допустимой линейной скоростью $[v_k]_{\max}$, вследствие чего продолжительность τ_{0mov} может быть определена с помощью следующей зависимости:

$$\tau_{0mov} = \frac{\xi_k L_{rp}}{[v_k]_{\max} \cos \alpha_{sl}} + \frac{[v_k]_{\max}}{2} \left(\frac{1}{a_{0k,su}} - \frac{1}{a_{0k,br}} \right),$$

$$C_{rw} = \frac{3,6(G_{c,AB} + G_{c,BA})}{\frac{\xi_k L_{rp}}{\cos \alpha_{sl}} \left(\frac{1}{v_{kW,AB}} + \frac{1}{v_{kW,BA}} \right) + \frac{v_{kW,AB} + v_{kW,BA}}{2} \left(\frac{1}{a_{k,su}} - \frac{1}{a_{k,br}} \right) + 2\tau_{lu}}$$

или приближенно

$$C_{rw} \approx \frac{3,6(G_{c,AB} + G_{c,BA})}{\frac{\xi_k L_{rp}}{\cos \alpha_{sl}} \left(\frac{1}{v_{kW,AB}} + \frac{1}{v_{kW,BA}} \right) + 2\tau_{lu}};$$

- при перемещении груза в направлении от натяжной базовой станции А до приводной базовой станции В

$$C_{rw,AB} = 3,6G_{c,AB} \left[\frac{\xi_k L_{rp}}{v_{kW,AB} \cos \alpha_{sl}} \left(\frac{1}{v_{kW,AB}} + \frac{1}{[v_k]_{\max}} \right) + \frac{v_{kW,AB}}{2} \left(\frac{1}{a_{k,su}} - \frac{1}{a_{k,br}} \right) + \frac{[v_k]_{\max}}{2} \left(\frac{1}{a_{0k,su}} - \frac{1}{a_{0k,br}} \right) + \tau_{lu} \right]^{-1}$$

или приближенно

$$C_{rw,AB} \approx \frac{3,6G_{c,AB}}{\frac{\xi_k L_{rp}}{\cos \alpha_{sl}} \left(\frac{1}{v_{kW,AB}} + \frac{1}{[v_k]_{\max}} \right) + \tau_{lu}};$$

- при перемещении груза в направлении от приводной базовой станции В до натяжной базовой станции А

$$C_{rw,BA} = 3,6G_{c,BA} \left[\frac{\xi_k L_{rp}}{v_{kW,BA} \cos \alpha_{sl}} \left(\frac{1}{v_{kW,BA}} + \frac{1}{[v_k]_{\max}} \right) + \right.$$

где $a_{0k,su}$, $a_{0k,br}$ - линейное ускорение несущего-тягового каната на стадии разгона и стадии торможения при возвратном перемещении грузозахватного устройства без транспортируемого груза.

Не учитывая длительность стадий нестационарного движения при перемещении грузозахватного устройства, продолжительность τ_{0mov} приближенно составляет:

$$\tau_{0mov} \approx \frac{\xi_k L_{rp}}{[v_k]_{\max} \cos \alpha_{sl}}.$$

Таким образом, расчетные зависимости (1) – (3) для оценки весовой производительности (в т/ч) однопролетной мобильной канатной дороги маятникового типа могут быть выражены следующими соотношениями:

- при перемещении грузов разного веса в обоих направлениях

$$\left. + \frac{v_{kW,BA}}{2} \left(\frac{1}{a_{k,su}} - \frac{1}{a_{k,br}} \right) + \frac{[v_k]_{\max}}{2} \left(\frac{1}{a_{0k,su}} - \frac{1}{a_{0k,br}} \right) + \tau_{lu} \right]^{-1}$$

или приближенно

$$C_{rw,BA} \approx \frac{3,6G_{c,BA}}{\frac{\xi_k L_{rp}}{\cos \alpha_{sl}} \left(\frac{1}{v_{kW,BA}} + \frac{1}{[v_k]_{\max}} \right) + \tau_{lu}}$$

Расчет по приближенным соотношениям дает завышенные оценки весовой производительности мобильной канатной дороги C_{rw} , $C_{rw,AB}$ и $C_{rw,BA}$.

Расчет по точным соотношениям, учитывающий длительность стадий нестационарного движения при перемещении груза и грузозахватного устройства, может выполняться, если величина пролета мобильной канатной дороги удовлетворяет следующим условиям:

- при перемещении грузов в обоих направлениях

$$L_{rp} \geq \max \left\{ \frac{v_{k,AB}^2 \cos \alpha_{sl}}{2} \left(\frac{1}{a_{k,su}} - \frac{1}{a_{k,br}} \right); \frac{v_{k,BA}^2 \cos \alpha_{sl}}{2} \left(\frac{1}{a_{k,su}} - \frac{1}{a_{k,br}} \right) \right\};$$

- при перемещении груза в направлении от натяжной базовой станции А до приводной базовой станции В

$$L_{rp} \geq \max \left\{ \frac{v_{k,AB}^2 \cos \alpha_{sl}}{2} \left(\frac{1}{a_{k,su}} - \frac{1}{a_{k,br}} \right); \frac{[v_k]_{\max}^2 \cos \alpha_{sl}}{2} \left(\frac{1}{a_{0k,su}} - \frac{1}{a_{0k,br}} \right) \right\};$$

- при перемещении груза в направлении от приводной базовой станции В до натяжной базовой станции А

$$L_{rp} \geq \max \left\{ \frac{v_{k,BA}^2 \cos \alpha_{sl}}{2} \left(\frac{1}{a_{k,su}} - \frac{1}{a_{k,br}} \right); \frac{[v_k]_{\max}^2 \cos \alpha_{sl}}{2} \left(\frac{1}{a_{0k,su}} - \frac{1}{a_{0k,br}} \right) \right\}.$$

На рис. 2 применительно к случаю перемещения грузов в обоих направлениях представлены результаты расчета минимального пролета L_{rp} , при превышении которого

можно использовать точные соотношения для определения весовой производительности мобильной канатной дороги C_{rw} , $C_{rw,AB}$ и $C_{rw,BA}$.

3. Обсуждение результатов

Для мобильной канатной дороги маятникового типа рассматриваемая техническая характеристика - весовая производительность - не имеет такого практического значения как для стационарных канатных дорог. Это обусловлено тем, что мобильные канатные дороги являются транспортными системами с ограниченным сроком использования на одном месте развертывания и предназначены для выполнения специальных транспортных задач, для которых первостепенное значение имеет сам факт доставки необходимого груза потребителю. Кроме того, специфика эксплуатации мобильной канатной дороги маятникового типа заключается также и в том, что ее весовая производительность определяется не только временем перемещения транспортируемого груза τ_{mov} или возвратного перемещения незагруженного грузозахватного устройства τ_{0mov} , но и в значительной степени она определяется длительностью погрузочно-разгрузочных операций τ_{lu} , затрачиваемой на обслуживание одного груза в конечных точках трассы канатной дороги.

Длительность τ_{lu} зависит от ряда разнообразных условий, которые исходно не могут быть однозначно определены. В частности, на величину τ_{lu} оказывают влияние географические и климатические условия, состав и квалификация обслуживающего персонала, состав средств механизации погрузочно-разгрузочных процессов и количественные значения их технических характеристик, габаритные параметры и физико-механические свойства перемещаемых ГРУ

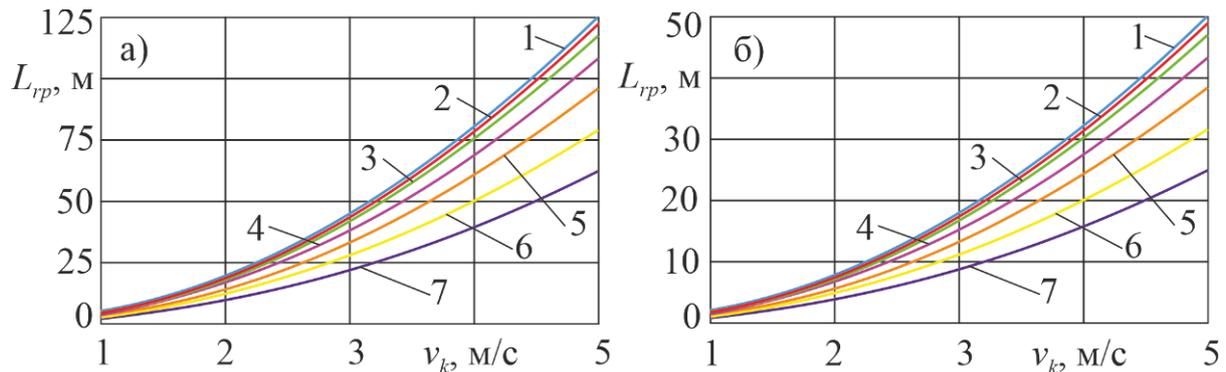


Рис. 2. Минимальный пролет при использовании точных соотношений для определения весовой производительности мобильной канатной дороги: а – $a_{0k,su} = |a_{0k,br}| = 0,2 \text{ м/с}^2$; б – $a_{0k,su} = |a_{0k,br}| = 0,5 \text{ м/с}^2$ (1 – $\alpha_{sl} = 5^\circ$; 2 – $\alpha_{sl} = 10^\circ$; 3 – $\alpha_{sl} = 20^\circ$; 4 – $\alpha_{sl} = 30^\circ$; 5 – $\alpha_{sl} = 40^\circ$)

зов, технические характеристики складских площадок и их доступность и др. Поэтому на этапе проектирования невозможно определить фактическую производительность мобильной канатной дороги, так как фактическое значение C_{rw} , $C_{rw,AB}$ или $C_{rw,BA}$ определяется в каждом конкретном случае, исходя из конкретных условий эксплуатации и их влияния на длительность погрузочно-разгрузочных операций τ_{lu} .

Таким образом, фактическое значение C_{rw} для конкретной мобильной канатной дороги может принимать различные значения в широком диапазоне. Поэтому на этапе проектирования мобильной канатной дороги для оценки ее весовой производительности целесообразно выполнять несколько расчетов для нескольких различных значений длительности погрузочно-разгрузочных операций τ_{lu} .

Теоретическая (максимальная) производительность мобильной канатной дороги достигается в том случае, когда длительность погрузочно-разгрузочных операций $\tau_{lu} = 0$. В этом случае, учитывая выражения (1) – (3), теоретическая весовая производительность мобильной канатной дороги вычисляется с помощью следующих зависимостей:

- при перемещении грузов разного веса в обоих направлениях

$$C_{rw}^t = \frac{3,6(G_{c,AB} + G_{c,BA})}{\tau_{mov,AB} + \tau_{mov,BA}};$$

- при перемещении груза в направлении от натяжной базовой станции А до приводной базовой станции В

$$C_{rw,AB}^t = \frac{3,6G_{c,AB}}{\tau_{mov,AB} + \tau_{0mov}};$$

- при перемещении груза в направлении от приводной базовой станции В до натяжной базовой станции А

$$C_{rw,BA}^t = \frac{3,6G_{c,BA}}{\tau_{0mov} + \tau_{mov,BA}}.$$

С увеличением длительности погрузочно-разгрузочных операций весовая производительность мобильной канатной дороги быстро уменьшается от наибольшего значения, соответствующего C_{rw}^t (рис. 3). Одновременно наблюдается сближение графиков $C_{rw}(L_{rp})$ для различных величин углов наклона α_{sl} , причем при меньших значениях веса транспортируемого груза указанное сближение происходит при меньших продолжительностях τ_{lu} .

На рис. 4 показаны линии равных значений весовой производительности $C_{rw}^t = const$ и $C_{rw,\tau_{lu}=300s}$ (в т/ч) в пределах областей возможного использования базового варианта мобильной канатной дороги. Оценка конфигурации и размеров областей возможного использования базового варианта мобильной канатной дороги в пространстве параметров $(L_{rp} - \alpha_{sl})$ при различных значениях веса транспортируемого груза G_c была выполнена с помощью компьютерной программы [21].

Наблюдается снижение величины производительности в направлении роста пролета L_{rp} и увеличения угла наклона α_{sl} . Наиболее

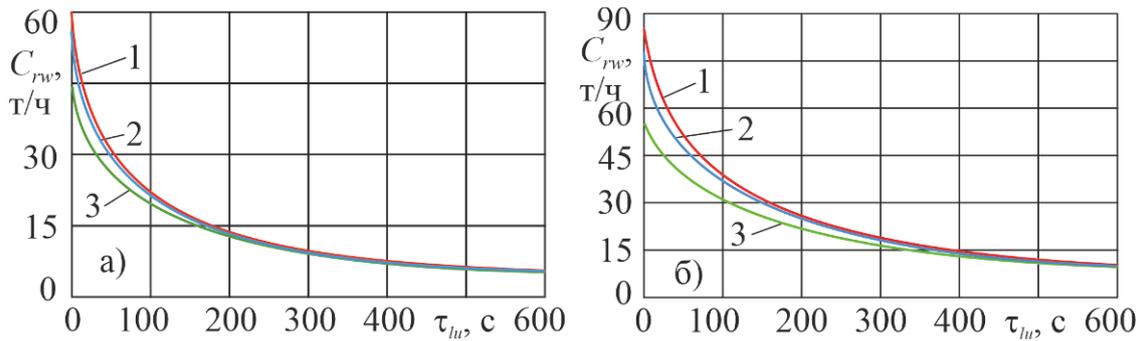


Рис. 3. Зависимость весовой производительности мобильной канатной дороги от длительности погрузочно-разгрузочных операций (для $L_{rp} = 150$ м):
 а – $G_c = 10$ кН; б – $G_c = 20$ кН (1 – $\alpha_{sl} = 10^\circ$; 2 – $\alpha_{sl} = 30^\circ$; 3 – $\alpha_{sl} = 50^\circ$)

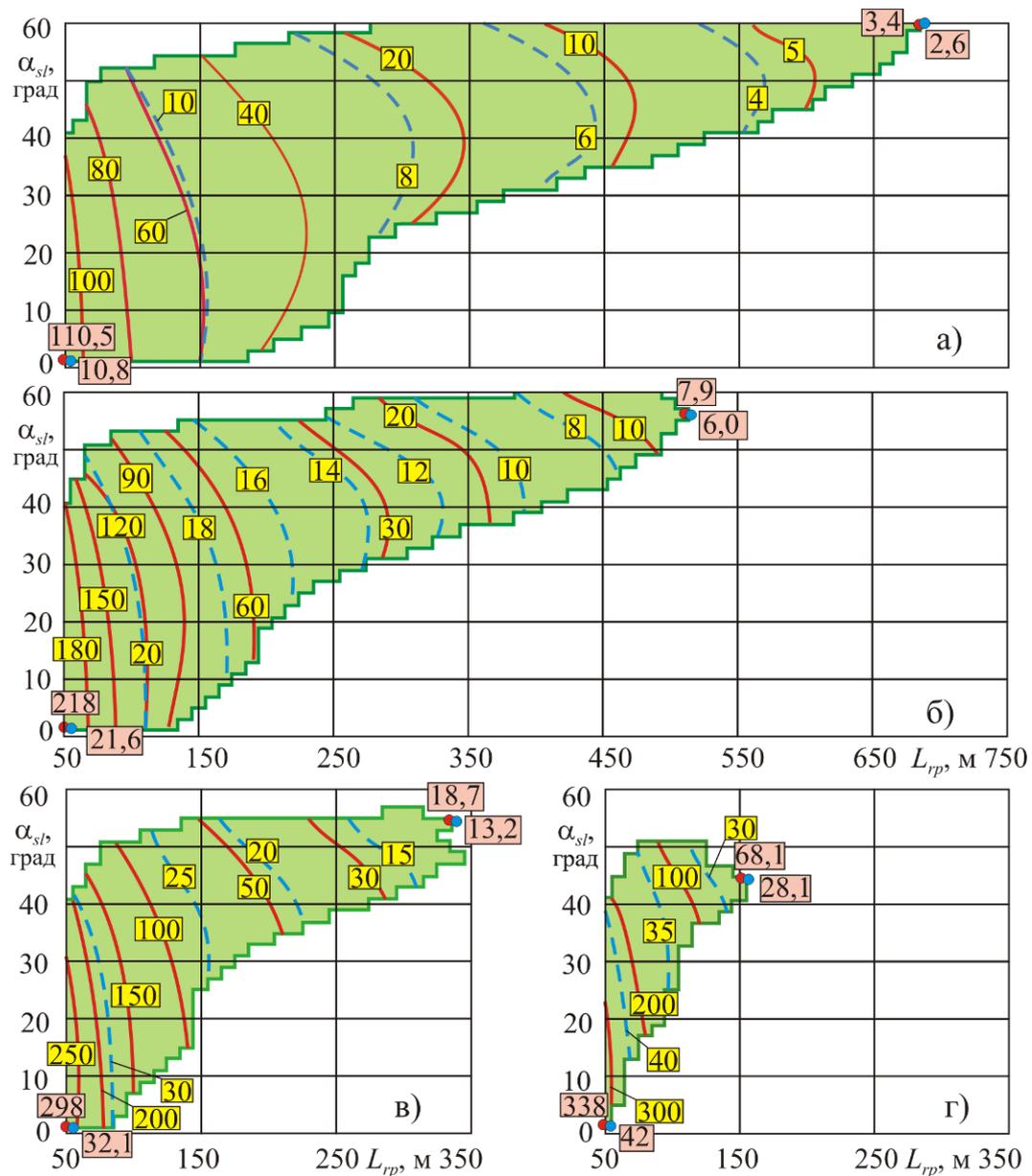


Рис. 4. Линии равных значений весовой производительности канатной дороги (в т/ч) для базового варианта мобильной канатной дороги: а – $G_c = 10$ кН; б – $G_c = 20$ кН; в – $G_c = 30$ кН; г – $G_c = 40$ кН (— — C_{rw}^t ; - - - - $C_{rw, \tau_{lu} = 300s}$)

интенсивное снижение C_{rw}^t наблюдается в зоне меньших значений L_{rp} и α_{sl} (рис. 5, а, б), тогда как учет длительности погрузочно-разгрузочных операций приводит к искажению графика зависимости $C_{rw}(L_{rp})$ по сравнению с графиком зависимости $C_{rw}^t(L_{rp})$: наиболее интенсивное снижение C_{rw} может наблюдаться в

зоне больших значений L_{rp} (рис. 5, в, г), причем трансформация графика $C_{rw}^t(L_{rp})$ вогнутой формы в график вида $C_{rw}(L_{rp})$ выпуклой формы проходит через стадию линейной зависимости $C_{rw}(L_{rp})$ (рис. 5, г).

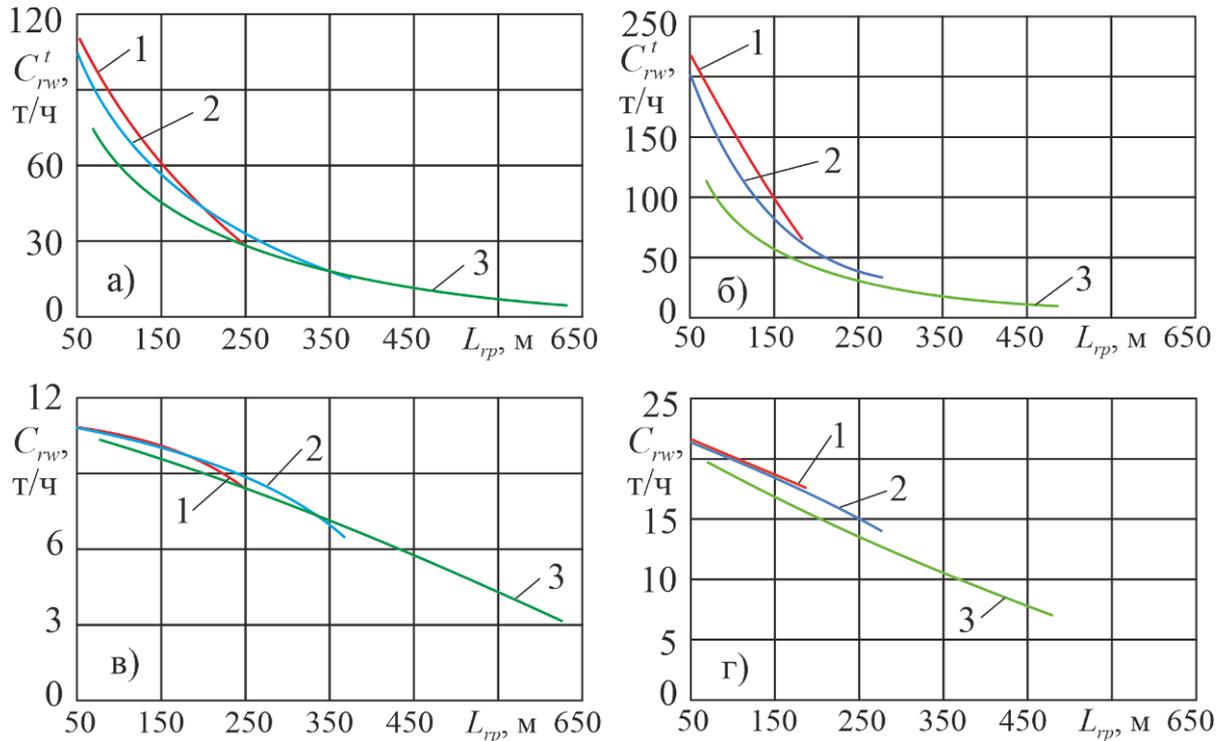


Рис. 5. Изменение весовой производительности канатной дороги C_{rw}^t и $C_{rw, \tau_{lu}=300s}$

в зависимости от длины трассы базового варианта мобильной канатной дороги:

- а – C_{rw}^t , $G_c = 10$ кН; б – C_{rw}^t , $G_c = 20$ кН; в – $C_{rw, \tau_{lu}=300s}$, $G_c = 10$ кН; г – $C_{rw, \tau_{lu}=300s}$, $G_c = 20$ кН
 (1 – $\alpha_{sl} = 10^\circ$; 2 – $\alpha_{sl} = 30^\circ$; 3 – $\alpha_{sl} = 50^\circ$)

Анализ рис. 3 показывает, что при $\tau_{lu} > 500 \dots 600$ с различие весовой производительности мобильной канатной дороги с различными углами наклона α_{sl} оказывается практически незначимым. При этом график $C_{rw}(L_{rp})$ приобретает весьма пологую форму с малым уменьшением величины C_{rw} при дальнейшем увеличении продолжительности τ_{lu} . Поэтому значение $C_{rw, \tau_{lu}=600s}(L_{rp})$ можно использовать в качестве расчетной минимальной весовой производительности мобильной канатной дороги для заданного про-

лета L_{rp} и веса транспортируемого груза G_c . На рис. 6 приведены графики $C_{rw, \tau_{lu}=600s}(L_{rp})$ для базового варианта мобильной канатной дороги.

4. Заключение

Методика расчета весовой производительности однопролетных мобильных канатных дорог маятникового типа на основе мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов на базе самоходных колесных шасси или прицепов (полуприцепов) ба-

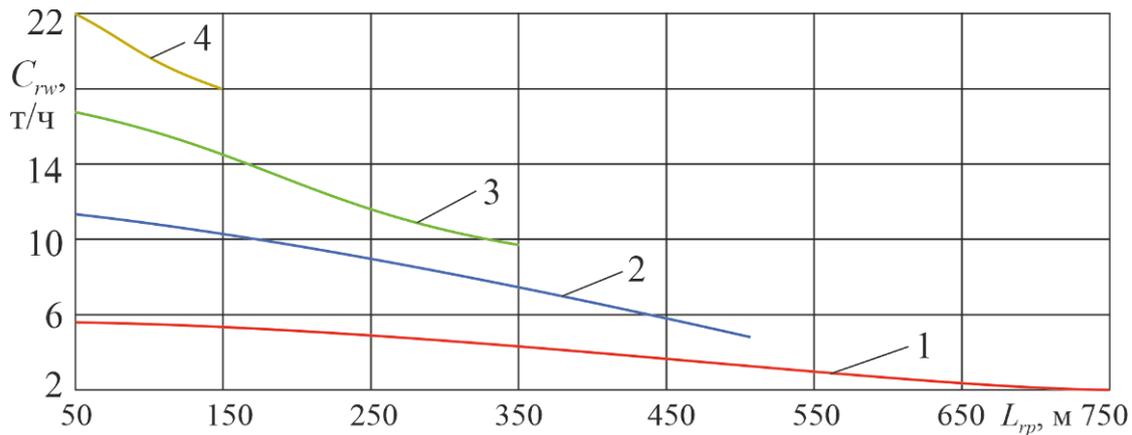


Рис. 6. Расчетная минимальная весовая производительность при транспортировке грузов различного веса для базового варианта мобильной канатной дороги (1 – $G_c = 10$ кН; 2 – $G_c = 20$ кН; 3 – $G_c = 30$ кН; 4 – $G_c = 40$ кН)

зовых колесных или гусеничных машин многоцелевого назначения высокой грузоподъемности и проходимости базируется на общих подходах к оценке производительности стационарных грузовых подвесных канатных дорог и шире – на общих подходах к оценке производительности транспортирующих машин и оборудования непрерывного и циклического действия. Тем не менее, она учитывает те специфические особенности конструкции, условий и режимов функционирования, которые характерны именно для однопролетных мобильных канатных дорог маятникового типа.

Весовая производительность, как техническая характеристика транспортирующего оборудования, для мобильных канатных до-

рог маятникового типа не представляет столь значительного интереса как в случае грузовых стационарных канатных дорог, долговременно обслуживающих редко меняющиеся технологические процессы. Весовая производительность мобильных канатных дорог в значительной степени определяется продолжительностью погрузочно-разгрузочных операций, вследствие чего один и тот же комплект мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов может иметь в различных условиях эксплуатации различную, зачастую значительно отличающуюся весовую производительность при транспортировке различных грузов и использовании различных типов погрузочно-разгрузочного оборудования и такелажных средств.

Список литературы

1. Степченко Т.А., Бабич О.В. Результаты научных исследований Брянского государственного университета в сфере мобильных транспортно-перегрузочных канатных систем и комплексов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2021. № 1. С. 9-29. DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-01-09-29

2. Степченко Т.А., Бабич О.В. Результаты научных исследований Брянского государственного университета в 2021 году в сфере проектирования и моделирования рабочих процессов в мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексах // Научно-технический вестник Брян-

References

1. Stepchenko T.A., Babich O.V. Results of scientific research of Bryansk State University in the sphere of mobile transportation and handling rope systems and ropeways. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2021, No.1, pp. 9-29. DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-01-09-29. (In Russian)

2. Stepchenko T.A., Babich O.V. The results of scientific research of Bryansk State University in 2021 in the field of design and modeling of work processes in mobile transport and overloading rope complexes. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2022, No.1,

ского государственного университета. 2022. № 1. С. 7-26. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-01-07-26

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

4. Кочнев Е.Д. Энциклопедия военных автомобилей 1769-2006. М.: За рулем, 2006. 640 с.

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

6. Дукельский А.И. Подвесные канатные дороги и кабельные краны. М.-Л.: Машиностроение, 1966. 484 с.

7. Walker S.C. Mine Winding and Transport. Amsterdam: Elsevier Science Publishers B.V., 1988. 546 p.

8. Земсков А.Н., Оверин А.А., Бехер А.В. Вторая жизнь грузовых подвесных канатных дорог в горнодобывающей промышленности России и Средней Азии // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2019. № 3. С. 175–183. DOI: 10.25018/0236-1493-2019-03-0-175-183.

9. Fruhstuck H. Die Anwendung des RopeCon® Systems fur den Transport von Bauxit // Berg- und Huttenmannische Monatshefte. 2013. Vol. 158. № 8. P. 339–342. DOI 10.1007/s00501-013-0173-5

10. Gromov E.V., Bilin A.L., Belogorodtsev O.V., and Nagovitsyn G.O. Substantiation of Mining-and-Transportation System Type and Parameters for Mining of Ore Deposits in the Conditions of the on the Kola Peninsula // Journal of Mining Science. 2018. Vol. 54. № 4. P. 591–598. DOI: 10.1134/S1062739118044051

11. Yadav S.N., Khura T.K. Techno-Economic Feasibility Study of Low Cost Gravity Ropeway for Carrying Agricultural Produce in Hilly Terrain // Agricultural Engineering Today. 2015. Vol.39. №4. P. 1-8.

pp. 7-26. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-01-07-26. (In Russian)

3. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Tarichko V.I. *Konstruktsii i osnovy proektirovaniya mobilnykh transportno-peregruzochnykh kanatnykh kompleksov* [Structures and design fundamentals of mobile transporting and overloading rope facilities]. Bryansk, RISO BGU, 2020. 207 p. (In Russian)

4. Kochnev E.D. *Entsiklopediya voennykh avtomobiley 1769-2006* [Encyclopedia of Military Vehicles 1769-2006]. Moscow, OOO Knizhnoe izdatelstvo Za rulem, 2006. 640 p. (In Russian)

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

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

7. Walker S.C. Mine Winding and Transport. Amsterdam, Elsevier Science Publishers B.V., 1988. 546 p.

8. Zemskov A.N., Overin A.A., Bekher A.V. Vtoraya zhizn gruzovykh podvesnykh kanatnykh dorog v gornodobyvayushchey promyshlennosti Rossii i Sredney Azii. *Gornyy informtsionno-analiticheskiy byulleten*, 2019, No.3, pp. 175–183. DOI: 10.25018/0236-1493-2019-03-0-175-183. (In Russian)

9. Fruhstuck H. Die Anwendung des RopeCon® Systems fur den Transport von Bauxit. *Berg- und Huttenmannische Monatshefte*, 2013, Vol. 158, No.8, pp. 339–342. DOI 10.1007/s00501-013-0173-5

10. Gromov E.V., Bilin A.L., Belogorodtsev O.V., Nagovitsyn G.O. Substantiation of Mining-and-Transportation System Type and Parameters for Mining of Ore Deposits in the Conditions of the on the Kola Peninsula. *Journal of Mining Science*, 2018, Vol. 54, No. 4, pp. 591–598. DOI: 10.1134/S1062739118044051

11. Yadav S.N., Khura T.K. Techno-

12. Bonde U.G., Porate K.B., Dhawale D.D. Performance Analysis of VFD Fed Aerial Ropeway System in Coal Handling Plant at CSTPS, Chandrapur - A Case Study // *Int. Journal of Engineering Research and Application*. 2016. Vol. 6. №7. P. 38-42.
13. Baral L.B., Nakarmi J.J., Poudyal K.N., Karki N.R., Nalmpantis D. Gravity and muscle force operated surface ropeway: an efficient, cheap, and eco-friendly transport mode for mountainous countries // *The European physical journal plus*. 2019. Vol.134. №55. DOI 10.1140/epjp/i2019-12438-0
14. Зенков Р.Л., Ивашков И.И., Колобов Л.Н. Машины непрерывного транспорта. М.: Машиностроение, 1987. 432 с.
15. Лагереv А.В., Толкачев Е.Н. Математическая модель конвейера с подвесной лентой, распределенным приводом и вертикально замкнутой трассой // *Вестник Брянского государственного технического университета*. 2014. № 3(43). С. 44-52. DOI: 10.5281/zenodo.1302231
16. McGuire P.M. *Conveyors. Application, Selection, and Integration*. Boca Raton: Taylor & Francis Group, 2010. 182 p.
17. Недорезов И.А., Савельев А.Г. Машины строительного производства. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2012. 119 с.
18. Баловнев В.И. Определение оптимальных параметров и выбор землеройных машин в зависимости от условий эксплуатации. М.: МАДИ (ГТУ), 2010. 134 с.
19. Лагереv А.В., Лагереv И.А., Таричко В.И. Определение усилий натяжения канатов при эксплуатации мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. 2022. № 3. С. 194-210. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-03-194-210
20. Лагереv А.В., Лагереv И.А. Тяговый расчет мобильной канатной дороги на базе самоходных шасси. - Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2022667507. - Зарегистрир. в Реестре программ для ЭВМ 21.09.2022. Бюл. № 10.
21. Лагереv А.В., Лагереv И.А. Определение области возможного использования мобильной канатной дороги на базе само-
- † Economic Feasibility Study of Low Cost Gravity Ropeway for Carrying Agricultural Produce in Hilly Terrain. *Agricultural Engineering Today*, 2015, Vol. 39, No. 4, pp. 1-8.
- † 12. Bonde U.G., Porate K.B., Dhawale D.D. Performance Analysis of VFD Fed Aerial Ropeway System in Coal Handling Plant at CSTPS, Chandrapur - A Case Study. *Int. Journal of Engineering Research and Application*, 2016. Vol.6, No.7, pp. 38-42.
- † 13. Baral L.B., Nakarmi J.J., Poudyal K.N., Karki N.R., Nalmpantis D. Gravity and muscle force operated surface ropeway: an efficient, cheap, and eco-friendly transport mode for mountainous countries. *The European physical journal plus*, 2019, Vol.134, No.55. DOI 10.1140/epjp/i2019-12438-0
- † 14. Zenkov R.L., Ivashkov I.I., Kolobov L.N. *Mashiny nepreryvnogo transporta* [Continuous Transport Machines]. Moscow, Mashinostroenie, 1987. 432 p. (In Russian)
- † 15. Lagerev A.V., Tolkachev E.N. Mathematical model of a special conveyor with suspended belt and distributed drive. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2014, No.3, pp. 44-52. DOI: 10.5281/zenodo.1302231 (In Russian)
- † 16. McGuire P.M. *Conveyors. Application, Selection, and Integration*. Boca Raton, Taylor & Francis Group, 2010. 182 p.
- † 17. Nedorezov I.A., Savelev A.G. *Mashiny stroitel'nogo proizvodstva* [Construction production machines]. Moscow, Izdatelstvo MG TU im. N.E. Bauman, 2012. 119 p.
- † 18. Balovnev V.I. *Opredelenie optimalnykh parametrov i vybor zemleroynykh mashin v zavisimosti ot usloviy ekspluatatsii* [Determination of optimal parameters and selection of earthmoving machines depending on operating conditions]. Moscow, MADI (GTU), 2010. 134 p.
- † 19. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Tarichko V.I. Determination of tension forces of ropes during the operation of mobile transport and reloading rope complexes. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2022, No.3, pp. 194-210. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-03-194-210 (In Russian)
- † 20. Lagerev A.V., Lagerev I.A. *Tyagovyy*

ходных шасси. - Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2022680690. - Зарегистрир. в Реестре программ для ЭВМ 03.11.2022. Бюл. № 11.

† *raschet mobilnoy kanatnoy dorogi na baze samokhodnykh shassi. Svidetelstvo o gosudarstvennoy registratsii programm dlya EVM* [Traction calculation of a mobile ropeway based on self-propelled chassis. The Certificate on official registration of the computer program]. No. 2022667507, 2022. (In Russian)

† 21. Lagerev A.V., Lagerev I.A. *Opredelenie oblasti vozmozhnogo ispolzovaniya mobilnoy kanatnoy dorogi na baze samokhodnykh shassi. Svidetelstvo o gosudarstvennoy registratsii programm dlya EVM* [Determination of the area of possible use of a mobile ropeway based on self-propelled chassis. The Certificate on official registration of the computer program]. No. 2022680690, 2022. (In Russian)

РЕЗУЛЬТАТЫ ДИНАМИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПОПЕРЕЧНОЙ
УСТОЙЧИВОСТИ МАЛОТОННАЖНОГО ФУРГОНА
ПРИ КРИВОЛИНЕЙНОМ ДВИЖЕНИИRESULTS OF DYNAMIC SIMULATION OF THE LATERAL STABILITY
OF A LIGHT VAN WHEN CURVILINEAR MOVEMENTНикитин Г.С., Тинт Наинг Вин
Nikitin G.S., Tint Naing WinКалужский филиал Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана
(Калуга, Россия)

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

Аннотация. В статье приведены результаты разработки методики и реализации динамического моделирования в программной среде SolidWorks Motion 2016 изменения угла крена кузова фургона Газель Next при активном маневрировании и на повороте с использованием рычажно-электромагнитной системы стабилизации в сравнении с рычажной. Была разработана методика динамического моделирования с целью анализа изменения угла крена цельнометаллического фургона ГАЗель NEXT в режиме движения при повороте и интенсивном маневрировании с рычажным стабилизатором и с использованием системы рычажно-электромагнитной стабилизации. В результате исследований было выявлено уменьшение угла крена цельнометаллического фургона Газель Next на режимах движения при активном маневрировании и на поворотах с использованием системы рычажно-электромагнитной стабилизации относительно установленной на примере ГАЗель NEXT - рычажной. Предложенным методом динамического моделирования была доказана эффективность использования рычажно-электромагнитной системы стабилизации при повороте и активном маневрировании, по сравнению со стандартными рычажными стабилизаторами на основе сравнения углов крена первого и второго варианта.

Ключевые слова: поперечная устойчивость, стабилизатор поперечной устойчивости; электромагнитный стабилизатор

Дата принятия к публикации: 21.11.2022
Дата публикации: 10.03.2023

Сведения об авторах:

Никитин Геннадий Сергеевич – кандидат технических наук, доцент кафедры «Колесные машины и прикладная механика» Калужского филиала ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)»,
e-mail: main.port@inbox.ru

Тинт Наинг Вин – аспирант кафедры «Колесные машины и прикладная механика» Калужского филиала ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (на-

Abstract. The article presents the results of developing a methodology and implementing dynamic modeling in the SolidWorks Motion 2016 software environment for changing the body roll angle of the Gazelle Next van during active maneuvering and turning using a lever-electromagnetic stabilization system in comparison with a lever stabilizer system. A dynamic modeling technique was developed to analyze the change in the roll angle of the Gazelle NEXT all-metal van in the driving mode when turning and intensive maneuvering with a lever and using a lever-electromagnetic stabilization system). As a result of the research, a decrease in the roll angle of the Gazelle Next all-metal van was revealed in driving modes with active maneuvering and cornering using the lever-electromagnetic stabilization system relative to that installed on the example of the Gazelle NEXT - lever. The proposed method of dynamic modeling proved the effectiveness of using a lever-electromagnetic stabilization system when turning and active maneuvering, compared with standard lever stabilizers based on a comparison of the roll angles of the first and second options.

Keywords: lateral stability, anti-roll bar; electromagnetic stabilizer.

Date of acceptance for publication: 21.11.2022
Date of publication: 10.03.2023

Authors' information:

Gennady S. Nikitin – Candidate Technical Sciences, Associate Professor of the Department “Wheeled vehicles and Applied Mechanics” at Kaluga Branch of Bauman Moscow State Technical University.
e-mail: main.port@inbox.ru

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

циональный исследовательский университет)»,
e-mail: tintnaingwin1990@gmail.com
ORCID: 0000-0001-8473-1545

†
†
†
†
ORCID: 0000-0001-8473-1545

1. Введение

Опрокидывание или скольжение скоростных грузовиков является одной из основных форм дорожно-транспортных происшествий. Поперечная устойчивость грузовых автомобилей в процессе интенсивного движения на поворотах и при маневрировании в значительной степени определяет безопасность движения и сохранность жизни человека и груза [1, 2].

Основным недостатком применения обычного рычажного стабилизатора поперечной устойчивости является снижение хода подвески, недостаточная плавность хода и комфортность передвижения. Также рычажный стабилизатор не предполагает применение системы автоматического управления положением кузова на поворотах [3-5].

В последнее время на легковых автомобилях более высокого класса стали применять активные стабилизаторы: электрические и гидравлические, которые обеспечивают более эффективное выравнивание автомобиля на поворотах и при маневрировании [1,4]. Результаты обзора показывают, что электромеханические стабилизаторы отличают более простая конструкция, быстрое время отклика и низкий расход энергии, чем у гидравлических стабилизаторов. Исходя из этого была предложена новая система рычажно-электромагнитной поперечной стабилизации.

Экспериментальная часть исследований была выполнена методом динамического моделирования поперечного крена кузова фургона в программной среде SolidWorks Motion 2016. Была разработана методика динамического моделирования с целью анализа изменения угла крена цельнометаллического фургона ГАЗель NEXT в режиме движения при повороте с рычажным стабилизатором и с использованием системы рычажно-электромагнитной стабилизации. Предложенным методом динамического моделирования был выполнен анализ изменения угла крена кузова цельнометаллического фургона ГАЗель NEXT при интенсивном маневриро-

вании, как с рычажным стабилизатором, так и с использованием рычажно-электромагнитной системы.

Целью данной работы является анализ результатов динамического моделирования поперечного крена кузова фургона в программной среде SolidWorks Motion 2016, по вариантам с использованием рычажно-электромагнитной системы стабилизации в сравнении с рычажным стабилизатором для повышения устойчивости малотоннажного грузового фургона ГАЗель NEXT на поворотах и при маневрировании.

2. Материалы и методики

В результате теоретических исследования была разработана схема электромагнитного стабилизатора, предназначенного для применения в конструкции коммерческих фургонов грузоподъемностью от 1,2 до 3 т. Дополнительные электромагнитные стабилизаторы (рис.1) выполнены в виде низковольтного электромагнита с подвижным сердечником двустороннего рабочего действия. Для усиления стабилизирующего эффекта от опрокидывания был предложен режим совместного действия противоположных электромагнитных стабилизаторов в противофазе. Так, при выталкивании штока со стороны крена выполняется подъем кузова для его выравнивания, и в это время с другой стороны шток электромагнитного стабилизатора вытягивается и опускает кузов, что повышает эффективность выравнивания кузова путем совместного усилия двух электромагнитных стабилизаторов.

Электропитание электромагнитных стабилизаторов обеспечивается от бортовой сети с напряжением 12 В с последующим преобразованием этого значения в 36 В. Базой для установки электромагнитного стабилизатора был выбран цельнометаллический фургон ГАЗель NEXT грузоподъемностью 1,2 т, с полной массой 3,5 т.

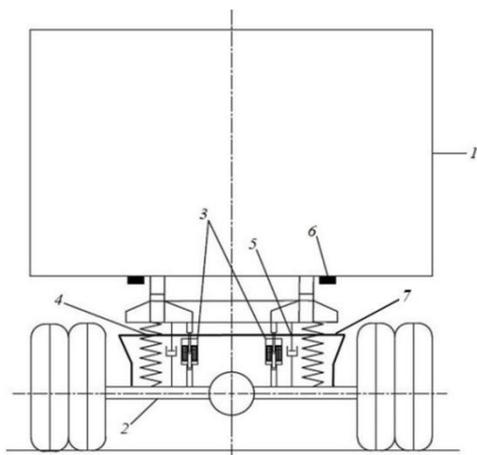


Рис. 1. Общая схема электромагнитного стабилизатора поперечной устойчивости заднего моста (1 – кузов, 2 – мост, 3 – электромагнитный стабилизатор, 4 – подвеска, 5 – амортизатор, 6 – датчик высоты кузова, 7 – рычажный стабилизатор поперечной устойчивости)

Для проверки эффективности выбранной схемы стабилизации была разработана методика динамического моделирования, на основании которой были проведены исследования процесса движения автомобиля с системой рычажно-электромагнитной поперечной стабилизации и без нее на повороте и при активном маневрировании.

Методика реализована в программной среде SolidWorks 2016. Так на первом этапе была построена твердотельная 3D-модель цельнометаллического фургона ГАЗель NEXT (рис. 2). Она включает в себя основные узлы и агрегаты, определяющие инерционные характеристики автомобиля, такие как: рама 1, кузов 2, груз 3, двигатель 4, коробка передач 5, топливный бак 6, карданные валы 7, а также передняя подвеска 8, задний мост 9 и колеса 10 (рис. 2). Так как вес остальных деталей и узлов во много раз меньше, чем у выше перечисленных, было принято решение заменить их действие на динамическую модель эквивалентными силами, приложенными в местах крепления данных элементов.

Для проведения динамических исследований были построены 3D-модели дорожно-го полотна с заданной кривизной поворота и маневрирования, по которым двигалась мо-

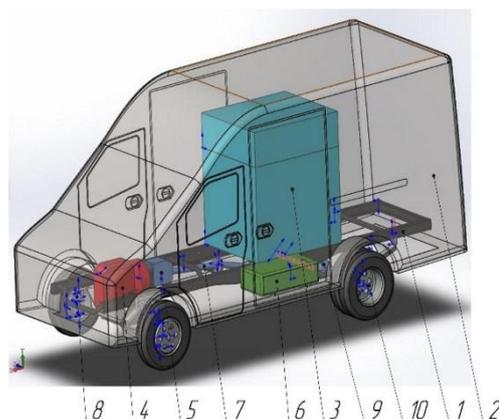


Рис. 2. 3D-модель цельнометаллического фургона ГАЗель NEXT (1 – рама, 2 – кузов, 3 – груз, 4 – двигатель, 5 – коробка передач, 6 – топливный бак, 7 – карданные валы, 8 – передняя подвеска, 9 – задний мост; 10 – колеса)

дель фургона. Первая модель представляла собой поворот, радиус которого в ходе опытов менялся в диапазоне от 30 м до 80 м. Вторая модель – это прямой участок дороги для проведения экспериментов с активным маневрированием. В качестве материала дорог использовался асфальт.

Далее по предложенной методике 3D-модели цельнометаллического фургона и дороги загружались в модуль для динамического исследования в SolidWorks Motion 2016, где в настройках контактов твердых тел задавалось взаимодействие между дорогой и колесами автомобиля [6] с коэффициентом трения скольжения 0,6. После этого в динамической модели настраивались передние пружины и задние рессоры с соответствующими коэффициентами жесткости подвески фургона ГАЗель NEXT с использованием системы рычажно-электромагнитной стабилизации или с рычажными стабилизаторами. С помощью модуля «демпферы» задавались амортизаторы с точками привязки в местах, соответствующих конструкции машины. Длина амортизатора в сжатом состоянии задавалась 365 мм, ход поршня 220 мм, номинальное усилие на сжатие 490 Н. Действие рычажно-электромагнитной системы стабилизации и рычажных стабилизаторов в процессе движения было заменено двумя парами эквивалентных сил, приложенных к пе-

редним рычагам и заднему мосту. Масса перевозимого груза составляла 1,2 тонны.

3. Динамическое моделирование

Исследования изменения угла крена кузова методом динамического моделирования в программной среде SolidWorks Motion 2016 осуществлялись в четыре этапа.

На первом этапе экспериментальных исследований определялась зависимость продольной устойчивости цельнометаллического фургона ГАЗель NEXT от режимов движения при повороте с базовым рычажным стабилизатором (рис. 3).

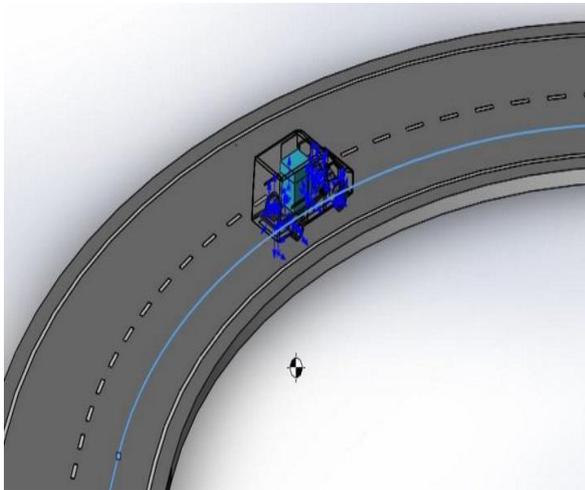


Рис. 3. Схема движение фургона ГАЗель NEXT при повороте

Для этого в динамической модели радиус поворота дороги поочередно устанавливались значения: 30, 40, 50, 60, 70 и 80 м, а также скорости движения фургона: 20, 30, 40 и 50 км/ч (рис. 4). В ходе каждого эксперимента фиксировалась максимальная величина угла крена кузова, которая впоследствии заносилась в табл. 1.

На втором этапе экспериментальных исследований определялись углы крена фургона ГАЗель NEXT при движении на повороте с использованием системы рычажно-электромагнитной стабилизации (рис. 5).

Как и на первом этапе, радиус поворота дороги и скорости движения фургона устанавливались прежними. Работа системы электромагнитной стабилизации заменялась

эквивалентной парой сил, приложенной к местам крепления электромагнитов.

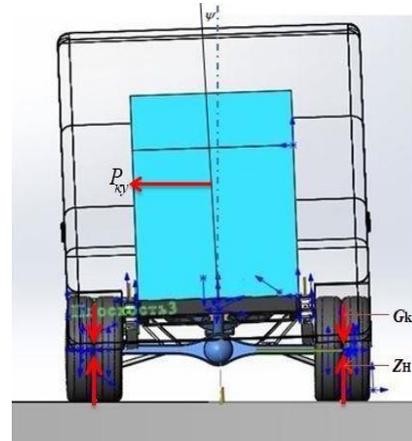


Рис. 4. Схема движение фургона ГАЗель NEXT при повороте с базовым рычажным стабилизатором (ψ – угол крена кузова; G_k – сила тяжести фургона; Z_H – нормальные реакции; $P_{кy}$ – поперечная сила)

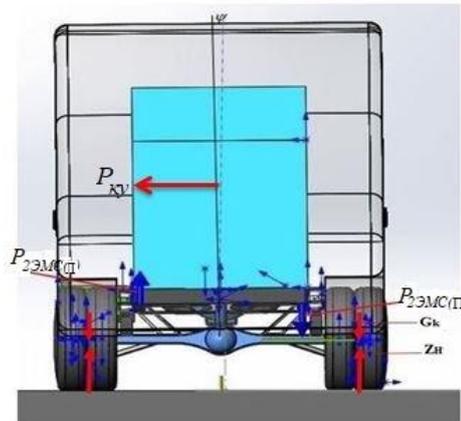


Рис. 5. Движение фургона ГАЗель NEXT в повороте с использованием системы рычажно-электромагнитной стабилизации ($P_{2ЭМС(П)}$ – подъемные усилия левого и правого электромагнитного стабилизатора; G_k – сила тяжести фургона; Z_H – нормальные реакции; ψ – угол крена кузова; G_k – сила тяжести фургона, Z_H – нормальные реакции)

В ходе каждого эксперимента также фиксировались величины угла крена кузова, которые впоследствии заносились в табл. 2.

Третий этап заключался в определении продольной устойчивости цельнометаллического фургона ГАЗель NEXT от режимов движения при активном маневрировании с

базовым рычажным стабилизатором (рис. 6, 7).

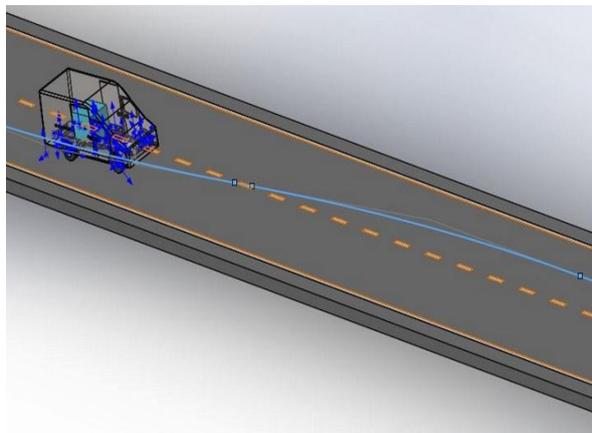


Рис. 6. Активное маневрирование фургона ГАЗель NEXT

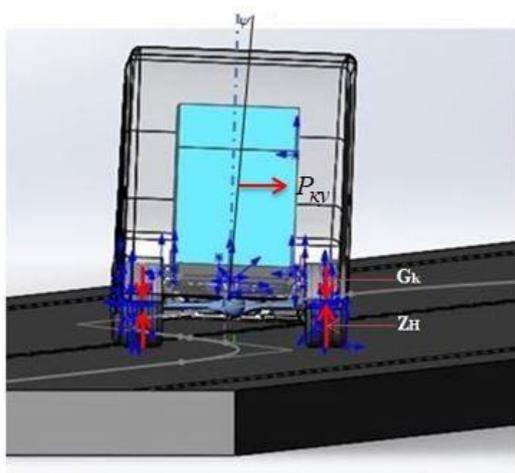


Рис. 7. Активное маневрирование фургона ГАЗель NEXT с базовым рычажным стабилизатором (ψ – угол крена кузова; G_k – сила тяжести фургона; Z_H – нормальные реакции; P_{ky} – поперечная сила)

Для этого в динамической модели задавалась скорость движения автомобиля при маневрировании: 50 км/ч, 60 км/ч, 70 км/ч, 80 км/ч, а скорость поворота управляемых колес изменялась в пределах от 0,05 до 0,25 рад/с (рис. 6, 7). Значение угла крена кузова с базовым рычажным стабилизатором (рис. 7) замерялось при каждом сочетании этих факторов и заносилось в табл. 3.

Четвертый этап исследований заключался в определении зависимости продольной устойчивости цельнометаллического фургона

ГАЗель NEXT, оборудованного электромагнитными стабилизаторами, при активном маневрировании (рис. 8).

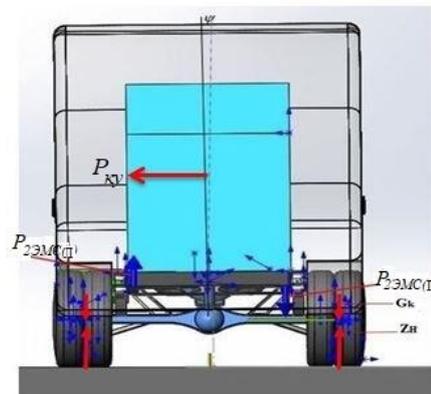


Рис. 8. Активное маневрирование фургона ГАЗель NEXT с использованием системы рычажно-электромагнитной стабилизации ($P_{zEMC(L)}$ – подъемные усилия левого и правого электромагнитного стабилизатора; G_k – сила тяжести фургона; Z_H – нормальные реакции; ψ – угол крена кузова)

Аналогично третьему этапу устанавливались режимы движения. Работа системы электромагнитной стабилизации заменялась эквивалентной парой сил, приложенной к местам крепления электромагнитов. Результаты опытов записывались в табл. 4.

4. Результаты моделирования и их обсуждение

Анализ результатов первого этапа моделирования показывает, что при повороте угол крена кузова фургона ГАЗель NEXT с базовым рычажным стабилизатором растет с увеличением скорости автомобиля и уменьшается с увеличением радиуса поворота (табл. 1). На максимальной скорости 50 км/ч угол крена изменяется в пределах от 2,5 до 4,3 градусов при значениях радиуса поворота от 80 м до 30 м соответственно. В тоже время, при минимальном радиусе поворота 30 м угол крена меняется в диапазоне от 2,9 до 4,3 град при скорости 20...50 км/ч. Исходя из вышесказанного, можно сделать вывод о том, что стандартные рычажные стабилизаторы не могут полностью устранить угол поперечного крена кузова при повороте, а на

предельных режимах движения с высокой скоростью и маленьким радиусом его значения приближаются к максимально допустимой конструкцией углу крена в 6 град. Все это приводит к ухудшению управляемости и увеличению динамической нагрузки на отдельные узлы и детали автомобиля, а также снижает устойчивость перевозимого груза.

Таблица 1
Угол крена кузова (в град) ГАЗель NEXT с базовым рычажным стабилизатором на повороте

Радиус поворота автомобиля, м	Скорость автомобиля, км/ч			
	50	40	30	20
80	2,5	2,1	1,6	1,2
70	2,9	2,4	1,9	1,5
60	3,4	2,7	2,4	1,8
50	3,7	3,1	2,6	2,3
40	3,9	3,5	3	2,6
30	4,3	3,8	3,4	2,9

В ходе динамических исследований, проведенных на втором этапе, было выявлено, что угол крена кузова фургона ГАЗель NEXT оборудованного электромагнитными стабилизаторами также растет с увеличением скорости автомобиля и уменьшается с увеличением радиуса поворота (табл. 2). Однако на максимальной скорости 50 км/ч угол крена изменяется в пределах 0,12...0,21 град, при радиусе поворота 80...30 м. При минимальном радиусе поворота 30 м угол крена меня-

Таблица 2
Угол крена кузова (в град) ГАЗель NEXT с использованием системы рычажно-электромагнитной стабилизации на повороте

Радиус поворота автомобиля, м	Скорость автомобиля, км/ч			
	50	40	30	20
80	0,12	0,11	0,09	0,061
70	0,13	0,12	0,10	0,083
60	0,14	0,13	0,11	0,098
50	0,16	0,14	0,13	0,110
40	0,19	0,17	0,14	0,130
30	0,21	0,19	0,17	0,15

ется в диапазоне 0,15...0,21 град при скорости 20...50 км/ч.

На основании результатов первых двух этапов динамических исследований можно сделать вывод, что применение в конструкции электромагнитных стабилизаторов позволяет уменьшить угол крена кузова на всех режимах движения в повороте практически до нуля, за счет чего обеспечится более высокая управляемость автомобиля, а также устойчивость и сохранность перевозимого груза.

Анализ результатов третьего этапа динамического моделирования показывает, что при активном маневрировании угол крена кузова фургона ГАЗель NEXT с базовыми рычажными стабилизаторами растет с увеличением скорости автомобиля и скорости поворота управляемых колес (табл. 3). На максимальной скорости 80 км/ч угол крена изменяется в пределах от 0,89 до 5,12 град, при скорости поворота управляемых колес от 0,05 до 0,25 рад/с соответственно. Исходя из вышесказанного, можно сделать вывод о том, что фургон ГАЗель NEXT со стандартными рычажными стабилизаторами при активном маневрировании обладает недостаточной устойчивостью.

Таблица 3
Угол крена кузова (в град) ГАЗель NEXT с базовым рычажным стабилизатором при маневрировании

Угловая скорость поворота управляемых колес, рад/с	Скорость автомобиля, км/ч			
	80	70	60	50
0,05	0,89	0,58	0,42	0,31
0,1	1,34	1,12	0,82	0,61
0,15	4,58	3,56	2,63	2,12
0,2	4,63	4,12	3,21	2,76
0,25	5,12	4,56	3,82	3,41

Динамические исследования, проведенные на четвертом этапе, показывают, что при активном маневрировании можно уменьшить угол крена кузова фургона ГАЗель NEXT за счет применения электромагнитных стабилизаторов. В таком случае при скоро-

сти маневрирования 80 км/ч и скорости поворота управляемых колес 0,05...0,25 рад/с угол крена будет находиться в пределах от 0,15 до 1,2 град (табл. 4).

Таблица 4
Угол крена кузова (в град) ГАЗель NEXT с использованием системы рычажно-электромагнитной стабилизации при маневрировании

Угловая скорость поворота управляемых колес, рад/с	Скорость автомобиля, км/ч			
	80	70	60	50
0,05	0,15	0,12	0,09	0,06
0,1	0,26	0,23	0,16	0,10
0,15	0,31	0,27	0,19	0,15
0,2	0,4	0,35	0,31	0,19
0,25	1,2	0,46	0,9	0,3

Полученные результаты показали актуальность и объективность предложенной методики динамического моделирования, которая показала, что система рычажно-электромагнитной стабилизации позволяет повысить поперечную устойчивость фургона, как на повороте, так и при маневрировании.

Список литературы

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

2. Zhou G.X.M., Lan F.C., Chen J.Q. Research on Analysis and Optimization Design of Coach roll-over Based on FEM Technology // Modern Manufacturing

Заключение

1. Проведена разработка и апробация методики динамического моделирования в модуле SolidWorks Motion для исследования угла крена кузова на примере грузового фургона ГАЗель NEXT с оборудованием дополнительными электромагнитными стабилизаторами и без них на различных режимах движения при маневрировании и на повороте.

2. Полученные результаты моделирования показали, что при повороте цельнометаллического фургона ГАЗель NEXT с базовым рычажным стабилизатором со скоростью 20...50 км/ч угол крена кузова составил 1,2...4,3°, а при использовании дополнительных электромагнитных стабилизаторов позволяет уменьшить эти значения до 0,06...0,21°.

3. При активном маневрировании на скорости 50...80 км/ч с базовым рычажным стабилизатором угол крена варьируется в диапазоне 0,3...5,12°, а с использованием системы рычажно-электромагнитной стабилизации снижается до 0,06...1,2°. Таким образом, разработка методики и применение динамического моделирования позволили установить, что применение в конструкции цельнометаллического фургона ГАЗель NEXT системы рычажно-электромагнитной стабилизации позволяет в несколько раз повысить поперечную устойчивость при повороте и активном маневрировании, обеспечивая тем самым повышение безопасности движения транспортного средства.

References

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

2. Zhou G.X.M., Lan F.C., Chen J.Q. Research on Analysis and Optimization Design of Coach roll-over Based on FEM Technology. *Modern Manufacturing Engineering*, 2010,

Engineering. 2010. Vol.5. P.115.

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

4. Пат. 47811 Российская федерация, МПК В60G 21/00. Стабилизатор поперечной устойчивости транспортного средства / Полищенко Ф.В., Матвейчук А.А.; заявитель и патентообладатель Общество с ограниченной ответственностью “ТехноМастер”. №2005108751, заявл. 28.03.2005; опубл. 10.09.2005.

5. Тинт Наинг Вин, Алакин В.М. Разработка методики обоснования конструкции и рабочих параметров рычажно-электромагнитной системы стабилизации поперечной устойчивости грузовых фургонов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2022. №2. С. 142-149.

6. Алямовский А.А. SolidWorks Simulation: Инженерный анализ для профессионалов: задачи, методы, рекомендации // М.: ДМК Пресс, 2015.

† Vol. 5, pp. 115/

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

† 4. Patent RU 47811 *Stabilizator poperechnoy ustoychivosti transportnogo sredstva* [Anti-roll bar of the vehicle]. Polishchenko F.V., Matveychuk A.A. Declared 28.03.2005. Published 10.09.2005.

† 5. Tint Naing Win, Alakin V.M. Development of a method for substantiation of the design and working parameters of a lever-electromagnetic stabilizer of lateral stability system for stabilization of the transverse stability of cargo vans. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2022, No.2, pp. 142-149 (In Russian)

† 6. Alyamovsky A.A. *SolidWorks Simulation: Inzhenernyy analiz dlya professionalov: zadachi, metody, rekomendatsii* [SolidWorks Simulation: Engineering Analysis for Professionals: Tasks, Methods, Recommendations]. Moscow, DMK Press, 2015. 562 p. (In Russian)

УДК (UDC) 621.778.1

КОНТРОЛЬ КАНАТОВ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ МАШИН С КАНАТНОЙ ТЯГОЙ

CONTROL OF ROPES DURING THE OPERATION OF MACHINES WITH ROPE TRACTION

Панфилов А.В., Короткий А.А., Иванов Б.Ф., Юсупов А.Р.
Panfilov A.V., Korotkiy A.A., Ivanov B.F., Yusupov A.R.Донской государственный технический университет (Ростов-на-Дону, Россия)
Don State Technical University (Rostov-on-Don, Russian Federation)

Аннотация. Рассмотрены методы проведения контроля канатов при эксплуатации подъемных сооружений, лифтов, грузовых и пассажирских канатных дорог, фуникулеров и других машин с канатной тягой. Указано, что главным показателем технического состояния канатов является появление, развитие и взаимодействие дефектов, которые снижают прочность канатов, способствуют их разрушению и, соответственно, аварийной ситуации. Выполнен анализ существующих методов контроля канатов, описаны конструкции дефектоскопов, с помощью которых можно проводить оценку технического состояния канатов в процессе эксплуатации. Установлено, что одним из перспективных методов контроля стальных канатов является оптический на основе технологий машинного зрения и искусственного интеллекта.

Ключевые слова: дефекты канатов, методы контроля, дефектоскоп.

Дата принятия к публикации: 15.11.2022
Дата публикации: 10.03.2023

Сведения об авторах:

Панфилов Алексей Викторович – кандидат технических наук, доцент кафедры «Эксплуатация транспортных систем и логистика» ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет», e-mail: panfilov@ikcmysl.ru
ORCID 0000-0001-7211-1824

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: 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: 0000-0001-9080-5520

Юсупов Александр Рашидович – старший преподаватель кафедры «Робототехника и мехатроника» ФГБОУ ВО «Донской государственный технический университет», e-mail: temple_black@mail.ru
ORCID: 0000-0003-2179-616X

Abstract. The methods of rope control during the operation of lifting structures, elevators, freight and passenger cable cars, funiculars and other machines with cable traction are considered. It is indicated that the main indicator of the technical condition of ropes is the appearance, development and interaction of defects that reduce the strength of ropes, contribute to their destruction and, accordingly, an emergency situation. The analysis of existing methods of rope control is carried out, the designs of flaw detectors are described, with the help of which the technical condition of ropes can be assessed during operation. It is established that one of the promising methods of control of steel ropes is optical based on machine vision and artificial intelligence technologies.

Keywords: rope defects, control methods, flaw detector.

Date of acceptance for publication: 15.11.2022
Date of publication: 10.03.2023

Authors' information:

Aleksey V. Panfilov - Cand.Sci. (Eng.), associate professor, associate professor of the Operation of transport systems and logistics Department at Don State Technical University, e-mail: panfilov@ikcmysl.ru
ORCID: 0000-0001-7211-1824

Anatoly A. Korotkiy - Dr. Sci., Professor, Head of Department "Operation of Transport Systems and Logistics" at Don State Technical University, e-mail: korot@novoch.ru
ORCID: 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: 0000-0001-9080-5520

Aleksandr R. Yusupov - Senior Lecturer of the Department of Robotics and Mechatronics at the Don State Technical University, e-mail: temple_black@mail.ru
ORCID: 0000-0003-2179-616X

1. Введение

Стальные канаты являются наиболее важными и ответственными элементами современных подъемных сооружений, лифтов, пассажирских и грузовых канатных дорог, фуникулеров. Они широко используются на шахтных подъемных установках, буровых вышках, судовых кранах, морских трубоукладчиках и др. От технического состояния стальных канатов во многом зависит надежность эксплуатируемой техники, а, главное, безопасность пассажиров, обслуживающего персонала и третьих лиц. Количество машин с канатной тягой, находящихся в эксплуатации на территории России, составляет более одного миллиона единиц.

Долговечность каната определяется геометрическими параметрами, конструктивными особенностями, физико-механическими характеристиками, технологией изготовления, рациональным выбором конструкций в зависимости от условий работы, качеством исходных материалов, четким выполнением требований изготовителя, содержащихся в руководстве по эксплуатации машины, методами проводимого контроля их состояния в процессе эксплуатации.

Канат является неремонтируемым элементом машин с канатной тягой. Во время работы под действием технологических, конструктивных и эксплуатационных факторов на поверхности каната возникают и развиваются повреждения, которые можно классифицировать: по изменению геометрии каната (диаметра, шага свивки, длины каната), по наличию наружных (видимых) дефектов (износ, коррозия, обрывы проволок или пряди), по температурному воздействию (действие электрического тока или удар молнии), по деформационным признакам («волнистость», «выпучивание» проволок или прядей), а также дефекты проволок внутренних слоев каната - потеря металлической части поперечного сечения (потеря внутреннего сечения), вызванные обрывами, механическим износом, контактными смятием и коррозией.

Описание дефектов стальных канатов, вероятные причины их появления, способы

обнаружения, критерии и нормы их браковки имеются в нормативной, технической, справочной литературе [1-7] и других источниках информации.

Указанные дефекты при их развитии и взаимодействии способствуют снижению прочности, приводят к разрушению каната. В связи с этим возрастает значение своевременного контроля стальных канатов, проводимого в процессе технического обслуживания и других процедур, осуществляемых в процессе эксплуатации машин с канатной тягой.

2. Методы и приборное обеспечение для контроля стальных канатов

Для своевременного обнаружения дефектов и повреждений канатов, независимо от типа машин с канатной тягой, предусмотрено проведение контроля, входящего в техническое обслуживание машин, регламентированное руководством по эксплуатации машины, согласно которому канаты должны подвергаться ежедневным, периодическим и внеплановым осмотрам.

Ежедневный осмотр осуществляется обслуживающим персоналом до начала работы. Периодические осмотры выполняются специалистами эксплуатирующей организации, ответственными за исправное состояние машин, ежемесячно (или чаще), внеплановые осмотры проводятся в ходе проведения технических освидетельствований, после капитальных ремонтов машин, при их диагностике или экспертизе промышленной безопасности.

При осуществлении проверки и диагностики канатов используются следующие виды неразрушающего контроля: визуальный, инструментальный, визуальнометрический, дефектоскопический, деформационный и оптический [8].

Визуальный метод контроля [9] состоит из осмотра каната по его длине и в местах его заделки на предмет наличия дефектов, определяемых глазом человека. Этот метод, в сочетании с инструментальным, используется при проведении плановых и внеплановых производственных осмотров.

При инструментальном контроле выполняются замеры дефектных участков по всей длине каната мерительным инструментом или измерительными приборами.

Измерение диаметра и шага свивки каната связано с перераспределением внутренних напряжений между проволоками и прядями, даже незначительные отклонения от номинальных значений сигнализируют о возможности образования дефектов – износа наружных проволок, деформации каната, повреждений сердечника и др.

Визуально-измерительный контроль является наиболее распространенным способом обнаружения дефектов в стальных канатах. Его применяют повсеместно при техническом обслуживании, диагностике, в контрольной и надзорной деятельности. Визуально-измерительный контроль стальных канатов проводится при малых скоростях их движения (до 0,5 м/сек) с использованием зеркал для детального рассмотрения объекта со всех сторон [7]. Операции по оценке технического состояния канатов осуществляются на высоте, в стесненных условиях и ограниченной освещенности, иногда при использовании параллельно расположенных канатов (например, в лифтах). Наблюдение за движущимся канатом более 15 минут теряет способность оценивать информации о дефектах, характеризующиеся многочисленными браковочными показателями. Соответственно, существует риск пропуска дефекта, способного привести к необратимым последствиям. Недостатком визуально-измерительного контроля является невозможность обнаружения внутренних дефектов канатов. В настоящее время предлагаются многочисленные способы технических решений этой проблемы, но они не нашли практического применения из-за конструктивной сложности и высокой стоимости оборудования.

Дефектоскопический метод, в основном, предназначен для оценки внутреннего сечения канатов. К этому методу следует отнести электромагнитную дефектоскопию, ультразвуковую, акустический, рентгенографический, радиографический, вихревых токов, вибрационный и другие виды контроля.

Из перечисленных способов наибольшее распространение и совершенствование сегодня получила электромагнитная дефектоскопия, до начала осуществления которой проводят визуальный осмотр наружной поверхности каната, для выявления внешних дефектов, препятствующих прохождению каната в дефектоскопе, и удаляют их. В конструкциях этих дефектоскопов используются два режима возбуждения: метод переменного магнитного поля с использованием индуктивных катушек, применяемый для обнаружения и измерения потери внутреннего сечения, а также метод возбуждения постоянного магнитного поля с применением датчиков Холла, который предназначен для контроля внутреннего сечения каната и обнаружения локальных наружных дефектов [10].

Для обеспечения самостоятельного перемещения по несущему канату маятниковой пассажирской канатной дороги и повышения чувствительности выявления дефектов предложена конструкция электромагнитного дефектоскопа [11], основанная на принципе действия линейного двигателя, когда функции реактивной полосы выполняет неподвижный канат.

При установке дефектоскопа на канат на обмотки намагничивающей системы подается переменное напряжение. Движение магнитного потока способствует перемещению дефектоскопа. При обнаружении обрыва проволоки магниточувствительные элементы, расположенные в точке наибольшей напряженности магнитного поля, улавливают всплеск гармонических составляющих и направляют сигнал на регистрирующее устройство.

К недостаткам электромагнитной дефектоскопии следует отнести сложность расшифровки дефектограмм, невозможность контроля структурных дефектов, наружного износа и коррозии проволок, температурного воздействия, отсутствие возможности определения дефектов мест заделок концов канатов.

Ультразвуковой метод дефектоскопии является достаточно перспективным для контроля стальных канатов. Прибор состоит из компьютера, усилителя, передатчика,

приемника и ультразвуковой измерительной системы [12-14]. Волна, направляемая с передатчика вдоль продольной оси каната, отражается при прохождении через дефект. После сбора и анализа сигнала, поступающего на приемник, специалисты получают данные о наружных или внутренних дефектах контролируемого каната.

Способ контроля канатов с использованием акустической эмиссии относится к переходным волновым процессам. Датчики акустической эмиссии могут преобразовывать упругие волны в электрические сигналы на основе пьезоэлектрического эффекта, тогда на основе анализа электрических сигналов можно определить характер повреждений каната [15-17].

Наиболее качественно этот метод может использоваться для идентификации обрывов проволок канатов.

Нужно отметить, что такие способы как рентгенографический, радиографический, ультразвуковой, акустической эмиссии, вихревых токов, вибрационный, не нашли широкого практического применения при контроле стальных канатов. Их надежность требует дальнейших теоретических и экспериментальных исследований.

Деформационный метод контроля представляет собой оценку состояния каната по полученным в результате эксплуатации линейным или угловым деформациям в виде изменения диаметра, шага свивки каната, появления «волнистости», «выпучивание» проволок и др.

Примером деформационной диагностики канатов является дефектоскоп реализующий деформационный метод оценки прочности подъемных канатов глубоких шахт по величине относительной деформации кручения на шаге свивки каната [18].

В [19-24] представлены конструкции дефектоскопов, относящихся к деформационному методу контроля.

Информационный метод контроля представляет собой применение конструкций канатов, содержащих интегрированные в его структуру элементы-индикаторы, сигнализирующие об их разрушении и образовании соответствующего дефекта.

Один из способов реализации информационного метода описан в [25], где предложена конструкция каната с органическим сердечником, содержащим вплетенные в него электронные маркеры – RFID транспондеры с числом антенн не менее количества зазоров. Дефекты каната выявляются по потере сигнала от маркеров, что свидетельствует об изменении шага свивки каната. На рис. 1 показана конфигурация такого каната.

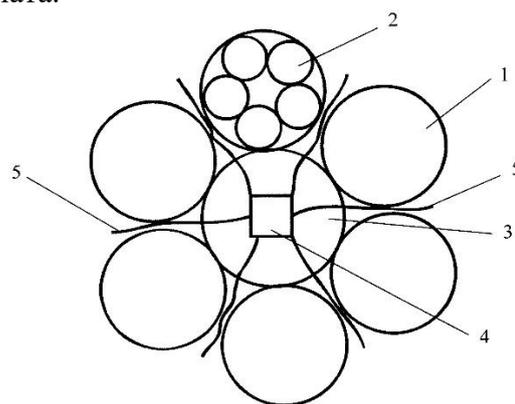


Рис. 1. Канат с электронными маркерами (1 – прядь; 2 – проволоки пряди; 3 – полимерный сердечник; 4 – маркер (RFID – транспондеры); 5 – антенны)

Еще одной конструкцией каната, контроль которого демонстрирует информационный метод, является канат закрытой конструкции [26], в наружный слой которого вплетены индикаторные проволоки, из стали, имеющей предел выносливости ниже, чем у основных проволок. Обрывам вначале подвергаются индикаторные проволоки, сигнализируя о начале процесса разрушения и необходимости принятия соответствующих мер.

На рис. 2 показана конструкция каната, работающего в условиях повышенной температуры [27] и способ его браковки, заключающийся во вплетении в структуру каната индикаторных проволок, которые при воздействии высоких температур (свыше 300°C) сигнализируют о возникновении дефектов появлением краски на поверхности каната.

Еще один пример реализации информационного контроля представлен на рис. 3 [28], который используется в процессе свив-

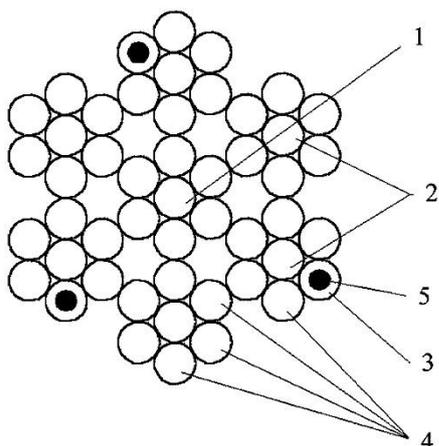


Рис. 2. Канат с индикаторными проволоками (1 – сердечник каната; 2 – сердечник пряди; 3 – индикаторная проволока; 4 – проволоки пряди; 5 – красящее вещество)

ки стального каната с металлическим сердечником, когда на определенном участке выполняется замер контрольного отрезка металлического сердечника до обжимной плашки и сравнение с контрольным отрезком готового каната. Различие в длинах отрезков сигнализирует о неравномерности натяжения и, соответственно, наличии дефекта «волнистость» в изготовленном канате.

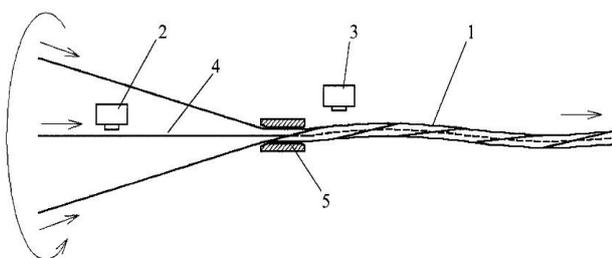


Рис. 3. Контроль параметров свивки каната при изготовлении (1 – канат; 2, 3 – датчики контроля длины; 4 – металлический сердечник; 5 обжимная плашка)

Необходимо отметить, что все перечисленные методы и устройства контроля стальных канатов практически не могут идентифицировать дефект в их заделке.

Одним из наиболее эффективных методов контроля стальных канатов является оптический метод. Он предназначен для получения изображения наружной поверхности каната и, соответственно, диагностики его состояния. Основой метода является

обнаружение дефектов и повреждений каната, а также распознавание полученных изображений на основе классификаторов машинного обучения.

В [29] предлагается способ и устройство, позволяющее автоматически идентифицировать основные дефекты по длине канатов и в заделке на основе компьютерного зрения.

Разрабатываемый комплекс в автоматическом режиме производит проверку состояния канатов по всей длине, в уравновешивающих устройствах и местах заделки с помощью специальных оптических средств фото- видео- фиксации изображений дефектов с последующей обработкой полученной цифровой информации на базе методов машинного зрения, с последующей интегральной оценкой выявленных несоответствий методами искусственного интеллекта, с последующей визуализацией полученных результатов в удобном формате цветовой гаммы на мобильное приложение.

Основные функции, которые реализует предлагаемый комплекс:

- автоматическое обнаружение и классификация наружных дефектов по всей длине и в заделке канатов на основе глубокой сверточной искусственной нейронной сети;
- наличие обучающей выборки (детасетов) изображений дефектов каната;
- фиксация на базе массива камер объемного изображения каната и алгоритма развертки изображения с компенсацией искажений, по которому производятся фактические замеры метрических характеристик дефектов;
- осуществление непрерывной оценки состояния каната по совокупности обнаруженных дефектов на основе искусственного интеллекта;
- интерпретация в цветовую гамму состояния каната с последующей передачей на мобильные устройства пользователей.

3. Выводы

Анализ нормативной и справочной документации, литературных источников и патентов показал, что методы и приборы

для контроля технического состояния стальных канатов, эксплуатирующихся на машинах с канатной тягой, подразделяются на две группы: для контроля дефектов обнаруженных на наружной поверхности канатов и внутренних (невидимых визуально) несоответствий.

Результаты визуального и инструментального контроля канатов, проводимого персоналом эксплуатирующей организации, не всегда объективны с учетом физиологических способностей зрительного восприятия человека, длительности контроля на различных технических устройствах, продолжающегося от 10 мин до 3...4 ч непрерывно, необходимости осмотреть одновременно несколько канатов со всех сторон, при общей длине каната до 5 км, что может привести к аварийной ситуации.

Список литературы

1. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения». Утв. приказом Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору от 26.11.2020 г. № 461.
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. ГОСТ Р 55964-2014 Лифты. Общие требования безопасности при эксплуатации. Москва, Стандартиформ, 2014.
4. ГОСТ Р 54999-2012 Лифты. Общие требования к инструкции по техническому обслуживанию лифтов. Москва, Стандартиформ, 2014.
5. Канаты стальные. Контроль и нормы браковки. РД РОСЭК 012-97 // Короткий А.А., Хальфин М.Н., Иванов Б.Ф., Котельников В.С. и др. 52 с.
6. Хальфин М.Н., Короткий А.А., Иванов Б.Ф., Папирняк В.П. Крановые канаты.

Возникает необходимость разработки новых методов контроля и устройств, реализующих эти методы. Такие современные методы и устройства контроля и диагностики канатов, как ультразвуковой, радиографической, рентгенографической, акустической эмиссии, деформационный, информационный, находятся в экспериментальной разработке.

Одним из перспективных направлений контроля является оптический метод на основе технологий машинного зрения и искусственного интеллекта, позволяющий при необходимости осуществить непрерывный мониторинг технического состояния канатов при эксплуатации с интерпретацией в цветовую гамму на мобильное приложение. Использование такого устройства позволит снизить риск возникновения аварий и предотвратить их последствия.

References

1. Federalnye normy i pravila v oblasti promyshlennoj bezopasnosti «Pravila bezopasnosti opasnykh proizvodstvennykh obektov, na kotorykh ispolzuyutsya podemnye sooruzheniya». Utv. prikazom Federalnoy sluzhby po ekologicheskomu, tekhnologicheskomu i atomnomu nadzoru ot 26.11.2020 g. № 461. (In Russian)
2. Federalnye normy i pravila v oblasti promyshlennoj bezopasnosti «Pravila bezopasnosti passazhirskikh kanatnykh dorog i funikulerov». Utv. prikazom Federalnoy sluzhby po ekologicheskomu, tekhnologicheskomu i atomnomu nadzoru ot 13.11.2020 g. № 441. (In Russian)
3. GOST R 55964-2014. Elevators. General safety requirements during operation. Moscow, Standartinform, 2014. (In Russian)
4. GOST R 54999-2012. Elevators. General requirements for elevator maintenance instructions. Moscow, Standartinform, 2012. (In Russian)
5. Korotkij A.A., Halfin M.N., Ivanov B.F., Kotelnikov V.S. Kanaty stalnye. Kontrol i normy brakovki. Moscow, RD ROSEK 012-97. 52 p. (In Russian)
6. Halfin M.N., Korotkij A.A., Ivanov B.F., Papirnyak V.P. *Kranovye kanaty* [Crane

Новочеркасск: Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова, 2015. 127 с.

7. 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.

8. Wu P., Hua H.Yu. Discussion of existing problems of non-destructive testing of steel ropes // *Nondestruct. Test.* 2017. Vol. 39. P. 65-68.

9. ГОСТ Р EN 13018-2014 «Контроль визуальный. Общие положения». Москва, Стандартинформ, 2015.

10. РД 03-348-00. Методические указания по магнитной дефектоскопии стальных канатов. Утв. постановлением Госгортехнадзора России от 30.03.2000 № 11.

11. Пат. 2313084 Рос. Федерация. Дефектоскоп для неподвижных канатов / Короткий А.А., Хальфин М.Н. Заявл. 22.02.2006; опубл. 20.12.2007.

12. Laguerre L., Treysede F. Non-destructive evaluation of seven-wire strands using ultrasonic directional waves // *Eur. J Environ. Civil Eng.* 2011, 487-500 [CrossRef].

13. Raisutis R., Kazis R., Mazeika L., Zhukauskas E., Samaitis V., Yankauskas A. Test method based on ultrasonic directional wave for control of multi-wire rope structures // *NDTEInt.* 2014. Vol. 62. P. 40-49.

14. Tse P.V., Rostami J. Advanced signal processing methods applied to controlled waves for detecting defects on ropes. In: *The Proceedings of the AIP Conference*; AIP Publishing House: College Park, Maryland, USA, 2016; Volume 1706, page 030006.

15. Casey N.F., Laura P.A.A. Review of acoustic emission monitoring of ropes // *Ocean Engineering.* 1997. Vol. 24. P. 935-947.

16. Drummond G., Watson J.F., Acarnley P.P. Acoustic emission from ropes during trial load and fatigue tests // *NDTEInt.* 2007. Vol. 40. P. 94-101.

17. Li S., Wu Yu., Shchi H. A new method of acoustic emission cross-section monitoring for accurate localization of defects and wire breakage of a parallel bundle of wires // *Structure. Health monitoring monitor.* 2019. Vol.

ropes]. Novocherkassk, YUzhno-Rossiyskiy gosudarstvennyy politekhnicheskii universitet (NPI) imeni M.I. Platova, 2015. 127 p. (In Russian)

7. 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-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2021, No. 1, pp. 53-65. (In Russian)

8. Wu P., Hua H.Yu. Discussion of existing problems of non-destructive testing of steel ropes. *Nondestruct. Test.*, 2017, Vol. 39, pp. 65-68.

9. GOST R EN 13018-2014. Visual control. General provisions. Moscow, Standartinform, 2015. (In Russian)

10. RD 03-348-00. Guidelines for magnetic flaw detection of steel ropes. Approved by Resolution No. 11 of the Gosgortekhnadzor of Russia dated 30.03.2000. (In Russian)

11. Patent RU 2313084. *Defektoskop dlya nepodvizhnykh kanatov* [Flaw detector for fixed ropes]. Korotkiy A.A., Halfin M.N. Declared 22.02.2006 Published 20.12.2007. (In Russian)

12. Laguerre L., Treysede F. Non-destructive evaluation of seven-wire strands using ultrasonic directional waves. *Eur. J Environ. Civil Eng.*, 2011, pp. 487-500.

13. Raisutis R., Kazis R., Mazeika L., Zhukauskas E., Samaitis V., Yankauskas A. Test method based on ultrasonic directional wave for control of multi-wire rope structures. *NDTEInt.*, 2014, Vol. 62, pp. 40-49.

14. Tse P.V., Rostami J. Advanced signal processing methods applied to controlled waves for detecting defects on ropes. In: *The Proceedings of the AIP Conference*, 2016, Vol. 1706, p. 030006.

15. Casey N.F., Laura P.A.A. Review of acoustic emission monitoring of ropes. *Ocean Eng.*, 1997, Vol. 24, pp. 935-947.

16. Drummond G., Watson J.F., Acarnley P.P. Acoustic emission from ropes during trial load and fatigue tests. *NDTEInt.*, 2007, Vol. 40, pp. 94-101.

17. Li S., Wu Yu., Shchi H. A new method of acoustic emission cross-section monitoring for accurate localization of defects and wire breakage of a parallel bundle of wires. *Struc-*

26. Р. e2334.

18. А.С. 1097553 МКИ В66В 17/08, СССР. Способ браковки рудничных канатов / Хальфин М.Н., Короткий А.А., Ксюнин Г.П. - 3589606/22-03; заявл. 28.04.83; опубл. 15.06.84.

19. Пат. 2167098 МПК В66В7/12, Рос. Федерация. Дефектоскоп для неподвижных канатов / Хальфин М.Н., Глебов Н.А., Сорокина Е.В., Иванов Б.Ф. Заявл. 18.04.2000; опубл. 20.05.2001.

20. А.С. 1306874 МКИ В66В7/12, СССР. Дефектоскоп для рудничных подъемных канатов / Хальфин М.Н., Гуревич А.Б., Ксюнин Г.П. Заявл. 30.04.85; опубл. 30.04.87.

21. А.С. 1299935 МКИ В66В7/12, СССР. Дефектоскоп для проверки прочности стальных канатов / Хальфин М.Н., Короткий А.А., Ксюнин Г.П., Гуревич А.Б. - 3878244/31; заявл. 02.04.85; опубл. 30.03.87.

22. А.С. 1204536 МКИ В66В7/12, СССР. Дефектоскоп для рудничных подъемных канатов / Хальфин М.Н., Короткий А.А., Гуревич А.Б. - 3781483/37-11; заявл. 15.06.84; опубл. 15.01.86.

23. Пат. 2135404 МПК В66В7/12, Рос. Федерация. Дефектоскоп для подъемных канатов / Хальфин М.Н., Маслов В.Б., Иванов Б.Ф., Козынка А.А. Заявл. 18.02.98; опубл. 27.08.99.

24. Пат. 2254282 МПК В66В7/12, Рос. Федерация. Устройство для контроля параметров волнистости стальных канатов / Павленко А.В., Хальфин М.Н., Пузин В.С. Заявл. 10.03.2005; опубл. 20.06.2006.

25. Пат. 2489542, Рос. Федерация. Канат и способ его дефектоскопии / Короткий А.А., Панфилов А.В. Заявл. 12.03.2012; опубл. 10.08.2013.

26 Пат. 2299940, Рос. Федерация. Конструкция стального каната закрытого типа / Короткий А.А., Хальфин М.Н. Заявл. 1.11.2005; опубл. 27.05.2007.

27. Пат. 2299939, Рос. Федерация. Стальной канат и способ его браковки / Короткий А.А., Хальфин М.Н. Заявл. 13.04.2005; опубл. 27.05.2007.

28. Пат. 2299170 D07B F16G, Рос. Федерация. Способ определения качества каната с металлическим сердечником / Ко-

ture. Health monitoring monitor, 2019, Vol. 26, pp. e2334.

18. A.S. 1097553 В66В 17/08, USSR. *Sposob brakovki rudnichnyh kanatov* [Method of rejection of mine ropes]. Khalfin M.N., Korotkiy A.A., Ksyunin G.P. Declared 28.04.83. Published 15.06.84 (In Russian)

19. Patent RU 2167098. *Defektoskop dlya nepodvizhnyh kanatov* [Flaw detector for fixed ropes]. Halfin M.N., Glebov N.A., Sorokina E.V., Ivanov B.F. Declared 18.04.2000. Published 20.05.2001 (In Russian)

20. A.S. 1306874 USSR. *Defektoskop dlya rudnichnyh podemnykh kanatov* [Flaw detector for mine lifting ropes]. Khalfin M.N., Gurevich A.B., Ksyunin G.P. Declared 30.04.85. Published 30.04.87 (In Russian)

21. A.S. 1299935 В66В 7/12, USSR. *Defektoskop dlya proverki prochnosti stalnykh kanatov* [Flaw detector for testing the strength of steel ropes]. Khalfin M.N., Korotkiy A.A., Ksyunin G.P., Gurevich A.B. Declared 02.04.85. Published 30.03.87 (In Russian)

22. A.S. 1204536 В66В 7/12, USSR. *Defektoskop dlya rudnichnykh podemnykh kanatov* [Flaw detector for mine lifting ropes]. Halfin M.N., Korotkiy A.A., Gurevich A.B. Declared 15.06.84. Published 15.01.86 (In Russian)

23. Patent RU 2135404, В66В 7/12. *Defektoskop dlya podemnykh kanatov* [Flaw detector for lifting ropes]. Halfin M.N., Maslov V.B., Ivanov B.F., Kozynko A.A. Declared 18.02.98. Published 27.08.99 (In Russian)

24. Patent RU 2254282. *Ustroystvo dlya kontrolya parametrov volnistosti stalnykh kanatov* [A device for monitoring the parameters of the undulation of steel ropes]. Pavlenko A.V., Halfin M.N., Puzin V.S. Declared 10.03.2005. Published 20.06.2006. (In Russian)

25. Patent RU 2489542. *Kanat i sposob ego defektoskopii* [Rope and method of its flaw detection] A.A. Korotkiy, A.V. Panfilov. Declared 12.03.2012 Published 10.08.2013. (In Russian)

26. Patent RU 2299940. *Konstruktsiya stalnogo kanata zakrytogo tipa* [Closed-type steel rope construction]. Korotkiy A.A., Halfin M.N. Declared 1.11.2005. Published 27.05.2007. (In Russian)

27. Patent RU 2299939. *Stalnoy kanat i*

УДК (УДК) 625.731.08

ФИЗИКО-МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТРЕНИЯ,
АДГЕЗИИ И КОГЕЗИИ В ПРОБЛЕМЕ ЛИПКОСТИ ГРУНТАPHYSICAL-MATHEMATICAL MODELING OF FRICTION, ADHESION AND
COHESION PROCESSES IN THE PROBLEM OF SOIL STICKINESSСладкова Л.А., Григорьев П.А.
Sladkova L.A., Grigorev P.A.Российский университет транспорта (Москва, Россия)
Russian University of Transport (Moscow, Russian Federation)

Аннотация. Липкость грунтов является огромной проблемой при разработке рабочими органами землеройных машин, которая ведет к увеличению усилий копания, снижению производительности и, как следствие, увеличению экономических затрат. Сам процесс налипания изучен не в полной мере и представляет интерес с точки зрения его математического описания, позволяющего раскрыть не только его физическую природу, но и найти определенные соотношения и зависимости при оценке напряженно-деформированного состояния при разрушении грунтового массива. В статье на основе математического аппарата и энергетической природы разрушения грунтов проведены исследования явления липкости грунтов исходя из адгезионно-когезионных сил и сил трения, возникающих на поверхности рабочего органа в процессе разработки грунта. Базируясь на теории моделирования физических процессов, протекающих при разработке грунтов, авторами получены зависимости, позволяющие найти соотношения между нормальной и тангенциальной составляющей напряжений, возникающих при разрушении грунтового массива. Полученные зависимости позволяют разработать технические решения по борьбе с налипанием грунта на поверхности рабочих органов землеройных машин.

Ключевые слова: разрушение грунта, липкость, сила трения грунта, тяговое усилие, адгезионно-когезионные силы, моделирование.

Дата принятия к публикации: 18.10.2022
Дата публикации: 10.03.2023

Сведения об авторах:

Сладкова Любовь Александровна – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Наземные транспортно-технологические средства» Российского университета транспорта, e-mail: rich.cat2012@yandex.ru.

Григорьев Павел Александрович – кандидат технических наук, доцент кафедры «Наземные транспортно-технологические средства» Российского университета транспорта, e-mail: grigorievpavel1996@yandex.ru.

ORCID: 0000-0002-5409-6250

Abstract. The stickiness of soils is a huge problem in the development of earthmoving machines by working bodies, which leads to an increase in maintenance efforts, a decrease in productivity and, as a result, an increase in economic costs. The process of sticking itself has not been fully studied and is of interest from the point of view of its mathematical description, which makes it possible to reveal not only its physical nature, but also to find certain relations and dependencies when assessing the stress-strain state during the destruction of a soil mass. In the article, based on the mathematical apparatus and the energetic essence of soil destruction, the phenomenon of soil stickiness was investigated based on the adhesive-cohesive forces and friction forces arising on the surface of the working body during soil excavation. Based on the theory of modeling the physical processes occurring during soil excavation, the authors obtained dependencies that allow us to find the relationship between the normal and tangential component of stresses arising from the destruction of the soil mass. The obtained dependencies will allow us to develop technical solutions to combat the sticking of soil on the surfaces of the working bodies of earthmoving machines.

Keywords: ground failure, stickiness, soil friction force, traction, adhesive-cohesive forces, modeling.

Date of acceptance for publication: 18.10.2022
Date of publication: 10.03.2023

Authors' information:

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

Pavel A. Grigorev – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department “Ground transportation and technological means” at Russian University of Transport, e-mail: grigorievpavel1996@yandex.ru.

ORCID: 0000-0002-5409-6250



1. Введение

Проблема липкости грунта, также как и влияние сил трения при разработке грунтов, носит двойственный характер. С одной стороны, липкость обеспечивает прочность сцепления с окрашиваемыми поверхностями, а с другой - ведет к снижению производительности, увеличению усилий разработки грунтов и др. при взаимодействии с рабочими органами землеройных и сельскохозяйственных машин.

Развитие данного научного направления на современном этапе можно встретить в трудах ученых Китая, Вьетнама, России [1-3]. В трудах российских ученых проблема налипания решается в основном в рамках оценки усилий копания грунта различными органами землеройных машин. Имеющиеся научные исследования в области липкости грунта представляют собой основы изучения этого процесса и представлены в учебниках и монографиях основоположниками теории резания грунта (А.Н. Зеленин, В.И. Баловнев, Т.В. Алексеева, И.В. Крагельский) в 60-80-х годах прошлого века. Причем, нами установлены некоторые несоответствия в трудах различных ученых при проведении исследований процесса липкости грунта.

Существующие технические средства и способы борьбы с налипанием грунта на поверхности рабочих органов землеройных машин разнообразны по способу воздействия и делятся на: механический, термический, инфракрасный, изменение конфигурации поверхности, футеровка для увеличения износостойкости покрытия, стеклование и др. (табл. 1). Особенно стоит отметить способы, связанные с воздействием на адгезионный слой за счёт использования физического эффекта: инфракрасное излучение, применение пьезо-керамических преобразователей и смазка поверхности различными антифрикционными и антиадгезионными веществами. Каждый из представленных способов имеет определенные недостатки, ограничивающие сферу их применимости [4].

В настоящее время ведущими специалистами в данном направлении вместе со своими научными школами являются Р.П.

Заднепровский (Волгоград) [5], С.А. Зеньков (Братск) [6]. Однако ими не рассматривается взаимосвязь процесса трения и адгезионно-когезионных свойств грунта, являющихся основной причиной увеличения сопротивления грунта копанию и изнашивания поверхности рабочих органов землеройных машин.

2. Исследование влияния силы трения грунта на величину адгезионно-когезионных сил

Физико-математическое моделирование сейчас является приоритетным направлением при исследовании процессов разработки грунтов [7, 8, 9]. Известные физико-математические модели адгезионно когезионных свойств грунта рассматривались в работах С.А. Гончарова, А.Н. Зеленина, И.Г. Горячевой, но в них в недостаточной степени отражено поведение грунта с позиции трех-четырёхфазной системы, которая влияет на изменение состояния грунта, в частности на его массу из-за изменения объемной массы грунта. Очевидно, что этот показатель является функцией влажности, пористости температуры и других физико-механических свойств грунта.

Разработка физико-математической модели с учетом объемной массы грунта (массы грунта), перемещающейся по поверхности рабочего органа землеройной машины, позволит выявить физическую природу его адгезионных свойств и липкости. Для этого рассмотрим силы, действующие в месте контакта поверхности рабочего органа землеройной машины и элементной стружки массой m , отделяемой от массива грунта (рис. 1) [10].

В предлагаемой модели рассматривается система «горизонтально расположенная поверхность рабочего органа – грунт». Выделим в системе участок длиной dx и массой dm .

Очевидно, что для преодоления сил трения, адгезионных и когезионных сил, необходимо, чтобы сила тяги T , развиваемая базовым тягачом, превышала бы величину этих сил, т.е. выполнялось неравенство:

$$T \geq F_{ад} + F_{ког} + F_{тр}, \quad (1)$$

Таблица 1

Способы борьбы с налипанием грунта [4]

Способ борьбы с налипанием	Описание способа	Недостатки
Механический	Удар, вибрация, применение скребков, гравитационный	Низкая культура производства, потери времени на очистку ковша, повреждение поверхности ковша
Термический	Подогрев	Снижение влажности грунта в зоне контакта
Лубрикационный	Применение различных смазывающих покрытий	Непродолжительный рабочий цикл
Футеровка	Покрытие поверхности рабочего органа полимерами и другими материалами с низким коэффициентом липкости	Низкий срок службы (частая замена покрытий)
Инфракрасный	Использование инфракрасного излучения	Сложность изготовления
Комбинированный	Применение пьезокерамических преобразователей на основе явления обратного пьезоэлектрического эффекта, тепловое и вибрационное воздействие	Сложность изготовления
Изменение конфигурации поверхности	Модификация геометрических параметров рабочих органов	Требует изменения конструкции применительно для каждого типа грунта
Бионический электроосмос	Изменение физико-механических свойств грунта при воздействии на него статическим электричеством	Отсутствие практической реализации

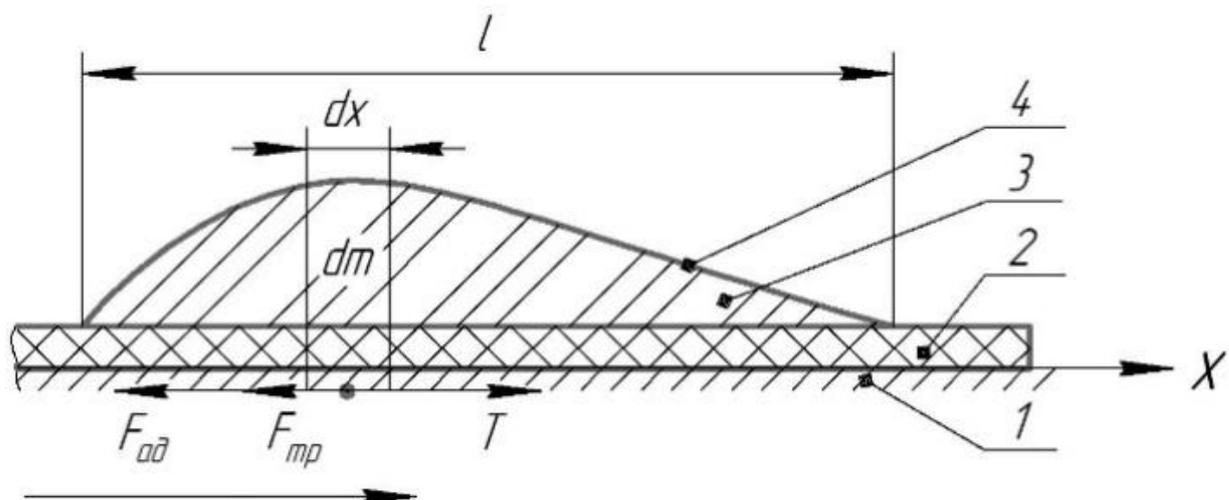


Рис. 1. Взаимодействие грунта с поверхностью рабочего органа

где $F_{ад}$ – силы адгезии, Н; $F_{ког}$ – силы когезии, Н; $F_{тр}$ – сила трения грунта о поверхность рабочего органа, Н.

Для преодоления этих сил необходимо затратить энергию W , величина которой равна:

$$W = lT,$$

где l – длина вырезаемой стружки грунта (длина контактной поверхности стружки с поверхностью рабочего органа).

С другой стороны, тяговое усилие T базового тягача, без учета коэффициента полезного действия можно определить по зависимости [11]:

$$T = \frac{P}{v},$$

где P – мощность базового тягача, кВт; v – проекция скорости перемещения стружки по поверхности рабочего органа, которая является тригонометрической функцией от скорости перемещения рабочего органа в грунте, м/с.

Сила трения $F_{\text{тр}}$, развиваемая между контактирующими поверхностями грунта и рабочим органом, равна:

$$dF_{\text{тр}} = gf dm, \quad (2)$$

где f – коэффициент трения грунта по поверхности рабочего органа; g – ускорение свободного падения, м/с².

Исследования силы трения между этими телами проведены многими российскими и зарубежными учеными [11, 12].

Величина элементарной массы dm на участке длиной dx равна:

$$dm = \gamma L h dx, \quad (3)$$

где γ – объемная масса грунта, кг/м³; L – длина режущей кромки, м; h – толщина вырезаемой стружки грунта, м.

Тогда полная масса грунта, контактирующая с поверхностью рабочего органа, будет равна:

$$m = \gamma L h \int_0^l dx = \gamma L h l$$

Элементарная сила трения на участке dx будет равна:

$$dF_{\text{тр}} = gf dm = gf \gamma L h dx, \quad (4)$$

$$F_{\text{тр}} = gf \gamma L h \int_0^l dx = gf \gamma L h l.$$

Преобразуя уравнение (1) получим:

$$F_{\text{ад}} + F_{\text{ког}} \leq T - F_{\text{тр}}. \quad (5)$$

Таким образом, сумма адгезионных и когезионных сил в процессе резания грунта не должна превышать разности между силой

тяги базового трактора и величиной силы трения.

Исходя из закона сохранения количества движения [13] при перемещении грунта по поверхности рабочего органа, будем иметь:

$$dv dm = F_{\text{тр}} dt. \quad (6)$$

Используя соотношение (3), преобразуем зависимость (6) к виду:

$$dv h L \gamma dx = F_{\text{тр}} dt, \quad (7)$$

или

$$\frac{dv}{dt} = \frac{F_{\text{тр}}}{h L \gamma dx}.$$

Преобразуем выражение (10), используя выражение (7), к виду:

$$a = gf. \quad (8)$$

где a – ускорение перемещения грунта по поверхности рабочего органа с учетом силы трения.

Из уравнения (7) видно, что усилие трения на поверхности рабочего органа не является постоянной величиной так же, как и перераспределение сил адгезии и когезии между собой. Кроме этого очевидно, что сила трения изменяется в зависимости от положения центра масс грунта на поверхности рабочего органа и изменяется в зависимости от длины грунтовой стружки. Из выражения (7) видно, что для снижения силы трения резание грунта должно производиться мелкими прерывистыми стружками.

Также очевидно, что ускорение перемещения грунта по поверхности рабочего органа зависит от величины силы трения, физико-механических свойств грунта и параметров рабочего органа (высоты и кривизны его поверхности) и изменяется по криволинейной поверхности [9].

С учетом зависимостей (4) и (5) преобразуем выражение (7). Тогда сумму адгезионных и когезионных сил на поверхности рабочего органа, представленного на рис. 1, можно определить из соотношения:

$$F_{\text{ад}} + F_{\text{ког}} \leq T - gf \gamma L h l, \quad (9)$$

Доказательством справедливости полученных выражений (8) и (9) должны быть экспериментальные исследования. Основой для проведения эксперимента используем теорию моделирования процесса разрушения грунта, считая массу грунта основной пере-

менной при изучении и оценке процессов трения и адгезионно-когезионных свойств грунта, исходя из его массы.

3. Моделирование процесса разрушения грунта с учетом адгезионно-когезионных сил и трения

Известно, что масса грунта определяется по зависимости [14]:

$$m = \gamma V,$$

где γ – объемная масса грунта, кг/м³; V – объем вырезанного грунта и контактирующего с поверхностью рабочего органа, м³.

При моделировании необходимо учитывать тот факт, что объем вырезанного грунта V зависит от параметров модели рабочего органа и свойств разрабатываемого грунта (объемная масса грунта), как было установлено выше. Потому при моделировании необходимо рассматривать изменение объемной массы грунта, и, следовательно, определить масштабный коэффициент объемной массы грунта с возможностью замены его другим веществом.

Учитывая параметры рабочего органа на модели и оригинале можно считать, что $V_o \neq V_m$, т.е. объемы грунта и вещества зависят от масштаба линейного моделирования k_l . Тогда масштабный коэффициент определим по зависимости

$$k_m = \frac{m_o}{m_m} = \frac{\gamma_o V_o}{\gamma_m V_m} = \frac{\gamma_o}{\gamma_m} k_l^3,$$

где m_o , γ_o , V_o – параметры оригинала; m_m , γ_m , V_m – параметры модели.

С другой стороны, исходя из теории размерностей, объемную массу грунта представим в виде:

$$k_\gamma = k_m = \frac{m_o}{m_m} = ML^{-3} = \frac{\gamma_o}{\gamma_m}.$$

С учетом второго закона Ньютона видно, что:

$$k_m = \frac{m_o}{m_m} = \frac{P_o a_m}{P_m a_o},$$

где a_o и a_m – ускорения перемещения грунта по поверхности рабочего органа оригинала и модели, соответственно.

Из [11] известно, что:

$$P = k_l^3; \quad \frac{a_o}{a_m} = k_l; \quad \frac{m_o}{m_m} = k_l^2; \quad \frac{\gamma_o}{\gamma_m} = k_l^2.$$

Из соотношений видно, что при проведении экспериментальных исследований для соблюдения первой -теоремы ($\Pi_1 = \text{idem}$) [15] необходимо объемную массу грунта выбирать в k_l^2 раз меньшую.

Силы трения, адгезии и когезии связаны с тангенциальной составляющей копания грунта τ [12], определяемой по формуле Кулона:

$$\tau = C + \sigma \operatorname{tg} \varphi, \quad (10)$$

где σ – нормальные напряжения при разрушении грунта, Па; φ – угол естественного откоса грунта, град; C – сцепление грунта, Па.

Масштабный коэффициент изменения касательного напряжения, характеризующий реологическое состояние среды, определяемой по формуле Кулона [16], будет равен:

$$k_\tau = \frac{\sigma_o \operatorname{tg} \varphi_o}{\sigma_m \operatorname{tg} \varphi_m} + \frac{C_o}{C_m},$$

где σ_o , σ_m – нормальные напряжения при разрушении грунта, Па; φ_o , φ_m – угол естественного откоса грунта, град; C_o , C_m – сцепление грунта, Па.

Коэффициент сцепления материала с поверхностью рабочего органа определим по зависимости

$$k_C = \frac{C_o}{C_m} = \frac{\tau_o}{\tau_m} - \frac{\sigma_o \operatorname{tg} \varphi_o}{\sigma_m \operatorname{tg} \varphi_m}. \quad (11)$$

Рассмотрим вариант, когда $k_C = \frac{C_o}{C_m} = 1$, т.е. физико-механические свойства грунта модели и оригинала одинаковы. В этом случае

$$\frac{\tau_o}{\tau_m} - \frac{\sigma_o \operatorname{tg} \varphi_o}{\sigma_m \operatorname{tg} \varphi_m} = 1.$$

Нормальные напряжения, возникающие в результате отрыва грунта весом mg от поверхности рабочего органа площадью A , можно определить по зависимости:

$$\sigma = \frac{mg}{A}.$$

Касательные напряжения, возникающие в результате преодоления сил трения $F_{\text{тр}}$ (4), и, как было замечено выше, адгезионных и когезионных сил на этой же поверхности A , можно определить по зависимости:

$$\tau = \frac{F_{\text{тр}}}{A} = \frac{gfyLhl}{A}.$$

Для оценки между нормальными и касательными составляющими напряжений при

взаимодействии грунта с поверхностью рабочего органа, определим соотношение между нормальными и касательными напряжениями:

$$\frac{\tau}{\sigma} = \frac{F_{\text{тр}} A}{A m g} = \frac{f \gamma L h l}{m} = f,$$

где $f \in [0,02; 0,45]$.

Таким образом, отношение между нормальными и касательными напряжениями можно оценить по выше приведенной зависимости. Анализ вышеприведенной зависимости показывает, что для снижения касательной составляющей копания грунта необходимо снижать коэффициент трения, что в настоящее время достигается использованием покрытий поверхностей рабочего органа, конструктивными решениями, например, заменой трения скольжения трением качения, подогревом поверхности рабочего органа и т.п. [4].

Другие способы достижения этого показателя достигаются за счет снижения объемной массы грунта, что можно получить за счет его предварительного рыхления. В этом случае применимо опережающее рыхление грунта, достигаемое за счет установки, например, фрез, перед поверхностью рабочего органа землеройных машин. Кроме этого резание грунта в этом случае будет осуществляться короткими стружками, что также будет способствовать снижению усилий копания.

Остальные способы, вытекающие из этой зависимости, решаются копанием грунта срединным ножом или несколькими выдвигающимися ножами, т.е. за счет уменьшения длины режущей части рабочего органа и достижения условий свободного резания грунта.

А.Н. Зелениным в [16] было установлено, что резание грунта необходимо для снижения усилий копания проводить тонкими длинными стружками, т.е. за счет снижения глубины резания.

Границы отрезка для коэффициента трения $f \in [0,02; 0,45]$ показывают, на какую величину для отрыва грунта от поверхности рабочего органа должна отличаться тангенциальная и вертикальная составляющие при копании в зависимости от физико-механических свойств. Использование данных ус-

ловий позволяет разработать технические предложения по модернизации или усовершенствованию рабочих органов, позволяющих снизить как налипаемость грунта на поверхность рабочих органов землеройных машин, так и их изнашиваемость.

При установке поверхности рабочего органа с углом резания α вышеприведенное соотношение напряженно-деформированного состояния грунта при его разрушении можно представить в виде:

$$\frac{\tau}{\sigma} = f \cos \alpha. \quad (12)$$

При проведении анализа полученного соотношения было установлено, что оно позволяет оценить соотношение нормальных и касательных напряжений с учетом адгезионно-когезионных свойств грунта при взаимодействии его с поверхностью рабочих органов землеройных машин. Таким образом, полученная зависимость позволяет раскрыть физическую сущность формулы Кулона (10) и оценить изменение усилий отрыва грунта от поверхности рабочего органа от действия нормальных напряжений с учетом ее касательной составляющей, представляющей собой напряжения, возникающие в результате действия адгезионно-когезионных сил.

Полученные зависимости не противоречат основным классическим теоретическим положениям авторов [11, 15, 16].

Графическая интерпретация соотношения нормальных и касательных напряжений представлена на рис. 2. Она получена численными методами в зависимости от пошагового изменения коэффициента трения f , изменяющегося в пределах установленного отрезка величин и удельного сопротивления копания K_k для грунта первой категории трудности разработки ковшем экскаватора драглайна, при этом касательная составляющая составляет $\tau = 0,46 K_k$.

На рис. 2 видно, что при снижении коэффициента трения увеличивается сопротивление грунта отрыву, причем увеличение коэффициента сопротивления грунта разработке ведет к увеличению диапазона изменения нормальных напряжений при копании грунта. Рациональным условием для работы конструкции является величина коэффициента

$f \leq 0,11$ при котором нормальное напряжение, как наименее энергозатратное, по сравнению с касательным достигает максимальных значений [16]. Другими словами, будет происходить «отрыв» грунта от поверхности рабочего органа непосредственно в процессе его копания.

Анализ полученной зависимости позволяет разработать технические предложения по модернизации или усовершенствованию рабочих органов, позволяющих снизить как налипаемость грунта на поверхность рабо-

чих органов землеройных машин, так и их изнашиваемость.

Для подтверждения рациональности предлагаемых решений по изменению коэффициента трения грунта о рабочие поверхности других видов землеройных машин необходимо проведение лабораторных экспериментальных исследований по определению нормальных усилий, которые необходимы для препятствия налипания грунта в зависимости от их геометрических параметров.

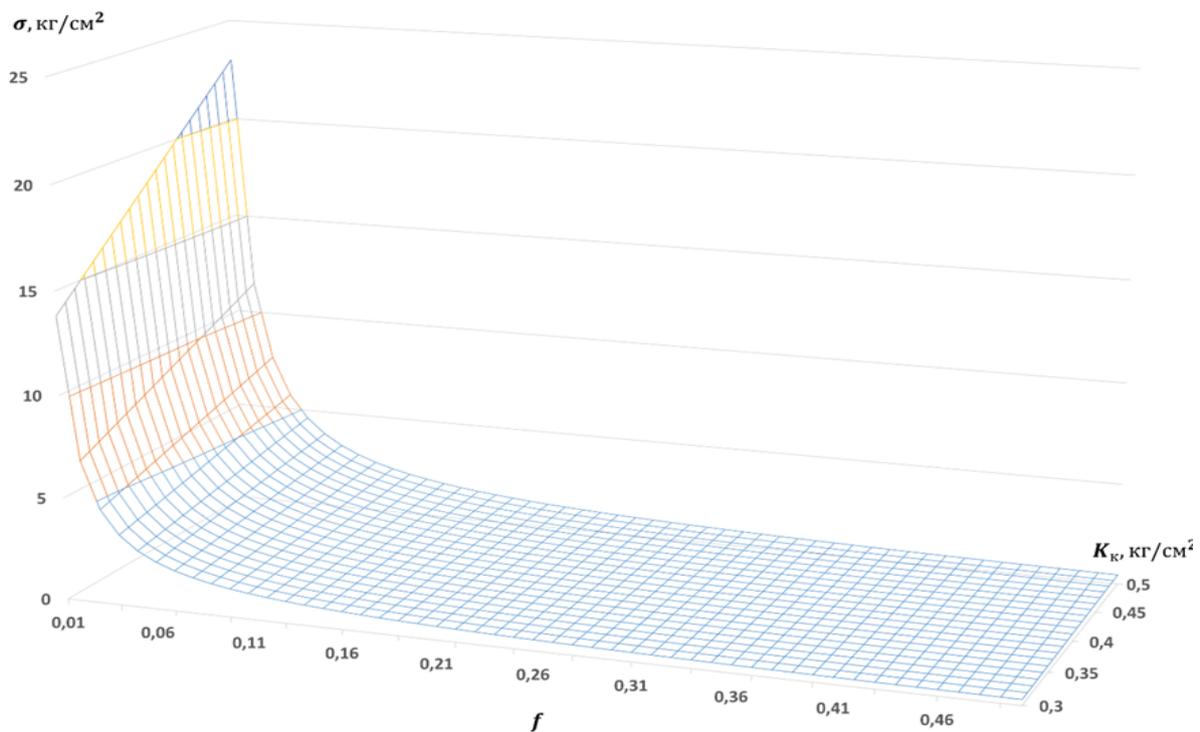


Рис.2. Изменение нормального и касательного напряжений при копании грунта 1-й категории трудности разработкой ковшем экскаватора-драглайна

4. Заключение

В процессе исследований было установлено, что усилие трения на поверхности рабочего органа не является постоянной величиной, а зависит от адгезионно-когезионных сил, определяемых как соотношение нормальной и тангенциальной составляющих копания грунта. Проведенный анализ полученного соотношения позволяет провести планирование экспериментальных исследований в данном направлении и подтвердил достоверность теоретических выводов. К то-

му же полученная зависимость дает наиболее полное представление о природе адгезионно-когезионных сил.

На примере экскаватора-драглайна приведена графическая интерпретация соотношения касательных и нормальных напряжений при копании, что позволит при построении данных зависимостей для других видов рабочих органов определить оптимальные значения коэффициентов трения f в зависимости от удельного усилия копания.

Список литературы

1. Ren L., Cong Q., Tong J., Chen B. Reducing adhesion of soil against loading shovel using bionic electro-osmosis method // *Journal of Terramechanics*. 2001. Vol. 38. № 4. P. 211-219.
2. Yang X., Xia R., Zhou H., Guo L., Zhang L. Bionic surface design of cemented carbide drill bit // *Science China Technological Sciences*. 2016. Vol. 59. P. 175-182.
3. Tagar A.A., Ji C., Ding Q., Adamowski J.F., Chandio F.A., Mari I.A. Soil failure patterns and draft as influenced by consistency limits: An evaluation of the remolded soil cutting test // *Soil and Tillage Research*. 2014. Vol. 137. P. 58-66.
4. Сладкова Л.А., Григорьев П.А. Анализ способов борьбы с налипанием грунта на поверхность рабочих органов машин по трудам зарубежных и отечественных учёных // *Строительные и дорожные машины*. 2021. № 12. С. 3-9.
5. Заднепровский Р.П., Трохимчук В.В. Моделирование адгезионного взаимодействия частиц дисперсных материалов // *Вестник ВОЛГГАСУ. Сер. Строительство и архитектура*. 2008. № 9(28). С. 105-109.
6. Зеньков С.А., Балахонов Н.А., Игнатъев К.А. Перспективы применения пьезокерамических излучателей на ковшах экскаваторов для борьбы с налипанием грунтов // *Известия Самарского научного центра Российской академии наук*. 2015. № 2-4. С. 770-774.
7. Завьялов А.А., Черняк С.С. Оптимизация методами вариационного исчисления процесса заглабления рабочего органа бульдозера в грунт // *Научный вестник НГТУ*. 2009. № 2(35). С. 193-199.
8. Матвеева С.В., Руппель А.А. Моделирование процесса резания грунта скрепером // *Научный вестник НГТУ*. 2009. № 3(36). С. 155-158.
9. Сладкова Л.А., Григорьев П.А. Физико-математическая модель налипания грунта на поверхность рабочих органов землеройно-транспортных машин // *Научно-технический вестник Брянского государственного университета*. 2021. №4. С. 381-388. DOI: 10.22281/2413-9920-2021-

References

1. Ren L., Cong Q., Tong J., Chen B. Reducing adhesion of soil against loading shovel using bionic electro-osmosis method. *Journal of Terramechanics*, 2001, Vol. 38, No. 4, pp. 211-219.
2. Yang X., Xia R., Zhou H., Guo L., Zhang L. Bionic surface design of cemented carbide drill bit. *Science China Technological Sciences*, 2016, Vol. 59, pp. 175-182.
3. Tagar A.A., Ji C., Ding Q., Adamowski J.F., Chandio F.A., Mari I.A. Soil failure patterns and draft as influenced by consistency limits: An evaluation of the remolded soil cutting test. *Soil & Tillage Research*, 2014, Vol. 137, pp. 58-66.
4. Sladkova L.A., Grigorev P.A. Analysis of ways to combat the sticking of soil on the surface of the implements of machines according to the works of foreign and domestic scientists. *Stroitelnye i dorozhnye mashiny*, 2021, No.12, pp. 3-9. (In Russian)
5. Zadneprovskij R.P., Trohimchuk V.V. Modeling of adhesive interaction of particles of dispersed materials. *Vestnik VOLGGASU. Ser.: Stroitelstvo i arkhitektura*, 2008, No. 9(28), pp. 105-109. (In Russian)
6. Zenkov S.A., Balahonov N.A., Ignatiev K.A. Prospects of using the of piezoceramic radiators on excavator shovel buckets for fight against soil sticking. *Izvestiya Samarskogo nauchnogo tsentra Rossiyskoy akademii nauk*, 2015, No. 2-4, pp. 770-774. (In Russian)
7. Zaviyalov A.A., Chernyak S.S. Steam shovel cutter embedding process optimization by calculus of variations methods. *Nauchnyy vestnik NGTU*, 2009, No. 2(35), pp. 193-199. (In Russian)
8. Matveeva S.V., Ruppel Modelling of process of cutting the ground by a scraper. *Nauchnyy vestnik NGTU*, 2009, No. 3(36), pp. 155-158. (In Russian)
9. Sladkova L.A., Grigorev P.A. Physical-mathematical model of ground adhesion on the surface of the excavating parts of earth-moving machines. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2021, No.4, pp. 381-388. DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-04-381-388 (In

07-04-381-388

10. Савельев И.В. Курс общей физики. Т. 1: Механика. Молекулярная физика. М.: Мир, 1970. 456 с.

11. Алексеева Т.В., Артемьев К.А., Бромберг А.А., Войцеховский Р.И., Ульянов Н.А. Дорожные машины. Машины для земляных работ (теория и расчёт). М.: Машиностроение, 1972. 504 с.

12. Крагельский И.В., Алисин В.В. Трение, изнашивание и смазка: справочник. Кн. 1. М.: Машиностроение, 1978. 400 с.

13. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. М.: Высш. шк., 1986. 416 с.

14. ГОСТ 5180-2015 Грунты. Методы лабораторного определения физических характеристик. М.: Стандартинформ, 2016.

15. Баловнев В. И. Физическое моделирование резания грунтов. М.: Машиностроение, 1969. 159 с.

16. Зеленин А.Н., Баловнев В.И., Керов И.П. Машины для земляных работ. М.: Машиностроение, 1975. 422 с.

‡ Russian)

‡ 10. Saveliev I.V. *Kurs obshchej fiziki. T. 1: Mekhanika. Molekulyarnaya fizika* [General physics course. Vol. 1: Mechanics. Molecular physics]. Moscow, Mir, 1970. 456 p. (In Russian)

‡ 11. Alekseeva T.V., Artemiev K.A., Bromberg A.A., Vojcekhovskij R.I., Uliyanov N.A. *Dorozhnye mashiny. Mashiny dlya zemlyanyh rabot (teoriya i raschyot)* [Road cars. Machines for earthworks (theory and calculation)]. Moscow, Mashinostroenie, 1972. 504 p. (In Russian)

‡ 12. Kragelskij I.V., Alisin V.V. *Trenie, iznashivanie i smazka: spravochnik. Kn. 1* [Friction, wear and lubrication: Handbook. Book 1]. Moscow, Mashinostroenie, 1978. 400 p. (In Russian)

‡ 13. Targ S.M. *Kratkij kurs teoreticheskoj mekhaniki* [A short course in theoretical mechanics]. Moscow, Vysshaya shkola, 1986. 416 p. (In Russian)

‡ 14. GOST 5180-2015 *Grunty. Metody laboratornogo opredeleniya fizicheskikh harakteristik* [Soils. Methods of laboratory determination of physical characteristics]. Moscow, Standartinform, 2016. (In Russian)

‡ 15. Balovnev V.I. *Fizicheskoe modelirovanie rezaniya gruntov* [Physical modeling of soil cutting]. Moscow, Mashinostroenie, 1969. 159 p. (In Russian)

‡ 16. Zelenin A.N., Balovnev V.I., Kerov I.P. *Mashiny dlya zemlyanykh rabot* [Machines for moving the earth]. Moscow, Mashinostroenie, 1975. 422 p. (In Russian)

‡

УДК (UDC) 004.021

ОСОБЕННОСТИ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ
СТРУКТУРООБРАЗОВАНИЯ НА ОСНОВЕ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ
СЕРИИ ДИАГРАММ АНИЗОТЕРМИЧЕСКОГО РАСПАДА АУСТЕНИТАPECULIARITIES OF COMPUTER SIMULATION OF STRUCTURE FORMATION
BASED ON THE USE OF A SERIES OF AUSTENITE
ANISOTHERMAL DECAY DIAGRAMSНеклюдов А.Н., Григорьев П.А., Трошко И.В.
Neklyudov A.N., Grigoriev P.A., Troshko I.V.Российский университет транспорта (Москва, Россия)
Russian University of Transport (Moscow, Russian Federation)

Аннотация. Для определения микроструктуры и свойств металла сварных соединений необходимо рассмотреть процессы, связанные с превращением аустенита. С этой целью в работе рассматривается методика компьютерного моделирования структурных превращений с использованием трех видов диаграмм анизотермического распада аустенита. Моделирование выполнено на примере колесной стали марки 2. Для подтверждения применимости предлагаемого решения проведено компьютерное моделирование наплавки гребня железнодорожного колеса грузового вагона. В результате проведенных исследований установлено, что с использованием методов компьютерного моделирования возможно качественно оценить структурные превращения, происходящие при воздействии точечных источников теплоты. На основании полученных результатов возможна предварительная оценка предлагаемых решений.

Ключевые слова: колесо вагона, распад аустенита, феррит, мартенсит.

Дата принятия к публикации: 12.12.2022
Дата публикации: 10.03.2023

Сведения об авторах:

Неклюдов Алексей Николаевич – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Наземные транспортно-технологические средства», ФГБОУ ВО «Российский университет транспорта», e-mail: alexis_skin@mail.ru.

Григорьев Павел Александрович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Наземные транспортно-технологические средства», ФГБОУ ВО «Российский университет транспорта», e-mail: grigorievpavel1996@yandex.ru.

Трошко Илья Васильевич – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры, кафедра «Наземные транспортно-технологические средства», ФГБОУ ВО «Российский университет транспорта», e-mail: troshko_iv@mail.ru.

Abstract. For the determination of the microstructure and properties of the metal of welded joints, it is necessary to consider the processes associated with the transformation of austenite. To this end, the paper considers a technique for computer modeling of structural transformations using a series of diagrams of anisothermal decay of austenite on the example of a grade 2 wheel steel. To confirm the applicability of the proposed solution, computer modeling of the process of surfacing the ridge of a railway timber of a freight car was carried out. Because of the conducted research, it was found that using computer modeling methods it is possible to qualitatively assess the structural transformations that occur when exposed to concentrated heat sources. Based on the results obtained, a preliminary assessment of the rationality of the proposed solutions for surfacing and welding is possible.

Keywords: wagon wheel, austenite decomposition, ferrite, martensite.

Date of acceptance for publication: 12.12.2022
Date of publication: 10.03.2023

Authors' information:

Alexey N. Neklyudov – Candidate of technical sciences, Assistant Professor, Head of the Department «Ground transportation and techno-logical means» at Russian University of Transport, e-mail: alexis_skin@mail.ru.

Pavel A. Grigoriev – Candidate of technical sciences, Associate professor of the Department «Ground transportation and technological means» at Russian University of Transport, e-mail: grigorievpavel1996@yandex.ru.

Ilya V. Troshko – Candidate of technical sciences, docent, Associate professor of the Department «Ground transportation and technological means» at Russian University of Transport, e-mail: troshko_iv@mail.ru.

1. Введение

Свойства сталей (механические, эксплуатационные, технологические) определяются их внутренней структурой. То же самое верно и для сварных швов. Структура сталей является гетерофазной структурой, включающей различные компоненты [1].

При этом структура не является неизменной. В частности, изменение температуры (нагрев или охлаждение) даже при воздействии точечных источников тепла приводит к ее изменению. При этом в стали происходят структурно-фазовые превращения, что затем приводит к возникновению градиента механических напряжений. Поэтому для оценки прочности сварной конструкции необходимо учитывать особенности процесса структурно-фазовых превращений. Целенаправленное достижение требуемой структуры, следовательно, и свойств материала конструкции и сварных швов возможно только на основе изучения закономерностей указанных процессов [2-5].

При сварке или наплавке в сварном шве и околошовной зоне протекает ряд взаимосвязанных фазовых и структурных превращений первого рода [6, 7]. Под фазовыми превращениями понимаются процессы образования в структуре стали новых фаз. Новые фазы отличаются другим атомно-кристаллическим строением и составом. Они также имеют четкие межфазные границы.

В ходе структурных превращений второго рода изменяется кристаллическая решетка, в частности, перераспределяются ее дефекты, перераспределяются примеси и добавки (легирующие добавки, нано-добавки), возникают ликвации.

Указанные структурные и фазовые превращения при сварке протекают в неравновесных условиях. Эти условия характеризуются параметрами сварочного термомеханического цикла, характеризующегося быстрым локальным нагревом и охлаждением. Эти процессы протекают на фоне возникновения сварочных напряжений и деформаций. После охлаждения в конструкции возникают остаточные напряжения. Характер и интенсивность указанных процессов зависят от

состава стали, максимальных температур сварки, скорости сварочного процесса.

Во время охлаждения формируется окончательная структура, следовательно, и определяются окончательные свойства металла сварного шва и околошовной зоны. Следует отметить, что основное влияние на свойства оказывают процессы превращения аустенита.

2. Задача исследования

Аустенитная фаза в материале сварочного шва и околошовной зоне может превращаться в феррито-перлит, бейнит и мартенсит (игольчатый тростит). Реализация конкретного превращения зависит от состава сплава, параметров сварочного цикла, скорости нагрева и охлаждения (в диапазоне температурных воздействий, лежащих в пределах от 800 °С до 700 °С).

При исследовании и моделировании превращений используются следующие параметры для интервала температур при охлаждении от 800 °С до 700 °С, приведенные в работе [8]:

- (w_{M_1}) – скорость охлаждения материала при которой формируется 5% мартенсита;
- (w_{M_2}) – скорость охлаждения материала при которой формируется 90% мартенсита;
- ($w_{ф.п.1}$) – скорость охлаждения материала при которой образуется 5% феррита и перлита;
- ($w_{ф.п.2}$) – скорость охлаждения материала при которой образуется 100% феррита и перлита [8].

При относительно малых скоростях охлаждения ($w_{7/8} < w_{ф.п.1}$) происходит превращение диффузионного типа. Оно начинается при некотором переохлаждении ниже точки A_{c3} , когда происходит диффузионный отвод углерода во внутренние части аустенитного зерна. Образующийся феррит содержит не более 0,02% углерода, а его твердость по Бриннелю лежит в диапазоне от 80 до 100 кг/мм².

Важнейшим параметром перлитной структуры является окончательный размер

перлитных зерен (колоний). Чем ниже температура протекания фазовых превращений и меньше размер зерен аустенита, тем меньше будет окончательный размер зерен перлита, что приведет к повышению механических свойств материала.

При высоких скоростях превращения происходит мартенситное превращение. Если $w_{7/8} > w_{M_2}$ происходит полное превращение, в противном случае – частичное.

Механические и технологические свойства материала определяется типом мартенсита. Например, холодные трещины в околошовной зоне чаще возникают при наличии пластического мартенсита, так как в вершинах двониковых пластин отмечается повышенный уровень механических напряжений. Пакетный мартенсит более предпочтителен с точки зрения образования трещин.

Бейнитное превращение при диапазонах температур $w_{M_1} \dots w_{M_2}$ сочетает в себе элементы перлитного и мартенситного превращений, потому называется промежуточным. Особенностью такого превращения является предварительное диффузионное перераспределение углерода в аустените, что приводит к неравномерному распределению углерода в микроструктуре сплава.

Следует отметить, что если охлаждение происходит непрерывно, то, как правило, и одно аустенитное превращение не происходит полностью. Одно незавершенное превращение перетекает в другое. Ситуация осложняется при неравномерном чередовании процессов нагрева и охлаждения, при нелинейных законах изменения температуры.

Компьютерное моделирование при решении тепловых задач может обеспечивать возможность уточнения оценки структурного и теплового состояния системы в соответствии с временными интервалами в случае нестационарной нелинейной постановки, которая предполагает учет кинетических параметров механических и теплофизических свойств в каждой точке исследуемого непрерывного пространства на основе тепловой картины объекта в заданный момент времени. В данном случае рациональным является применение банка данных свойств исследуемого материала в конкретном темпера-

турном интервале. Однако, как было указано выше, вариативность параметров тепловых процессов в сталях часто является стимулирующим фактором формирования структурных и фазовых превращений в соответствии со стадиями повышения и понижения температур, что обусловлено реструктуризацией кристаллической решетки и протеканием диффузионных процессов. В ряде ранее проведенных научных исследований показано, что отдельные части конкретной марки стали (фазовые и структурные) могут обладать различными механическими и физическими характеристиками. Усреднение значений свойств материалов при компьютерном моделировании без учета кинетических особенностей процесса является причиной получения усредненных результатов моделирования, которые не соответствуют реальным процессам, протекающим в исследуемом материале [9, 10].

Результативность процесса анализа структурных и фазовых преобразований в материале на разных стадиях повышения и понижения температур обусловлена некоторыми проблемными факторами. Первый фактор характеризуется необходимостью учета процессов получения аустенита из исходных фаз на этапе нагрева. При этом на этапе охлаждения после наплавки следует применять диаграммы распада аустенитной фазы, с помощью которых возможно оценить кинетические параметры состава сплава при изменении скорости снижения температуры в интервале от 800 до 700 °С. Другой фактор проявляется в виде большой разницы между значениями минимальной и максимальной температуры, в образовании зон в металле с высоким градиентом температур, где действуют точечные источники тепла. Для учета этих особенностей необходимо применять несколько диаграмм анизотермического распада аустенита, построенных для разных исходных температур охлаждения.

Предложенная методика имитационного моделирования структурных превращений при наплавке колесной стали базируется на использовании серии диаграмм для рассматриваемого материала, построенных для максимальных температур в околошовной зоне от 900 до 1350 °С, то есть во всем диапазоне

температур, в котором существует аустенитная фаза.

3. Разработанные методы исследования

При рассмотрении диаграмм распада аустенита, содержащегося в колесной стали марки 2, можно сделать вывод о том, что в случае низкой скорости охлаждения распад аустенитной фазы на феррито-перлитные смеси начинается при приближении температуры к 700°C. Данное обстоятельство затрудняет применение диаграмм, разработанных для скоростей снижения температуры в критическом диапазоне от 600 до 500 °C, в рамках компьютерного моделирования, в частности, при значениях температур, приближенных к значениям, соответствующим распаду аустенита на феррито-перлитные смеси в случае протекания процессов при малых скоростях охлаждения.

Компьютерное моделирование фазовых превращений аустенита при наплавке колес вагонов возможно при наличии комплекса диаграмм анизотермического распада аустенита, соответствующих разным максимальным температурам.

Предлагаемая методика позволяет анализировать кинетические параметры структурных и фазовых превращений в рамках всего температурного интервала в зоне термического влияния применительно к наплавке гребней железнодорожных колес грузовых вагонов.

Для решения задач в рамках создания предлагаемой методики разработана совмещенная диаграмма анизотермического распада аустенита. Данная диаграмма задействует координатную систему «температура – скорость охлаждения» применительно к диапазону температур от 800 до 700°C. Указанный диапазон соответствует наименьшей устойчивости аустенита при начальных значениях температур охлаждения 900, 1100 и 1350 °C (рис. 1).

В ходе исследования была разработана методика компьютерного моделирования со-

става сплава с использованием трех типов рассмотренных диаграмм. В ее основе лежит оценка текущего положения точки, соответствующей текущим условиям, в пространстве координат диаграммы анизотермического преобразования аустенита в координатах температура - скорость охлаждения.

На диаграммах можно выделить ряд характерных областей, которые полностью определяют структурный состав материала в зависимости от скорости охлаждения:

- область №1 – образование феррито-перлитных смесей;
- область №2 – образование феррито-перлитной смеси и бейнитных структур;
- область №3 – образование феррито-перлитных, бейнитных и мартенситных структур;
- область №4 – образование бейнитной и мартенситной структур;
- область №5 – образование мартенситной структуры.

С использованием диаграмм определяется область существования структурных фаз, получаемых в процессе охлаждения. Эта информация используется в ходе численного конечноэлементного теплового расчета.

Точки на линиях диаграммы (рис. 1) определяют температуру начала и конца фазового превращения, а также содержание структурной составляющей (в процентах) на момент завершения превращения (полного или не полного).

Если расчетная точка попадает в область существования смеси фаз, то состав каждой составляющей определяется в зависимости от процентного содержания отдельных компонентов на линиях окончания превращения с учетом текущей температуры [1].

На примере рис. 2 рассмотрим методику моделирования процесса структурных превращений в металле. В частности, линия № 5 расположена в области № 2. Таким образом, на момент окончания превращения (распада) аустенитной фазы могут существовать два компонента – феррито-перлитная фаза (ФП) и бейнитная фаза (Б). Диаграмма (рис. 2) построена для начальной температуры 900 °C [1].

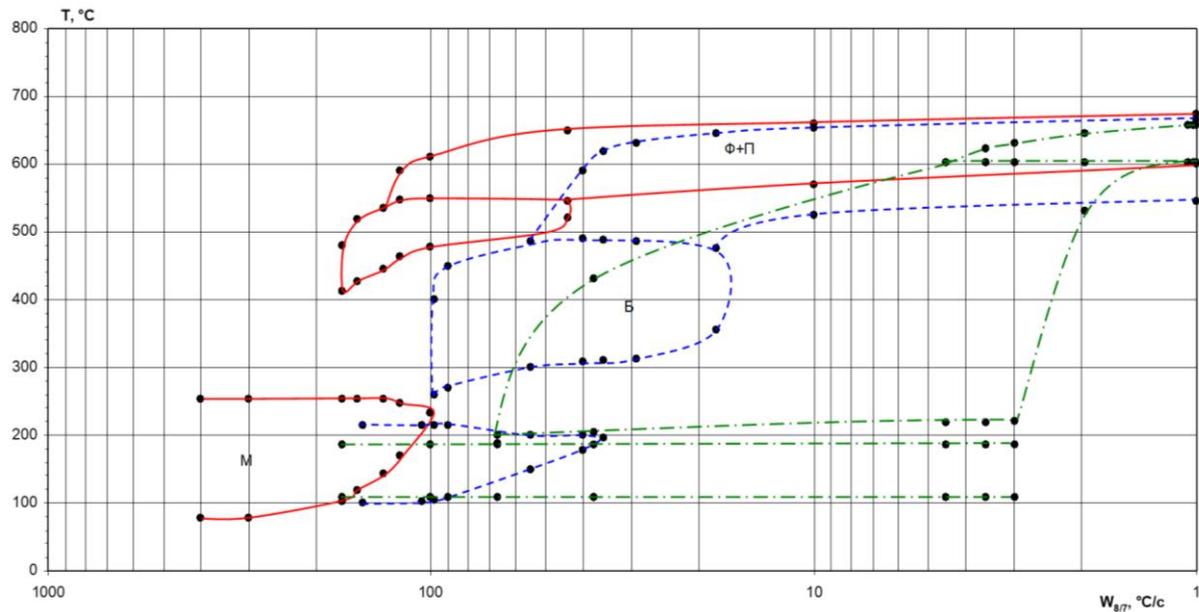


Рис. 1. Совмещенная диаграмма анизотермического распада аустенита для различных максимальных температурах для колесной стали марки 2 (сплошные линии – охлаждение с 900°C, пунктирные линии – охлаждение с 1100°C, штрихпунктирные линии – охлаждение с 1350°C) [1]

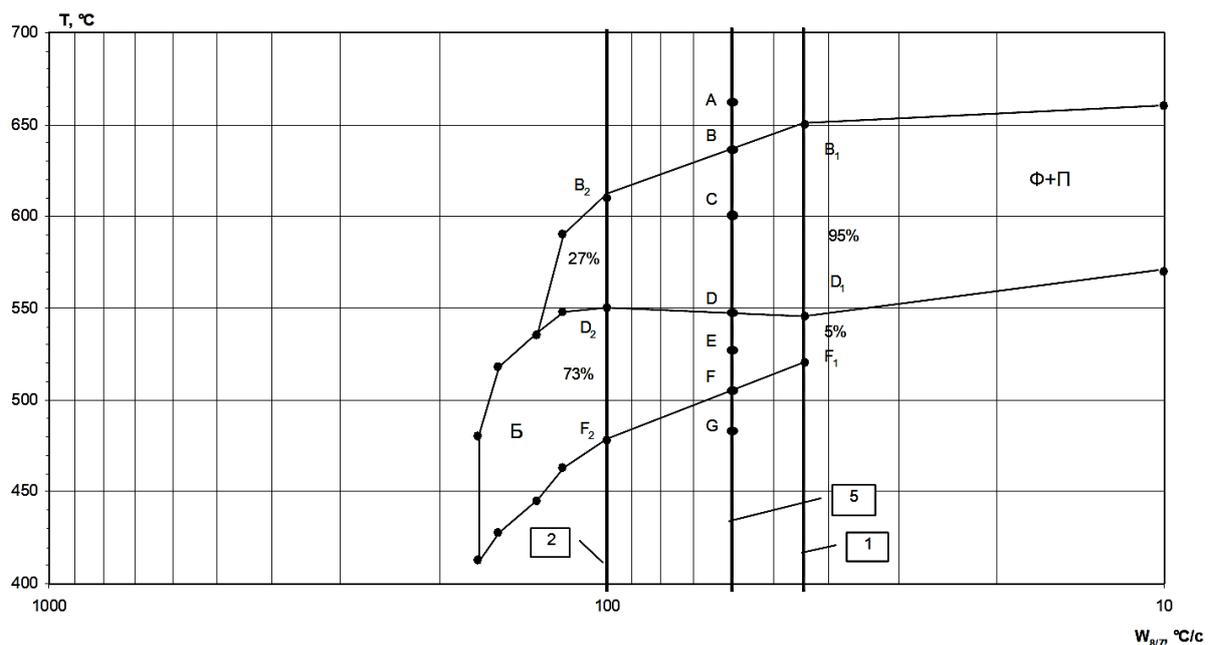


Рис. 2. Диаграмма распада аустенита (фрагмент) с началом охлаждения стали с температуры 900°C [1]

Анализ структурного состава колесной стали выполнялся для линии А-В-С-Д-Е-Ф-Г. Было принято следующее допущение – линии между точками В₁ и В₂, D₁ и D₂, F₁ и F₂ являются прямыми. Эти линии определяют начало и окончание структурных превращений в материале.

В точке А содержание аустенитной фазы равно 100%. Превращение заканчивается в

точке Г. В точке В₂ начинается превращение аустенита в феррито-перлит, если скорость охлаждения равна 100 °C/c. В точке D₂ аустенит полностью превращается в феррито-перлит (его содержание составляет 27 %) и при той же скорости охлаждения начинается переход оставшегося аустенита (73 %) в бейнит. В точке F₂ заканчивается полный переход аустенита в бейнит.

В точке V_1 начинается переход аустенита в феррито-перлит, если скорость охлаждения равна $44\text{ }^\circ\text{C}/\text{с}$. В D_1 точке этот переход завершается. Содержание феррито-перлита в этой точке достигает 95%. В точке F_1 завершается переход аустенита в бейнит.

На основе указанных параметров выполняется моделирование распада аустенита при скорости охлаждения $60\text{ }^\circ\text{C}/\text{с}$.

При охлаждении металла от точки В до точки D начинается процесс превращения аустенитной фазы в феррито-перлит. Скорость структурных превращений считается постоянной в пределах участка охлаждения BD. При охлаждении металла до температуры точки D и ниже начинается распад оставшегося аустенита с образованием бейнита. Это превращение заканчивается в точке F.

4. Результаты и их анализ

Влияние серий диаграмм распада аустенита выполнялось с использованием методов компьютерного моделирования. В качестве конкретного объекта исследования выбран технологический процесс наплавки гребня железнодорожного колеса грузового вагона. Основные параметры задачи: толщина обода колеса – 50 мм, толщина гребня колеса – 20 мм, температура подогрева колеса перед наплавкой металла – $180\text{ }^\circ\text{C}$.

Численное моделирование выполнено для всех указанных вариантов диаграмм. В том числе использовались следующие диаграммы: совмещенная диаграмма, диаграмма с максимальной температурой $1100\text{ }^\circ\text{C}$, диаграмма с максимальной температурой

$1350\text{ }^\circ\text{C}$. Результаты компьютерного моделирования сведены в табл. 1. Кроме того, на рис. 3...5 показано изменение процентного содержания аустенита в зависимости от расстояния от поверхности наплавки и различных диаграмм при различном расстоянии от поверхности наплавки.

Результаты компьютерного моделирования показали, что применение только одной из видов диаграмм показывает точное распределение структурных составляющих только в той зоне колеса, где достигается температура, равная T_{\max} той диаграммы, которая используется в расчете.

Установлено, что если глубина наплавки δ равна 3 мм, то результаты моделирования достоверны при использовании диаграммы с $T_{\max}=1350\text{ }^\circ\text{C}$, либо всех трех диаграмм. Использование диаграммы с $T_{\max}=1100\text{ }^\circ\text{C}$ приводит к завышению содержания фаз.

При увеличении глубины до 4 мм следует использовать диаграмму с $T_{\max}=1100\text{ }^\circ\text{C}$, так как использование других диаграмм также приводит к завышению значений.

Таблица 1
 Значения структурных составляющих по результатам проведенного компьютерного моделирования

h, мм	Совмещенная диаграмма			$T_{\max}=1100\text{ }^\circ\text{C}$			$T_{\max}=1350\text{ }^\circ\text{C}$		
	А	ФП	Б	А	ФП	Б	А	ФП	Б
3	61	0	39	6	32	62	60	0	39
4	5	33	62	5	32	62	60	0	40
5	0	100	0	0	47	53	53	0	47
6	0	100	0	0	100	0	0	100	0

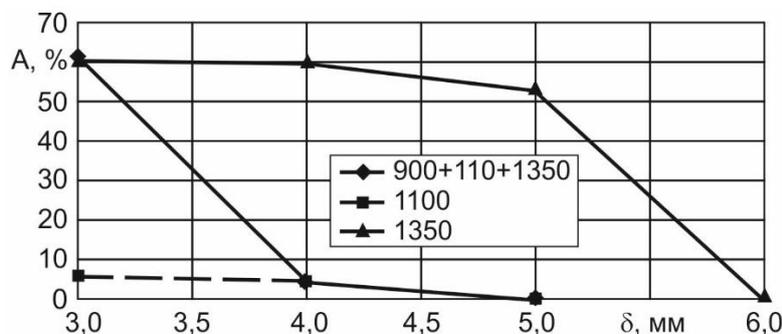


Рис. 3. Изменение содержания аустенитной фазы в зависимости от глубины δ (расстояния от поверхности наплавки) и различных типов диаграмм [1]

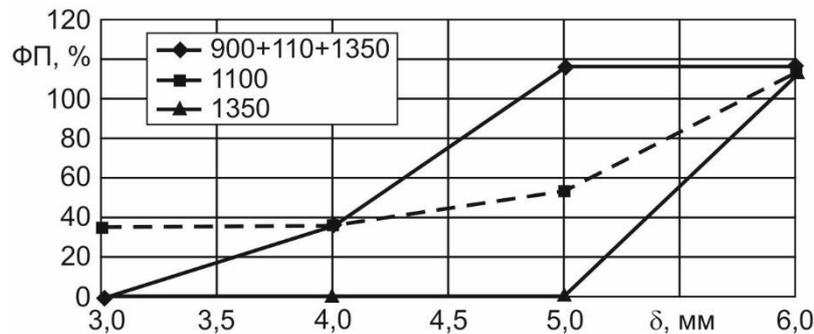


Рис. 4. Изменение процентного содержания феррито-перлитной фазы в зависимости от глубины δ (расстояния от поверхности наплавки) и различных типов диаграмм [1]

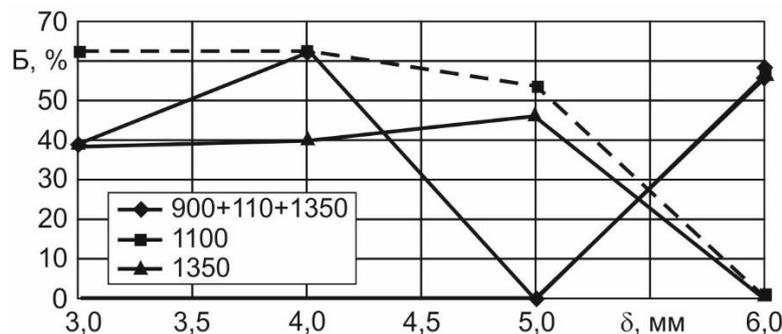


Рис. 5. Изменение процентного содержания бейнитной фазы в зависимости от глубины δ (расстояния от поверхности наплавки) и различных типов диаграмм [1]

4. Заключение

Таким образом, в ходе моделирования следует применять совместно все три представленные диаграммы для анализа структурного состава металла при наплавке с различными температурами нагрева. При использовании данной методики мы получаем по итогам компьютерного моделирования температурное распределение, близкое к реальному по качественным и количественным показателям. Это подтверждают результаты проведенного научного исследования.

Список литературы

1. Неклюдов А.Н. Оценка кинетики тепловых процессов и структурообразования при восстановлении наплавкой колес вагонов с разной степенью их изношенности: Дис... к-та техн. наук. М., 2004. 280 с.
2. Киселев А.С. Разработка методов анализа и проектирования сварочной технологии на основе компьютерного моделирования термо-деформированного и структурного состояния сварных конструкций: Дис... д-ра техн. наук. М., 2000.

Разработанная научно-обоснованная методика, представленная в работе, может применяться для эффективного исследования структурных превращений фаз в наплавляемом и околошовном материале, а также для комплексного исследования процессов распада аустенита с учетом незавершенности структурных превращений при нагреве и охлаждении. Полученные решения позволяют более качественно оценить структурные превращения, происходящие при воздействии точечных источников теплоты.

References

1. Neklyudov A.N. *Otsenka kinetiki teplovykh protsessov i strukturoobrazovaniya pri vosstanovlenii naplavkoy kolos vagonov s raznoy stepen'yu ikh iznoshennosti* [Assessment of the kinetics of thermal processes and structure formation during the restoration of the surfacing of wagon wheels with varying degrees of wear] Dis... k-ta tekhn. nauk. Moscow, 2004. 280 p. (In Russian)
2. Kiselev A.S. *Razrabotka metodov*

345 с.

3. Макаров Э.Л., Коновалов А.В. Система компьютерного анализа свариваемости и технологии сварки легированных сталей // Сварочное производство. 1995. № 3. С. 6-9.

4. Leung C., Pick R. Finite element analysis of multipass welds // Welding Research Council Bulletin Series. 1990. № 356. P. 11-33.

5. Эфименко Л.А. Кинетические особенности структурообразования в толстолистовых конструкционных сталях при сварке и их влияние на сопротивление разрушению: Автореф. дис... д-ра техн. наук. СПб., 1992. 32 с.

6. Ефимов, Р.А. Оценка тепловых нагрузений цельнокатаного колеса вагона при торможении: Автореф. дис... канд. техн. наук. М., 2017. 22 с.

7. Патент № 2353672 С1 Российская Федерация, МПК C21D 9/34. Способ термического упрочнения железнодорожных колес: № 2007135856/02: заявл. 28.09.2007: опубл. 27.04.2009. С.Н. Киселев, А.В. Саврухин, А. Н. Неклюдов и др.

8. Теория сварочных процессов / под ред. В.В. Фролова. М.: Высш. шк., 1988. 559 с.

9. Евсеев Д.Г., Саврухин А.В., Неклюдов А.Н.. Анализ влияния интенсивности охлаждения при объемно-поверхностной закалке на формирование закалочных структур в стали 20ГЛ // Металловедение и термическая обработка металлов 2017. № 9(747). С. 45-49.

10. Kiselev S.N., Voronin N.N., Kuzmina G.D. Examination of thermal processes and structure formation in twin-arc servicing of wagon wheels using computer modeling // Welding International. 2000. Vol. 14. 8. P. 642-647.

analiza i proektirovaniya svarochnoj tekhnologii na osnove komp'yuternogo modelirovaniya termo-deformirovannogo i strukturnogo sostoyaniya svarnyh konstrukcij [Development of methods for analysis and design of welding technology based on computer modeling of thermo-deformed and structural state of welded structures]: Dis... d-ra tekhn. nauk. Moscow, 2000. 345 p. (In Russian)

3. Makarov E.L., Konovalov A.V. Sistema kompyuternogo analiza svarivaemosti i tekhnologii svarki legirovannyh stalej [Computer analysis system of weldability and welding technology of alloy steels]. Svarochnoe proizvodstvo, 1995, No. 3, pp. 6-9. (In Russian)

4. Leung C., Pick R. Finite element analysis of multipass welds. Welding Research Council Bulletin Series, 1990, No. 356, pp. 11-33.

5. Efimenko L.A. Kineticheskie osobennosti strukturoobrazovaniya v tolstolistovyh konstrukcionnyh stalyah pri svarke i ih vliyanie na soprotivlenie razrusheniyu [Kinetic features of structure formation in thick-sheet structural steels during welding and their effect on fracture resistance] Avtoref. dis... d-ra tekhn. nauk. SPb., 1992. 32 p. (In Russian)

6. Efimov, R.A. Ocenka teplovyh nagruzhenij celnokatanogo kola vagona pri tormozhenii [Assessment of thermal loads of a solid-rolled wagon wheel during braking]: Avtoref. dis... kand. tekhn. nauk. M., 2017. 22 p. (In Russian)

7. Patent № 2353672 C1 Rossijskaya Federaciya, MPK C21D 9/34. Sposob termicheskogo uprochneniya zhelezodorozhnyh koles [Method of thermal hardening of railway wheels]: № 2007135856/02: заявл. 28.09.2007: опубл. 27.04.2009. S.N. Kiselev, A.V. Savruhin, A. N. Neklyudov i dr. (In Russian)

8. Teoriya svarochnyh processov [Theory of welding processes]. Pod red. V.V. Frolova. M.: Vyssh. shk., 1988. 559 p. (In Russian)

9. Evseev D.G., A.V. Savruhin, A.N. Neklyudov. Analysis of the effect of the cooling intensity during volume-surface quenching on the formation of quenching structures in 20GL steel. Metallovedenie i

УДК (UDC) 628.4.032, 004.9

РАЗРАБОТКА АВТОМАТИЗИРОВАННОЙ ИНФОРМАЦИОННОЙ СИСТЕМЫ
ПО ОЦЕНКЕ ОБЪЕМОВ НАКОПЛЕНИЯ ТВЕРДЫХ КОММУНАЛЬНЫХ ОТХОДОВDEVELOPMENT OF AN AUTOMATED INFORMATION SYSTEM
ACCORDING TO THE ASSESSMENT OF THE VOLUME OF ACCUMULATION
OF SOLID MUNICIPAL WASTEЛагерев И.А., Перминова Д.И.
Lagerev I.A., Perminova D.I.Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)
Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. В статье представлены научные подходы к оценке объемов накопления твердых коммунальных отходов с целью определения нормативов с использованием распределенной информационной системы. Приведено описание автоматизированной информационной системы и алгоритмов ее использования с учетом опыта, полученного специалистами ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского» при выполнении работ по заказу Департамента природных ресурсов и экологии Брянской области (договор от 01.03.2022 г. №02-22).

Ключевые слова: твердые коммунальные отходы, накопление, объем, масса, оценка, нормативы, информационная система, автоматизация.

Дата принятия к публикации: 23.10.2022
Дата публикации: 10.03.2023

Сведения об авторах:

Лагерев Игорь Александрович – доктор технических наук, доцент, проректор по инновационной деятельности и цифровому развитию ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского»,
e-mail: lagerev-bgu@yandex.ru.

Перминова Диана Игоревна – студент ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского»,
e-mail: di.perm1@mail.ru.

Abstract. The article presents scientific approaches to assessing the volume of solid municipal waste accumulation in order to determine standards using a distributed information system. The description of the automated information system and algorithms of its use is given, taking into account the experience gained by specialists of the Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University when performing work commissioned by the Department of Natural Resources and Ecology of the Bryansk Region (contract No. 02-22 dated 01.03.2022).

Keywords: solid municipal waste, accumulation, volume, mass, assessment, standards, information system, automation.

Date of acceptance for publication: 23.10.2022
Date of publication: 10.03.2023

Authors' information:

Igor A. Lagerev – Doctor of Technical Sciences, Assistant Professor, Vice rector for Innovations at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University,
e-mail: lagerev-bgu@yandex.ru.

Diana I. Perminova – student at Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University,
e-mail: di.perm1@mail.ru.

1. Введение

Внедрение рациональных методов утилизации твердых коммунальных отходов является важной составляющей перехода к зеленой экономике. Одним из гарантов надежности и последовательности принимаемых решений в сфере обращения с твердыми коммунальными отходами является достоверность исходных данных, на основе которых

осуществляется координация процесса обработки отходов [1, 2].

В 2022 году специалисты ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского» по заказу Правительства Брянской области выполняли работы по оценке нормативов накопления твердых коммунальных отходов на территории Брянской области. На основе этого опыта были разработаны подходы по авто-

матизации сбора и обработки получаемой информации.

2. Методика исследования

Натурные измерения объемов накопления твердых коммунальных отходов проводятся на местности мобильными группами. Выбор объектов для замеров должен отражать структуру промышленности и домохозяйств на территории региона.

На первом этапе были выбраны и согласованы с профильным ведомством муниципальные образования, на территории которых в дальнейшем были подобраны конкретные объекты для проведения замеров. С целью репрезентативности и охвата для исследований целесообразно выбирать следующие характерные виды муниципальных образований:

- областной центр;
- крупный промышленный город;
- районный центр;
- поселок городского типа;
- село;
- деревня.

Муниципальные образования должны располагаться в районах области с различным преобладающим типом хозяйственной деятельности – промышленный, сельскохозяйственный, рекреационный [1].

После выбора муниципальных образований на их территории были выбраны и согласованы с профильным ведомством конкретные объекты, на которых были размещены контейнеры для сбора мусора или площадки, на которых выполняется бесконтейнерный сбор твердых коммунальных отходов. Список типовых объектов для проведения мониторинга (по категориям) приведен в [1].

Таким образом, формируется множество из N объектов для проведения замеров. Объекты имеют порядковый номер $i=1\dots N$. На каждом объекте может быть расположено различное количество контейнеров с номером $j=1\dots M_i$, где M_i – количество контейнеров на i -м объекте.

После выбора объектов для проведения замеров информация об объектах и контейнерах была занесена в информационную

систему. Эту операцию выполняет администратор системы. После ввода информации об объектах эти зарегистрированные объекты были распределены между конкретным исполнителями, обязанностью которых было проведение необходимых замеров на местности и внесение информации о результатах замеров в информационную систему. Также исполнители вносят информацию о конструкции и особенностях площадок для сбора твердых коммунальных отходов.

Расчет объема отходов в j -м контейнере на i -м объекте был выполнен по следующей методике.

При измерении объемов накопления в контейнере требуется разровнять поверхность мусора, не уплотняя его. После этого на поверхность мусора устанавливается вертикально линейка (рейка, рулетка), с помощью которой определяется расстояние l_{vij} (м) от поверхности мусора до края контейнера. Измерение заносится в информационную систему в виде числового значения, а также в систему загружается фотография, на которой четко видно измеренное расстояние (рис. 1).



Рис. 1. Примеры фотографий измерения объема накопления отходов в контейнере

Взвешивание бака выполняется на платформенных весах. Полученное значение веса G_{k1} (кг) вносится в информационную систему (рис. 2).

Масса накопленных отходов в j -м контейнере на i -м объекте G_{ij} (кг) определяется как разница между результатом взвешивания



Рис. 2. Примеры фотографий взвешивания контейнера на платформенных весах

G_{klij} (кг) и массой пустого контейнера G_{k0ij} (кг), т.е.

$$G_{ij} = G_{klij} - G_{k0ij}.$$

Желательно, чтобы по каждому объекту выполнялось взвешивание контейнера с внесением полученных данных в паспорт объекта, так как масса контейнеров типовой конструкции может отличаться в силу случайных причин. При использовании контейнеров самодельной конструкции взвешивание порожнего контейнера обязательно. В табл. 1 приведены данные по массе и глубине пус-

Таблица 1
Масса и глубина пустых контейнеров

Типоразмер контейнера	Глубина, м	Масса пустого контейнера G_{k0ij} , кг
Пластмассовые контейнеры		
0,12	0,88	9,5
0,36	1,1	16,2
0,66	0,9	44,5
0,77	0,9	46,4
1,1	0,9	51,5
Стальные контейнеры		
0,4	0,8	60
0,5	0,9	50
0,64	1	63
0,66	0,05	65
0,7	1,03	64
0,75	1,1	57
0,8	1,25	74,5
0,9	1	92
1,0	1,1	92
1,1	1,06	85
1,25	1	70

тых контейнеров стандартной конструкции. Измеренное значение l_v не может быть больше глубины контейнера.

Для расчета объемов накопления твердых коммунальных отходов в j -м контейнере на i -м объекте V_{ij} (m^3) в зависимости от измеренного значения l_{vij} следует использовать следующие выражения.

Пластиковый контейнер объемом 0,12 m^3 :
 $V_{ij}(l_{vij}) = 0,1433(0,88 - l_{vij})$.

Пластиковый контейнер объемом 0,36 m^3 :
 $V_{ij}(l_{vij}) = 0,2569(1,1 - l_{vij})$.

Пластиковый контейнер объемом 0,66 m^3 :
 $V_{ij}(l_{vij}) = 0,6372(1,05 - l_{vij})$.

Пластиковый контейнер объемом 0,77 m^3 :
 $V_{ij}(l_{vij}) = 0,8118(0,9 - l_{vij})$.

Пластиковый контейнер объемом 1,1 m^3 :
 $V_{ij}(l_{vij}) = 0,9033(1,1 - l_{vij})$.

Стальной контейнер объемом 0,4 m^3 :
 $V_{ij}(l_{vij}) = 0,4333(0,9 - l_{vij})$.

Стальной контейнер объемом 0,5 m^3 :
 $V_{ij}(l_{vij}) = 0,4933(0,9 - l_{vij})$.

Стальной контейнер объемом 0,64 m^3 :
 $V_{ij}(l_{vij}) = 0,6433(1 - l_{vij})$.

Стальной контейнер объемом 0,66 m^3 :
 $V_{ij}(l_{vij}) = 0,6372(1,05 - l_{vij})$.

Стальной контейнер объемом 0,7 m^3 :
 $V_{ij}(l_{vij}) = 0,6433(1,03 - l_{vij})$.

Стальной контейнер объемом 0,75 m^3 :
 $V_{ij}(l_{vij}) = 0,6433(1,1 - l_{vij})$.

Стальной контейнер объемом 0,8 m^3 :
 $V_{ij}(l_{vij}) = 0,6433(1,25 - l_{vij})$.

Стальной контейнер объемом 0,9 m^3 :
 $V_{ij}(l_{vij}) = 0,9433(1 - l_{vij})$.

Стальной контейнер объемом 1,0 m^3 :
 $V_{ij}(l_{vij}) = 0,9033(1,1 - l_{vij})$.

Стальной контейнер объемом 1,1 m^3 :
 $V_{ij}(l_{vij}) = 1,2984(0,9 - l_{vij})$.

Стальной контейнер объемом 1,25 m^3 :
 $V_{ij}(l_{vij}) = 1,2346(1 - l_{vij})$.

При бесконтейнерном сборе твердых коммунальных отходов взвешивание и изме-

рение объемов накопления проводится в специальном пакете (рис. 3 и рис. 4).



Рис. 3. Примеры фотографий измерения объема при бесконтейнерном накоплении отходов



Рис. 4. Примеры фотографий взвешивания при бесконтейнерном накоплении отходов

Информационная система должна отличать объекты с бесконтейнерным накоплением отходов, так как для них объем отходов определяется не одним значением l_{vij} , а совокупностью значений диаметра d_{vij} (м) и высоты (h_{vij}) пакета с отходами.

При бесконтейнерном сборе отходов их объем вычисляется по формуле:

$$V_{ij}(d_{vij}, h_{vij}) = 0,785h_{vij}d_{vij}^2.$$

Для расчета сводных значений объемов накопления твердых коммунальных отходов необходимо получить информацию от представителей муниципальных образований о значениях расчетных единиц, согласно которым нормируется накопление отходов. Как правило, в качестве расчетных единиц используются либо площади зданий или терри-

торий, либо количество человек (работников, пассажиров, обучающихся и т.д.).

Данные о значении расчетных единиц по каждому объекту вносит администратор системы на основании официальных писем, предоставленных представителями муниципалитетов. Однако исполнители работ должны иметь возможность сообщить о необходимости корректировки значений в соответствии с реальным положением дел на объекте. Например, часть здания может реально не использоваться, количество машино-мест или обучающихся в учебном заведении может не соответствовать представленным значениям.

Большое количество объектов, на которых проводятся натурные измерения, расположенных на большой территории, приводит к необходимости децентрализованного сбора и обработки большого массива данных (числовых и графических). Для этого могут использоваться электронные таблицы и хранилища файлов, размещенные в облачном сервисе. Именно такой способ применялся при выполнении работ на территории Брянской области в 2022 году.

По результатам обобщения накопленного опыта был сделан вывод о необходимости разработки автоматизированной информационной системы по оценке объемов накопления твердых коммунальных отходов.

Предлагаемая автоматизированная информационная система должна выполнять следующие функции.

1. Ведение базы данных объектов, на которых проводится измерение объемов накопления твердых коммунальных отходов.

2. Внесение и корректировка значений расчетных единиц.

3. Создание и ведение графика проведения замеров с возможностью распределения объектов и замеров по конкретным исполнителям (группам исполнителей).

4. Передача согласно указанной методике числовых и графических первичных данных о результатах замеров исполнителями (группами исполнителей) с мест на сервер автоматизированной информационной системы.

5. Автоматизированные расчеты результатов замеров на основе полученных первичных данных.

6. Автоматическое формирование отчетных ведомостей.

7. Автоматизированные расчеты нормативов накопления твердых коммунальных отходов с автоматизированным формированием сводных ведомостей.

8. Автоматизированная подготовка отчета о выполнении работ в соответствии с требованиями заказчика.

9. Проверка собранной информации.

Важным моментом является выбор архитектуры (рис. 5) взаимодействия работников, выполняющих натурные измерения объемов накопления твердых коммунальных отходов на местах, с сервером автоматизированной информационной системы.

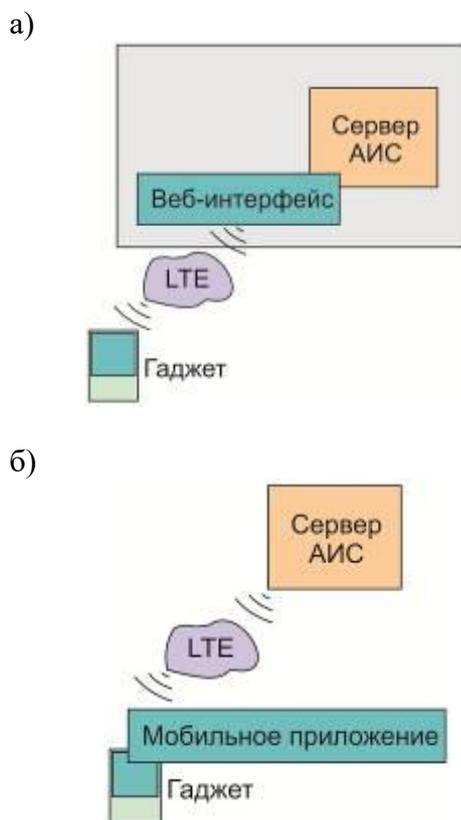


Рис. 5. Варианты архитектуры взаимодействия пользователей с сервером автоматизированной информационной системы:
а – использование веб-интерфейса;
б – использование мобильных приложений

Первый вариант (рис. 5, а) предполагает использование веб-интерфейса автоматизи-

рованной системы для работы пользователей. Технически такой вариант более простой для реализации, так как не требует разработки широкой номенклатуры приложений для мобильных устройств. Однако этот вариант делает невозможным или значительно осложняет работу на объектах, в местах расположения которых отсутствует мобильный Интернет. Практика показывает, что такая ситуация наблюдается в 20...30% случаев. Таким образом, этот вариант является не функциональным.

Второй вариант (рис. 5, б) предполагает использование мобильных приложений на гаджетах (мобильных телефонах и планшетах) и его версии для ноутбуков. В этом случае приложение может иметь оффлайн-режим работы с последующей отправкой данных при появлении сети. Он более сложен в техническом плане, требует больших затрат на разработку, но является более универсальным.

В настоящий момент специалистами ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского» идет разработка прототипа представленной автоматизированной информационной системы, которая позволит в дальнейшем выполнять работы по определению нормативов твердых коммунальных отходов. Кроме этого, система может использоваться для разработки территориальных схем обращения с отходами.

Общая схема построения разрабатываемой автоматизированной информационной системы показана на рис. 6.

Пользователи системы с помощью различных мобильных гаджетов под управлением различных операционных систем, на которых установлены мобильные приложения, обращаются к серверной части Системы через мобильную сеть передачи данных общего пользования.

Пользователи взаимодействуют с серверной частью через прокси-сервера (балансирующие нагрузки), через которые идет взаимодействие с бэкэнд частью автоматизированной информационной системы, реализующий ее основной функционал. Бэкэнд работает с использованием системы кэширо-

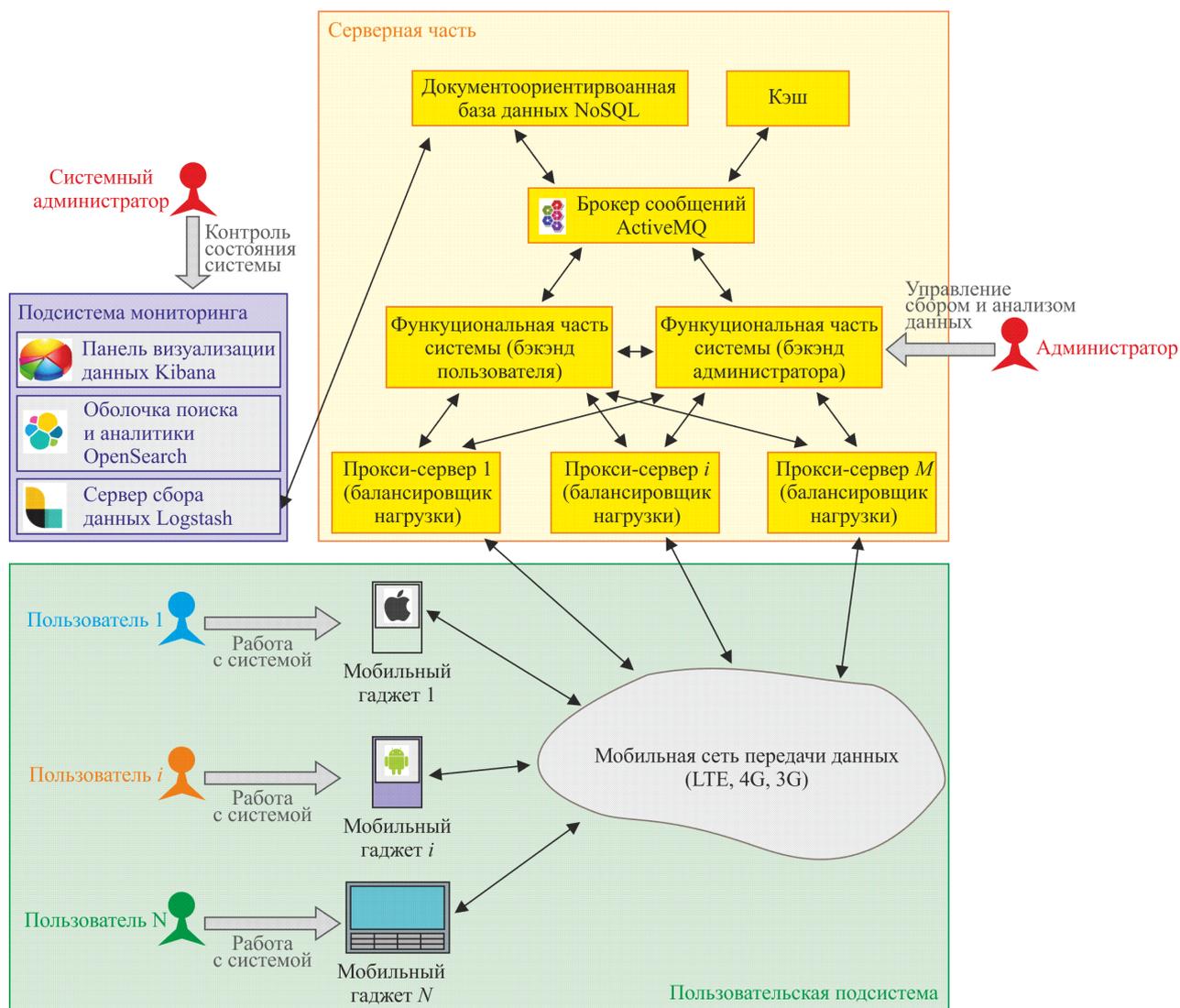


Рис. 6. Общая схема построения автоматизированной информационной системы

вания и документоориентированной базы данных, хранящей всю информацию об объемах накопления отходов.

Администратор системы управляет процессом сбора и анализа данных о накоплении твердых коммунальных отходов. Кроме того, у системы есть системный администратор, поддерживающий ее работу, который ведет мониторинг работы системы через подсистему мониторинга.

Список литературы

1. Лагереv И.А., Шкурманова С.С. Практические аспекты оценки накопления твердых коммунальных отходов // Ученые записки Брянского государственного университета. 2022. №3. С. 59-64.

3. Заключение

О результатах выполнения комплексных работ по созданию автоматизированной информационной системы по оценке объемов накопления твердых коммунальных отходов и опыте ее внедрения будет сообщено отдельно

References

1. Lagerev A.V., Shkurmanova S.S. Practical aspects of accumulation assessment municipal solid waste. *Uchenye zapiski Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2012, No.3, pp. 59-64. (In Russian)

2.Иванушкина С.С., Шкурманова С.С.
Анализ объемов накопления пластиковых
отходов (На примере домохозяйств Брян-
ской области) // Ученые записки Брянского
государственного университета. 2022. №3.
С. 54-58.

2. Ivanushkina S.S., Shkurmanova S.S.
Analysis of the volume of accumulation of plas-
tic waste (On the example of households in the
Bryansk region) 2022, No.3, pp. 54-58. (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. Лагерев

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> 10.03.2023 г.