



Научно-технический вестник

БРЯНСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО
УНИВЕРСИТЕТА

*Nauchno-Tekhnicheskiiy Vestnik
Bryanskogo Gosudarstvennogo
Universiteta*

Б Р Я Н С К

2021(4)

ISSN 2413-9920

**Научно-технический
ВЕСТНИК
Брянского
государственного
университета**

**№ 4
2021**

Технические науки

**Nauchno-tekhnicheskiy
VESTNIK
Bryanskogo
gosudarstvennogo
universiteta**

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

**№ 4
2021**

Engineering Science

ББК 74.580.4

Н-34

Научно-технический вестник Брянского государственного университета. № 4 (2021). Брянск:
РИСО БГУ, 2021. – Точка доступа: <http://ntv-brgu.ru>
Размещено на официальном сайте журнала: 25.12.2021

Распоряжением Минобрнауки России от 12 февраля 2019 г. № 21-р сетевое издание «Научно-технический вестник Брянского государственного университета» включен 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:

05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и детали машин (технические науки);

05.02.11 – Методы контроля и диагностика в машиностроении (технические науки);

05.05.03 – Колесные и гусеничные машины (технические науки);

05.05.04 – Дорожные, строительные и подъемно-транспортные машины (технические науки)

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

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

Главный редактор сетевого издания:

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

Ответственный секретарь сетевого издания:

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

Редакционная коллегия сетевого издания:

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

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

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

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

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

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

И.А. Лагереv – доктор технических наук, 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. Ярушклина – 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, 2021
© 2021 Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta



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

СОДЕРЖАНИЕ

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

**Машиностроение и машиноведение**
Транспортное, горное и строительное машиностроение

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 05.02.02; 05.02.11; 05.05.03; 05.05.04
(Распоряжение Минобрнауки России от 12 февраля 2019 г. № 21-р)

Гончаров К.А. (Брянск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-04-316-327

Концептуальные решения систем управления дифференциальными натяжными устройствами ленточных конвейеров 316

Карпычев В.А., Болотина А.Б., Ковин Д.В. (Москва, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-04-328-335

Структурный анализ тормозной рычажной передачи тележки грузового вагона с отводящими устройствами с учётом кромочного контакта колодки и колеса 328

Лагереv А.В., Лагереv И.А. (Брянск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-04-336-347

Предварительная компоновка основного технологического оборудования самоходной машины мобильной канатной дороги со штанговым механизмом установки и фиксации концевой опоры 336

Романович А.А., Гришин А.В., Денисов И.А. (Белгород, Брянск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-04-348-355

Моделирование процессов разгрузки коротких отвальных ленточных конвейеров при управлении скоростью движения ленты 348

Свойкин А.О. (Томск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-04-356-368

Уменьшение гидродинамической силы в гидрораспределителе путем модернизации деталей золотниковой пары 356

Сенькевич С.Е., Годжаев З.А., Сергеев Н.В., Ильченко Е.Н., Алексеев И.С.

(Москва, Зерноград, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-04-369-380

Результаты проведения экспериментальных исследований мобильного энергетического средства в составе транспортного агрегата с упруго-демпфирующим механизмом 369

Сладкова Л.А., Григорьев П.А. (Москва, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-04-381-388

Физико-математическая модель налипания грунта на поверхность рабочих органов землеройно-транспортных машин 381

Таричко В.И., Шалупина П.И., Емельянова Г.А. (Брянск, Москва, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-04-389-395

Моделирование нагруженности водоотражающего щита плавающей мобильной машины 389

Умирзоков А.М., Джобиров Ф.И., Сайдуллозода С.С., Бердиев А.Л.

(Душанбе, Таджикистан; Челябинск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-04-396-403

Оценка формирования ресурса шин грузовых автомобилей в горных условиях при строительстве Рогунской гидроэлектростанции 396

Шалупина П.В., Артемова А.А. (Брянск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-04-404-417

Оценка прочности элементов крепления кабины колесного шасси высокой грузоподъемности 404

Транспорт

Арипов Н.М., Илесалиев Д.И., Азимов Ф.К., Ибрагимова Г.Р. (Ташкент, Узбекистан)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-04-418-431

Определение рациональных значений параметров контейнерного депо 418

Безопасность деятельности человека

Рыбаков А.В., Иванов Е.В., Дмитриев А.В., Борисов А.Е. (Химки, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-04-432-437

Оценка влияния нормализованного вегетационного индекса на пожарную обстановку в пожароопасный период 432

CONTENT

ENGINEERING SCIENCE

**Machinery Building and Theoretical Engineering
Transport, Mining and Construction Machinery**

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 05.02.02; 05.02.11; 05.05.03; 05.05.04

(Order of the Ministry of Education and Science of Russia of February 12, 2019 No. 21-p)

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-04-316-327

Conceptual solutions for control systems of differential tensioners for belt conveyors 316

Karpychev V.A., Bolotina A.B., Kovin D.V. (Moscow, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-04-328-335

Structural analysis of freight car lever transmission with parallel shoe releasing devices taking into account the edge contact of the shoe and wheel 328

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-04-336-347

Preliminary layout of the main technological equipment of a self-propelled machine with a rod mechanism for installing and fixing the end tower for a mobile ropeway 336

Romanovich A.A., Grishin A.V., Denisov I.A. (Belgorod, Bryansk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-04-348-355

Simulation of unloading processes of short dump belt conveyors with speed control belt movement 348

Svoykin A.O. (Tomsk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-04-356-368

Reducing the hydrodynamic force in the hydraulic distributor by modernizing the spool coupe parts 356

Senkevich S.Ye., Godzhaev Z.A., Sergeev N.V., Ilchenko Ye.N., Alekseyev I.S.

(Moscow, Zernograd, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-04-369-380

Results of experimental studies of a mobile energy vehicles in a transport unit with an elastic damping mechanism 369

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-04-381-388

Physical-mathematical model of ground adhesion on the surface of the excavating parts of earthmoving machines 381

Tarichko V.I., Shalupina P.I., Emelyanova G.A. (Bryansk, Moscow, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-04-389-395

Modeling of the load of a water-reflecting shield of a floating mobile machine 389

- Umirzokov A.M., Jobirov F.I., Saidullozoda S.S., Berdiev A.L.
(Dushanbe, Republic of Tajikistan; Chelyabinsk, Russian Federation)
DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-04396-403
Assessment of the resource formation of truck tires in mountainous conditions during
the construction of the Rogun hydro power plants 396
- Shalupina P.I., Artyomova A.A. (Bryansk, Russian Federation)
DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-04-404-417
Assessment of the strength of the cabin mounting elements of the high-capacity
wheeled chassis 404

Transport

- Aripov N.M., Ilesaliev D.I., Azimov F.K., Ibragimova G.R. (Tashkent, Uzbekistan)
DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-04-418-431
Determination of rational values of the parameters of the container depot 418

Safety of Human Activities

- Rybakov A.V., Ivanov E.V., Dmitriev A.V., Borisov A.E. (Khimki, Russian Federation)
DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-04-432-437
Assessment of the influence of the normalized vegetation index on the fire situation in
the fire-hazardous period 432

УДК (UDC) 621.86

КОНЦЕПТУАЛЬНЫЕ РЕШЕНИЯ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ
ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫМИ НАТЯЖНЫМИ УСТРОЙСТВАМИ
ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВCONCEPTUAL SOLUTIONS FOR CONTROL SYSTEMS OF DIFFERENTIAL
TENSIONERS FOR BELT CONVEYORSГончаров К.А.
Goncharov K.A.Брянский государственный технический университет (Брянск, Россия)
Bryansk State Technical University (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. Дифференциальные натяжные устройства ленточных конвейеров в целом и промежуточных приводов протяженных конвейеров в виде замкнутых тяговых контуров являются новым типом автоматических натяжных устройств, отличающихся от других известных конструкций наличием ступенчатой дискретной системы управления натяжением лент с разделением функций компенсации вытяжки ленты под нагрузкой и управления её натяжением в процессе работы конвейера с целью создания оптимальных режимов нагруженности ленты. В статье проведен анализ известных и реализуемых на практике концепций систем управления ленточными конвейерами в целом. Показана возможность регулирования реализуемого промежуточным ленточным приводом тягового усилия посредством управления натяжением тяговых и грузонесущей лент. На основе проведенного анализа предложены концептуальные решения систем управления дифференциальными натяжными устройствами ленточных конвейеров с возможностью как автономного применения, так и применения в структуре комплексной системы управления конвейером. Приведены возможные структуры линейных частей дифференциальных натяжных устройств, а также варианты реализации исполнительных частей, непосредственно осуществляющих перемещение натяжных элементов.

Ключевые слова: ленточный конвейер, устройство натяжное дифференциальное, тяговая лента, система управления.

Дата принятия к публикации: 01.10.2021
Дата публикации: 25.12.2021

Сведения об авторе:

Гончаров Кирилл Александрович – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Подъемно-транспортные машины и оборудование» ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет», e-mail: ptm_bstu@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-5895-1162

Abstract. Differential tensioning devices for belt conveyors in general and intermediate drives of extended conveyors in the form of closed traction loops are a new type of automatic tensioning devices that differ from other known designs by the presence of a stepwise discrete belt tension control system with separation of compensation functions for belt stretching under load and control of its tension during the operation of the conveyor in order to create optimal modes of belt loading. The article analyzes the well-known and practical concepts of belt conveyor control systems in general. The possibility of controlling the traction force realized by the intermediate belt drive by controlling the tension of the traction and load-carrying belts is shown. On the basis of the analysis, conceptual solutions for control systems for differential tensioning devices of belt conveyors are proposed with the possibility of both autonomous use and application in the structure of an integrated conveyor control system. Possible structures of linear parts of differential tensioning devices are presented, as well as options for the implementation of executive parts that directly move tensioning elements.

Keywords: belt conveyor, differential tensioner, traction belt, control system.

Date of acceptance for publication: 01.10.2021
Date of publication: 25.12.2021

Author's information:

Kirill A. Goncharov – PhD in Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department "Handling machinery and equipment" at Bryansk State Technical University, e-mail: ptm_bstu@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-5895-1162

Благодарности

Исследование выполнено при финансовой поддержке гранта Президента РФ для государственной поддержки молодых российских ученых-докторов наук №МД-422.2020.8

Acknowledgements

The study was supported by Presidential Grant for Governmental Support to Young Russian Scientists No. №MD-422.2020.8

1. Введение.

Основные направления современных научных исследований в области систем управления ленточными конвейерами можно разделить на несколько категорий [1]:

1) исследования в области стабилизации грузопотока воздействием системы управления [2 – 5];

2) исследования в области стабилизации и управления тяговыми факторами приводов [6 – 15];

3) исследования в области управления пусковыми и тормозными процессами ленточных конвейеров [16 – 19];

4) исследования в области определения границ применения тех или иных способов воздействия на механические характеристики двигателей и управления скоростью движения ленты конвейера [20 – 29].

В работах, относящихся к первой категории, рассматриваются вопросы как поиска решений синхронизации скорости движения ленты с фактическим грузопотоком, так и обратные им вопросы регулирования самого грузопотока без воздействия на скорости лент. В работе [2] авторы экспериментально определяют параметры загрузочного устройства конвейера для получения нужных характеристик грузопотока. Работа [3] посвящена математическому поиску наилучшего значения скорости движения ленты конвейера в зависимости от величины грузопотока с учетом прямой пропорциональности между этими двумя параметрами. В исследованиях [4, 5] основное внимание уделяется моделированию случайных колебаний грузопотока на основе вероятностных методов их описания.

Вторая категория исследований объединяет вопросы изучения и управления тяговыми способностями как барабанных, так и промежуточных ленточных приводов в виде тяговых контуров. В работе [6] рассматриваются вопросы компьютерной имитации систем управления

ленточными конвейерами, позволяющей осуществлять отладку разрабатываемых алгоритмов управления с использованием математических моделей технологических процессов. Исследования [8 – 11] посвящены моделированию процесса поддержания тягового фактора барабанного привода ленточного конвейера при переходе с одной скорости движения ленты на другую изменением веса грузового натяжного устройства, либо перемещением натяжного барабана.

В работе [12] авторами предлагается конструкция ленточного конвейера с подвесной лентой, движущейся на спуск под действием веса груза с установкой вспомогательного привода-конвейера, компенсирующего потери энергии. Предлагаемое техническое решение нивелирует ключевую роль привода в структуре конвейера, фактически превращая его в инерционный механизм.

Исследование [13] посвящено изучению механизмов распределения тяговых усилий между приводами внутри двухбарабанной приводной станции ленточного конвейера с целью обоснования способов устойчивой работы приводов подобной конфигурации.

В работах [7, 14] проведены экспериментальные исследования рабочих процессов промежуточных ленточных приводов ленточных конвейеров, в том числе касающиеся вопросов влияния натяжений лент на тяговую способность подобных приводов.

В исследовании [15] рассмотрены вопросы тяговой способности линейного асинхронного двигателя привода с учетом возможности изменения стабильной величины зазора между первичным и вторичным элементами вследствие эксплуатационных изменений геометрических параметров машины.

Третья категория исследований решает, в основном, частные вопросы пуска и торможения ленточных конвейеров при наличии созданной в предыдущие годы значительной базы научных достижений в данной области,

общие основные положения которых изложены в [16]. К примеру, в работе [17] рассматривается влияние физико-механических свойств лент на пусковые процессы ленточных конвейеров. В исследовании [18] произведено моделирование тормозных режимов работы ленточных конвейеров и оценено их влияние на колебания величины тягового фактора барабанного привода.

Работа [19] посвящена изучению проблем пуска протяженного ленточного конвейера, привод которого оснащен асинхронным электродвигателем с короткозамкнутым ротором и системой управления, реализующей тиристорное регулирование напряжения статора. По результатам исследований авторы делают вывод, что возможно эффективное использование указанной системы управления в приводах ленточных конвейеров с целью снижения динамических нагрузок в пусковых режимах, но их применение требует детальной тепловой проверки электродвигателей.

Научные исследования, отнесенные к четвертой категории, как обобщают опыт управления двигателями воздействием на их механические характеристики [21–23, 25–27], так и решают некоторые частные научные задачи [20], в частности исследуют особенности управления механическими характеристиками линейных асинхронных двигателей в пусковых режимах с учетом динамики приводимых механических систем.

С учетом приведенных сведений системы управления многоприводными ленточными конвейерами концептуально представляют собой следующие основные вариации [1].

1 Система управления не позволяет управлять механическими характеристиками

приводов, натяжными устройствами и процессами загрузки и разгрузки, фактически представляет собой контур безопасности, основанный на показаниях приборов безопасности.

2 Система управления не позволяет управлять механическими характеристиками приводов и натяжными устройствами, фактически представляет собой контур безопасности, основанный на показаниях приборов безопасности, возможно управление процессами загрузки (регулирование грузопотока) и разгрузки (передвижные разгрузочные тележки, регулируемые плужковые сбрасыватели).

3 Система управления позволяет управлять механическими характеристиками приводов с учетом воздействий приборов безопасности, управление натяжением лент осуществляется в автономном автоматическом режиме на основе поддержания постоянного натяжения (грузовые натяжные устройства, датчики натяжения в совокупности с лебедочными натяжными устройствами). Возможно управление процессами загрузки и разгрузки.

4 Система управления позволяет управлять механическими характеристиками приводов с учетом воздействий приборов безопасности в комплексе с управлением натяжением лент в следящем режиме, управление процессами загрузки и разгрузки конвейера коррелируется с управлением механическими характеристиками и натяжным устройством.

Описанные концепции построения систем управления можно представить в виде таблицы (табл. 1) [1].

Таблица 1

Концепции построения систем управления ленточными конвейерами

Концепция	Устройства безопасности	Управление механическими характеристиками двигателей	Управление натяжными устройствами	Управление процессами загрузки и разгрузки
Концепция 1	+	–	–	–
Концепция 2	+	–	–	+
Концепция 3	+	+	–	+
Концепция 4	+	+	+	+

Теоретически, любая из систем управления может включать различные варианты сочетаний приведенных в табл. 1 параметров. При этом под понятием «управление» в данном случае понимается не просто возможность включать и отключать привод или другие устройства, но еще и переводить их в промежуточные параметрические состояния в зависимости от рабочих характеристик конвейера.

В работах [14, 30] показано, что при изменении натяжения тяговой ленты промежуточного привода ленточного конвейера, создается возможность управления тяговым усилием промежуточного привода в небольшом диапазоне (до 8 %), при этом данный диапазон уменьшается по мере увеличения загрузки конвейера. Дополнительно даны рекомендации по манипулированию натяжениями грузонесущей и тяговых лент при пуске порожнего конвейера и его постепенной загрузке.

В случае эксплуатации протяженных магистральных многоприводных конвейеров указанная выше возможность управления тяговыми усилиями промежуточных приводов является достаточным обоснованием для разработки специфических конструкций натяжных устройств, позволяющих электродвигателям приводов работать в установившемся режиме на своих естественных механических характеристиках, что в ряде случаев может значительно снизить стоимость системы управления конвейером [31].

2. Цель исследования.

Целью настоящего исследования является разработка концептуальных решений систем управления дифференциальными натяжными устройствами ленточных конвейеров, реализующих ступенчатое дискретное управление натяжением лент с разделением функций компенсации вытяжки ленты под нагрузкой и управления её натяжением в процессе работы конвейера с целью создания оптимальных режимов нагруженности ленты.

3. Системы управления дифференциальными натяжными устройствами

Дифференциальное натяжное устройство состоит из двух принципиальных частей [1]:

1) линейная часть, формирующая сигнал о величине распределенной нагрузки от веса груза, проходящего через промежуточный ленточный привод, какую-либо линейную часть трассы конвейера или конвейер в целом;

2) исполнительная часть, реализующая необходимое натяжение ленты в зависимости от сигнала, поступающего от линейной части. Исполнительная часть включает в себя привод натяжного устройства, натяжной механизм (соединяет привод и опорное устройство), а также непосредственно передвигное опорное устройство натяжного барабана (натяжную тележку и т.п.), посредством движения которой осуществляется натяжение ленты. Дифференциальное натяжное устройство может включать в свою конструкцию несколько передвигных опорных устройств.

Обобщенная схема дифференциального натяжного устройства представлена на рис.1 [1]. В конструкцию промежуточного ленточного привода с определенным шагом устанавливаются динамометрические элементы (совмещаются с роlikопорами), настроенные на различные величины воздействующих на них усилий от веса груза (системы датчиков 1, 2 и 3). На рис. 1 показана трехшаговая система настройки. К примеру, датчики системы 1 настраиваются на срабатывание (замыкание цепи) при воздействии на них усилия, соответствующего весу груза, расположенного на промежуточном приводе, при реализации конвейером 1/3 полной производительности. Датчики системы 2 настраиваются на усилие, соответствующее реализации конвейером 2/3 полной производительности. Соответственно, датчики системы 3 настраиваются на усилие, соответствующее реализации конвейером полной производительности.

В качестве динамометрических элементов могут выступать пружины различной конструкции, подобранные или спроектированные на реализацию необходимого усилия (рис. 2), конвейерные весы различной конфигурации (рис. 3).

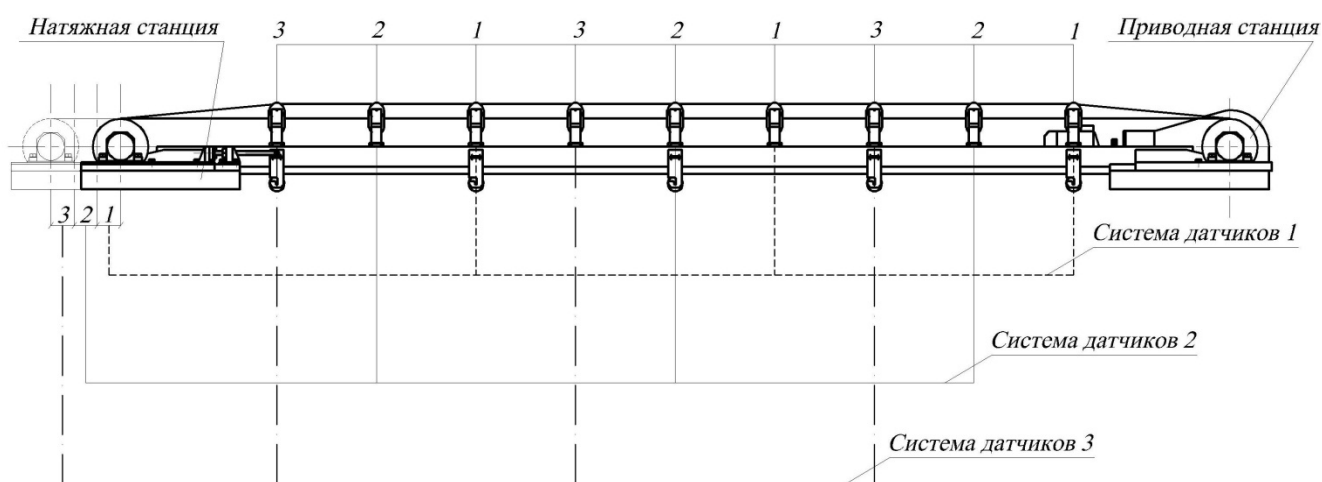


Рис. 1. Обобщенная схема дифференциального натяжного устройства

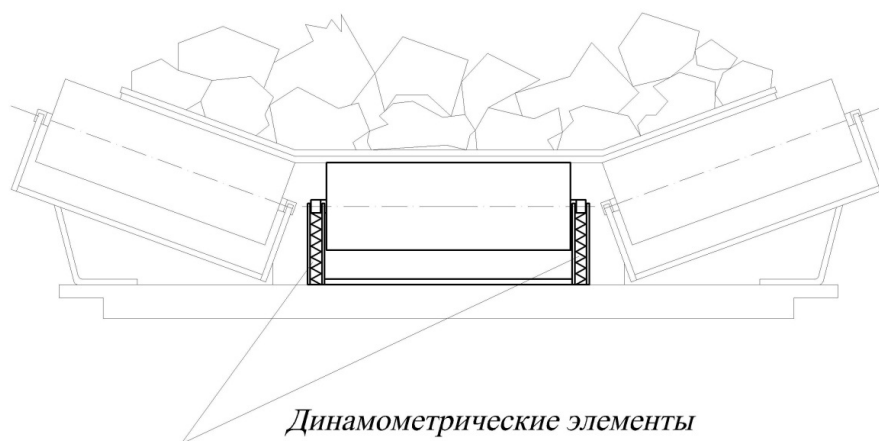


Рис. 2. Пружинные динамометрические элементы, совмещенные с центральным роликом желобчатой роликоопоры

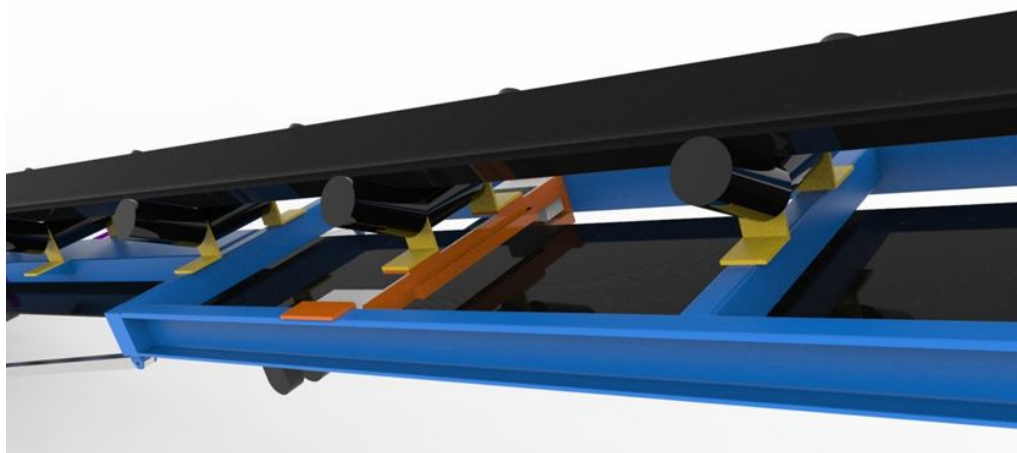


Рис. 3. Конвейерные весы, совмещенные с роликоопорой грузовой ветви

При замыкании всех датчиков системы 1 (рис. 1) включается привод натяжного устройства и перемещает натяжной барабан на расстояние 1. При замыкании всех датчиков системы 2 аналогично происходит включение привода натяжного устройства и перемещение натяжного барабана на расстояние 2. При замыкании системы датчиков 3 натяжной барабан перемещается на расстояние 3. При замыкании всех датчиков системы 3 датчики систем 1 и 2 будут соответственно уже замкнуты, так как настроены на меньшее усилие замыкания.

Последовательность работы дифференциального натяжного устройства можно описать следующим образом.

При поступлении на промежуточный привод груза, соответствующего производительности до $1/3$ полной производительности конвейера, датчики не срабатывают, натяжной барабан остается на месте. При увеличении грузопотока с превышением производительности конвейера более $1/3$ полной произ-

водительности с момента поступления груза на ленту последовательно замыкаются датчики системы 1 (рис. 1). Полностью система датчиков 1 будет замкнута при прохождении массы груза до конца промежуточного привода. В момент полного замыкания системы 1 происходит перемещение натяжного барабана на расстояние 1, тяговая лента получает соответствующее натяжение, определенное расчётом. В случае кратковременного увеличения грузопотока (порционное поступление груза на ленту) система датчиков 1 либо не успеет полностью замкнуться (привод натяжного барабана не включится), либо в скором времени начнет размыкаться при уменьшении грузопотока. В этом случае привод включится в реверсивном режиме и вернет натяжной барабан в исходное положение. При наличии коротких пустых промежутков в слое груза и необходимости поддержания измененного натяжения система датчиков может быть разделена на несколько параллельных частей (рис. 4).

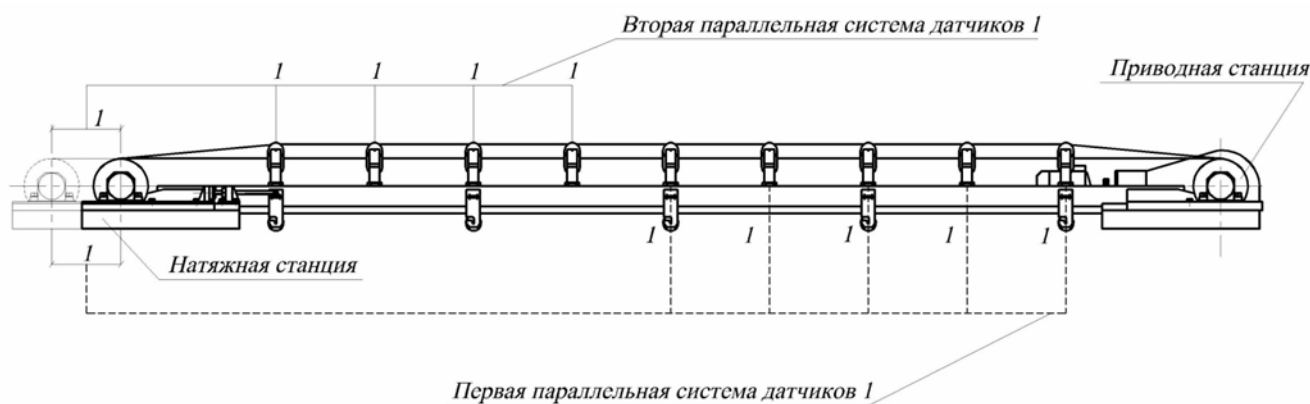


Рис. 4. Схема дифференциального натяжного устройства с двумя параллельными системами датчиков одного уровня

При попадании пустых промежутков в слое груза в первую параллельную систему датчиков 1 происходит размыкание какого-либо из датчиков этой системы, но замкнутая вторая параллельная система датчиков 1 не позволит осуществить обратное движение натяжного барабана. При переходе пустого промежутка в слое груза в зону второй параллельной системы датчиков 1 она размыкается, но в этот момент полностью замкнута первая параллельная система за счет стаби-

лизации грузопотока. Параллельные системы могут включать как несколько, так и одну точку установки динамометрических элементов вдоль трассы конвейера.

При увеличении грузопотока до значения $2/3$ реализуемой производительности начинает замыкаться система датчиков 2 при уже замкнутой системе 1. При полном замыкании системы 2 натяжной барабан переместится на расстояние 2, увеличив натяжение тяговой ленты. При уменьшении грузопотока на-

тяжной барабан вернется в исходное состояние при замкнутой системе датчиков 1.

При реализации конвейером полной производительности включится в работу система датчиков 3, функционирующая аналогично системам 1 и 2.

Ход натяжного устройства может регулироваться как концевыми выключателями, так и специализированными следящими устройствами (датчиками положения и т.п.).

Изменять положение передвижного опорного устройства натяжного барабана можно посредством различных типов приводов и натяжных механизмов.

Таким образом, обобщая предлагаемые варианты реализации линейной части дифференциальных натяжных устройств, можно выделить два концептуальных решения систем управления:

1) система управления с едиными контурами датчиков, каждый контур в которой настроен на реализацию одного дискретного параметра производительности (рис. 1);

2) система управления с разомкнутыми контурами датчиков, каждый контур в которой настроен на реализацию одного дискретного параметра производительности и имеет параллельно установленный двойник; датчики каждого из сдвоенных контуров устанавливаются сгруппировано в определенной части промежуточного ленточного привода (рис. 4).

Первое концептуальное решение проще в практической реализации, но применимо только в условиях стабильного грузопотока. Второе решение сложнее в практической реализации, но более удобно в случае нестабильного грузопотока.

Варианты реализации исполнительных частей дифференциального натяжного устройства описаны автором в работе [1], в частности:

1) применение в качестве привода дифференциального натяжного устройства мотор-редукторов, непосредственно приводящих во вращение натяжные винты, играющие роль натяжных механизмов;

2) применение в качестве привода дифференциального натяжного устройства гидроцилиндров, соединенных с опорными уст-

ройствами натяжного барабана; недостатком данной конструкции является ограниченность длины штока гидроцилиндра; решением данной проблемы может являться последовательная установка гидроцилиндров, применение телескопических или длинноходовых гидроцилиндров;

3) применение в кинематической цепи конструкции дифференциального натяжного устройства между гидроцилиндром и опорным устройством натяжного барабана силового полиспаста, что позволяет в определенных диапазонах реализовывать значительные величины натяжений;

4) применение в качестве привода дифференциального натяжного устройства приводных лебедок различной конфигурации;

5) применение в качестве привода дифференциальных натяжных устройств электроцилиндров в различных конфигурациях – в номинальном виде и в сочетании с силовыми и скоростными полиспастами.

В структуре дифференциальных натяжных устройств могут применяться опорные натяжные тележки различной конфигурации. В структуру также может быть включено две тележки, одна из которых будет выполнять функцию компенсации вытяжки ленты, а другая – регулирования её натяжения [1].

В конструкции дифференциального натяжного устройства, показанной на рис. 5, нижнее винтовое натяжное устройство, непосредственно опирающееся на шасси натяжной тележки, осуществляет функцию компенсации вытяжки тяговой ленты промежуточного ленточного привода. Вся конструкция натяжной тележки перемещается в результате вращения нижних натяжных винтов. Верхнее натяжное устройство конструктивно встроено в натяжную тележку и посредством вращения верхних натяжных винтов перемещает натяжной барабан относительно элементов тележки. Одна из опор барабана посредством рычага соединяется со ступенчатым концевым выключателем, регулирующим поэтапное изменение натяжения тяговой ленты промежуточного ленточного привода в зависимости от величины грузопотока.

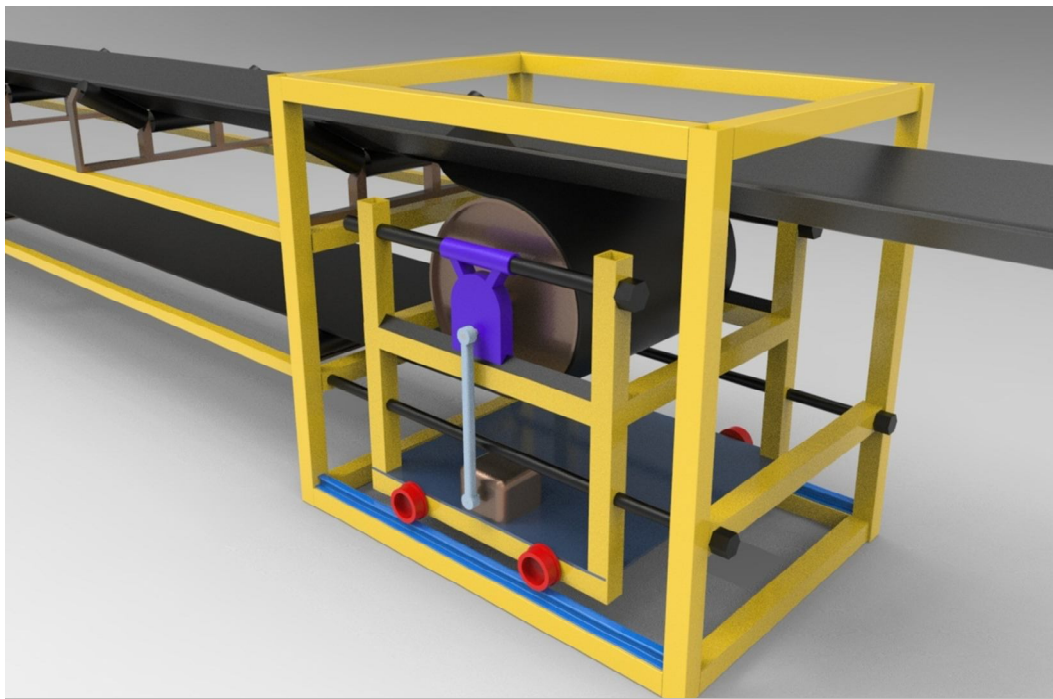


Рис. 5. Двухтележечная структура винтового дифференциального натяжного устройства

Двухтележечные дифференциальные натяжные устройства также могут оборудоваться гидравлическим, гидрополиспастным, лебедочным и другими типами описанных выше приводов.

4. Заключение.

Описанные в настоящей статье концептуальные решения систем управления дифференциальными натяжными устройствами ленточных конвейеров являются уникальными с позиции возможности их автономного применения, без интеграции в общую систему управления конвейером.

Принципиальное техническое решение, заложенное в конструкцию дифференциаль-

ных натяжных устройств, заключающееся в разделении натяжных элементов по исполняемым ими функциям (компенсация вытяжки ленты или регулирование рабочего натяжения при движении конвейера) позволяет внедрять во вновь разрабатываемые натяжные устройства проверенные и сравнительно несложные механические и электрические модули (концевые выключатели, конвейерные весы, динамометрические датчики), совокупная стоимость которых окажется значительно меньше стоимости разработки соответствующих программных компонентов для систем управления натяжными устройствами с их интеграцией в общую систему управления конвейерами.

Список литературы

1. Гончаров К. А. Тяговый расчет многоприводных ленточных конвейеров. Курск: ЗАО "Университетская книга", 2021. 271 с.
2. Гончаров К.А., Ивченко В.Н. Проектирование загрузочного бункера приемного ленточного передвижного бункера-питателя СПКБ 12-4 // Подъемно-транспортное дело. 2013. № 4. С. 2–5.
3. Дмитриева В.В., В.А. Орлов Математическая модель магистрального конвейера со случайным грузопотоком // Горный информационно-аналитический бюллетень. 1999. №1. С. 177–180.
4. Дьяченко В.П. Режим работы привода ленточного конвейера при случайном грузопотоке // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2013. №1. С. 175–179.
5. Шахмейстер Л.Г., Дмитриев В.Г. Вероятностные методы расчета транспортирующих машин. М: Машиностроение, 1983. 256 с.
6. Бухаров Р.А., Дмитриева В.В. Методика компьютерной имитации системы стабилизации тягового фактора ленточного конвейера // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2015. №51. С. 278–293.
7. Грачев В.В. Результаты исследования работы датчиков управления линейными промежуточными приводами многоприводного ленточного конвейера // Машины непрерывного транспорта: сб. науч. тр. М: ВНИИПТМАШ, 1971. Вып. 2. №11. С. 33–51.
8. Дмитриева В.В., Куанг Пьей, Вин Зо Поддержание величины тягового фактора ленточного конвейера с двухдвигательным // Современные наукоемкие технологии. 2015. №10. С. 20–28.
9. Дмитриева В.В. Синтез регулятора натяжения ленты для стабилизации тяговой способности привода ленточного конвейера // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2004. №11. С. 48–51.
10. Дмитриева В.В., Гершун С.В. Разработка математической модели ленточного конвейера с двухдвигательным приводом // Горный информационно-аналитический бюллетень, 2008. №8. С. 295–303.
11. Дмитриева В.В., Гершун С.В. Авто-

References

1. Goncharov K.A. *Tyagovyy raschet mnogoprivodnykh lentochnykh konveyerov* [Traction calculation of multi-drive belt conveyor]. Kursk, ZAO Universitetskaya kniga, 2021. 271 p. (In Russian)
2. Goncharov K.A., Ivchenko V.N. *Proektirovanie zagruzochnogo bunkera priemnogo lentochnogo peredvizhnogo bunkera-pitatelya SPKB 12-4* [Designing of loading bunker of catching mobile belt feed bin SMCB 12-4]. *Podemno-transtortnoe delo*, 2013, No.4, pp. 2–5. (In Russian)
3. Dmitrieva V.V., Orlov V.A. *Matematicheskaya model magistralnogo konveyera so sluchainym gruzopotokom*. *Gorniy informacionno-analiticheskiy bulletin*, 1999, No.1, pp. 177–180. (In Russian)
4. Diachenko V.P. *Rezhim raboty privoda lentochnogo konveyera pri sluchaynom gruzopotoke* [Belt conveyor drive operating mode in case of random freight flow]. *Gorniy informatsionno-analiticheskiy bulletin*, 2013, No.1, pp. 175–179. (In Russian)
5. Shakhmeister L.G., Dmitriev V.G. *Veroyatnostnye metody rascheta transportiruishchih mashin*. Moscow, Mashinostroenie, 1983. 256 p. (In Russian)
6. Bukharov R.A., Dmitrieva V.V. *Metodika komp'uternoi imitatsii sistemy stabilizatsii tyagovogo faktora lentochnogo konveyera* [The method of computer simulation of the stabilization system of the traction factor of belt conveyor]. *Gorniy informatsionno-analiticheskiy bulletin*, 2015, No.51, pp. 278–293. (In Russian)
7. Grachev V.V. *Rezultaty issledovaniya raboty datchikov upravleniya lineinymi promezhutochnymi privodami mnogoprivodnogo lentochnogo konveyera*. *Sbornik nauchnykh trudov "Mashiny nepreryvnogo transporta"*. Moscow, VNIPTMASH, 1971, Vol.2, No.11, pp. 33–51 (In Russian)
8. Dmitrieva V.V., Kuang Pei, Vin Zo. *Podderzhanie velichiny tyagovogo faktora lentochnogo konveyera s dvukhdvigatelnyim privodom*. *Sovremennye naukoemkie tehnologii*, 2015, No.10, pp. 20–28. (In Russian)
9. Dmitrieva V.V. *Sintez regulatora nat-*

матизация стабилизации величины тягового фактора магистрального ленточного конвейера с двухдвигательным приводом // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2010. №3. С. 246–256.

12. Пат. 126324 Российская Федерация, МПК В65G 15/08. Конвейер с подвесной лентой / Лагереv А.В., Дунаев В.П., Кулешов Д.Ю., Гончаров К.А.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВПО «Брянский государственный технический университет» №2012115924/11; заявл. 19.04.2012; опубл. 27.03.2013.

13. Рыжикова А.Г. Обоснование способов обеспечения устойчивой работы двухбарабанного привода мощных ленточных конвейеров для горной промышленности: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06. М., 1985. 235 с.

14. Goncharov K.A., Grishin A.V. Theoretical study of influence of belt tension of intermediate belt conveyor drive on value of zone of relative slip of traction and carrying belts // IOP Conf Series: Earth and Environmental Science. 2017. Vol. 87. P. 022008.

15. Goncharov K.A., Denisov I.A. Maintenance of working capacity of movement mechanism of load trolley with linear traction electric drive of bridge type crane // IOP Conf Series: Earth and Environmental Science. 2017. Vol. 87. P. 062004.

16. Галкин В.И., Дмитриев В.Г., Дьяченко В.П. Современная теория ленточных конвейеров горных предприятий. М.: Изд-во «Горная книга». 2011. 545 с.

17. Галкин В.И., Сазанкова Е.С. Влияние физико-механических свойств лент на пусковые процессы ленточных конвейеров // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2014. № 6. С. 19–35.

18. Дмитриева В.В. Моделирование пуско-тормозных режимов ленточного конвейера // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2014. №5. С. 65–72.

19. Зюзев А.М., Кожушко Г.Г., Метельков В.П. Пусковые режимы электропривода ленточного конвейера с учетом ограничений по нагреву двигателя // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. 2012. №6. С. 71–75.

yazheniya lenty dlya stabilizatsii tyagovoi sposobnosti privoda lentochnogo konveyera. *Gorniy informatsionno-analiticheskiy bulletin*, 2004, No.11, pp. 48-51. (In Russian)

10. Dmitrieva V.V., Gershun S.V. Razrabotka matematicheskoy modeli lentochnogo konveyera s dvukhdvigatelnyim privodom. *Gorniy informatsionno-analiticheskiy bulletin*, 2008, No.8, pp. 295-303. (In Russian)

11. Dmitrieva V.V., Gershun S.V. Avtomatizatsia stabilizatsii velichiny tyagovogo faktora magistralnogo lentochnogo konveyera s dvukhdvigatelnyim privodom. *Gorniy informatsionno-analiticheskiy bulletin*, 2010, No.3, pp. 246-256. (In Russian)

12. Patent RU 126324. *Conveyor with suspended belt*. Lagerev A.V., Dunaev V.P., Kuleshov D.Yu. Goncharov K.A. Declared 19.04.2012. Published 27.03.2013. Bulletin No. 9. (In Russian)

13. Ryzhikova A.G. Obosnovanie sposobov obespecheniya ustoichivoi raboty dvuhbarabannogo privoda moschyh lentochnyh konveyerov dlya gornoy promyshlennosti: thesis of PhD in Technical Sciences: 05.05.06. Moscow, 1985. (In Russian)

14. Goncharov K.A., Grishin A.V. Theoretical study of influence of belt tension of intermediate belt conveyor drive on value of zone of relative slip of traction and carrying belts. *IOP Conf Series: Earth and Environmental Science*, 2017, Vol. 87, p. 022008.

15. Goncharov K.A., Denisov I.A. Maintenance of working capacity of movement mechanism of load trolley with linear traction electric drive of bridge type crane. *IOP Conf Series: Earth and Environmental Science*. 2017, Vol. 87, p. 062004.

16. Galkin V.I., Dmitriev V.G., Dyachenko V.P. *Sovremennaya teoriya lentochnykh konveyerov gornyh predpriyatii* [Actual theory of belt conveyors in mining]. Moscow, MSMU publishing company, 2011. 545 p. (In Russian)

17. Galkin V.I., Sazankova E.S. *Vliyanie fiziko-mekhanicheskikh svoystv lent na puskovye protsessy lentochnykh konveyerov* [Influence of physical-mechanical properties of belt on the starting process of belt conveyor]. *Gorniy informacionno-analiticheskiy bulletin*, 2010, No.3, pp. 246-256. (In Russian)

20. Гончаров К.А., Денисов И.А., Ильин Е.И. Особенности динамического анализа механизма передвижения подвесной грузовой тележки мостового крана с линейным приводом // Вестник Брянского государственного технического университета. 2016. №3. С.115–122.
21. Каунг Пьей Аунг, Кубрин С.С., Певзнер Л.Д., Дмитриева В.В. Разработка системы управления скоростью движения ленты двухприводного ленточного конвейера // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. 2018. №3. С. 57–64.
22. Реутов А.А., Мясников А.А. Моделирование асинхронного электропривода с использованием программного комплекса «Универсальный механизм» // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2006. №9. С. 306–308.
23. Реутов А.А. Имитационное моделирование ступенчатого регулирования скорости конвейера // Проблемы недропользования. 2017. №2(13). С. 26–32.
24. Реутов А.А. Обеспечение загрузки конвейеров с регулируемой скоростью ленты // Вестник Брянского государственного технического университета. 2005. №3(7). С. 4–6.
25. Bebic M., Ristic L. Speed Controlled Belt Conveyors: Drives and Mechanical Considerations // Advances in Electrical and Computer Engineering. 2018. Vol. 18. № 1. P. 51–60.
26. Daijie He, Yusong Pang, Lodewijks G. Speed control of belt conveyors during transient operation // Powder Technology. 2016. Vol. 301. P. 622 – 631.
27. Daijie He, Yusong Pang, Lodewijks G. Determination of Acceleration for Belt Conveyor Speed Control in Transient Operation // IACSIT International Journal of Engineering and Technology. 2016. Vol. 8. №3. P. 206–211.
28. Лагерева А.В., Толкачев Е.Н., Бословяк П.В. Проектирование и исследования конвейеров с подвесной грузонесущей лентой. Брянск: РИО БГУ, 2016. 303 с.
29. Лагерева А.В., Толкачев Е.Н. Математическая модель конвейера с подвесной лентой, распределенным приводом и вертикально замкнутой трассой. Вестник Брянского государственного технического университета. 2016. №3. С. 115–122.
18. Dmitrieva V.V. Modelirovanie puskotormoznykh rezhimov lentochnogo konveyera. Gorniy informatsionno-analiticheskiy bulletin, 2014, No.5, pp. 65-72. (In Russian)
19. Zyuzev A.M., Kozhushko G.G., Metelkov V.P. Puskovye rezhimy elektroprivoda lentochnogo konveyera s uchetom ograniceniy po nagrevu dvigatelya [Starting mode of electric conveyor belt, taking into account constraints on the heating of the engine]. Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Gorniy zhurnal, 2012, No.6, pp. 71-75. (In Russian)
20. Goncharov K.A., Denisov I.A., Ilyin E.I. Osobennosti dinamicheskogo analiza mekhanizma peredvizheniya podvesnoy gruzovoy telezhki mostovogo krana s lineinym privodom [Dynamic analysis peculiarities of suspension truck travel in bridge crane with linear drive]. Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta, 2016, No.3, pp. 115-122. (In Russian)
21. Kaung Pyae Aung, Kubrin S.S., Pevzner L.D., Dmitrieva V.V. Razrabotka sistemy upravleniya skorostyu dvizheniya lenty dvukhprivodnogo lentochnogo konveyera [Development of a control system for the speed of the belt of a two-drive belt conveyor]. Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Gorniy zhurnal, 2018, No.3, pp. 57-64. (In Russian)
22. Reutov A.A., Gershun S.V. Modelirovanie asinkhronnogo elektroprivoda s ispolzovaniem programmnoy kompleksa 'Universalnyi mekhanizm'. Gorniy informatsionno-analiticheskiy bulletin, 2006, No.9, pp. 306-308. (In Russian)
23. Reutov A.A. Imitatsionnoye modelirovanie stupenchatogo regulirovaniya skorosti konveyera. [Simulation of the conveyor speed step control]. Problemy nedropolzovaniya, 2017, No.2 (13), pp. 26-32. (In Russian)
24. Reutov A.A. Obespechenie zagruzki konveyerov s reguliruemoy skorostyu lenty. Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta, 2005, No.3 (7), pp. 4-6. (In Russian)
25. Bebic M., Ristic L. Speed Controlled Belt Conveyors: Drives and Mechanical Considerations. Advances in Electrical and Computer Engineering, 2018, Vol. 18, No. 1, pp.

университета. 2014. №3. С. 44-52.

30. Лагереv А.В., Толкачев Е.Н., Гончаров К.А. Моделирование рабочих процессов и проектирование многоприводных ленточных конвейеров. Брянск: РИСО БГУ, 2017. 384 с.

31. Гончаров К.А. Сравнительный стоимостной анализ комплектаций приводов ленточных конвейеров // Энерго-ресурсосберегающие технологии и оборудование в дорожной и строительной отраслях: материалы междунар. науч.-практ. конф., Белгород, 15–17 октября 2020 г. Белгород: Изд-во БГТУ, 2020. С. 101–107.

51–60.

26. Daijie He, Yusong Pang, Lodewijks G. Speed control of belt conveyors during transient operation. *Powder Technology*, 2016, Vol. 301, pp. 622–631.

27. Daijie He, Yusong Pang, Lodewijks G. Determination of Acceleration for Belt Conveyor Speed Control in Transient Operation. *IACSIT International Journal of Engineering and Technology*, 2016, Vol. 8, No. 3, pp. 206–211.

28. 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: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1302231> (In Russian)

29. Lagerev A.V., Tolkachev E.N., Boslovyak P.V. *Proektirovanie i issledovaniya konveyerov s podvesnoy gruzonesushchey lentoy* [Design and research of the conveyor with hanging ribbon]. Bryansk, RIO BGU, 2016. 303 p.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1197308> (In Russian)

30. Lagerev A.V., Tolkachev E.N., Goncharov K.A. *Modelirovanie rabochnik protsessov i proektirovanie mnogoprivodnykh lentochnykh konveyerov* [Modeling of work processes and the design of multi-drive belt conveyor]. Bryansk, RIO BGU, 2017. 384 p. (In Russian)

31. Goncharov K.A. *Sravnitelnyi стоимостnoi analiz komplektatsii privodov lentochnykh konveyerov* [Comparative cost analysis of belt conveyors drive sets]. In: *Energo-resursosberegayushchie tekhnologii i oborudovanie v dorozhnoy i stroitelnoy otraslyakh: materialy mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii*, Belgorod, 15–17 oktyabrya 2020 g., Belgorod: BGTU, 2020, pp. 101-107. (In Russian)

УДК (UDC) 629.4.027.118

СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ ТОРМОЗНОЙ РЫЧАЖНОЙ ПЕРЕДАЧИ
ТЕЛЕЖКИ ГРУЗОВОГО ВАГОНА С ОТВОДЯЩИМИ УСТРОЙСТВАМИ
С УЧЁТОМ КРОМОЧНОГО КОНТАКТА КОЛОДКИ И КОЛЕСАSTRUCTURAL ANALYSIS OF FREIGHT CAR LEVER TRANSMISSION
WITH PARALLEL SHOE RELEASING DEVICES TAKING INTO ACCOUNT
THE EDGE CONTACT OF THE SHOE AND WHEELКарпычев В.А., Болотина А.Б., Ковин Д.В.
Karpychev V.A., Bolotina A.B., Kovin D.V.Российский университет транспорта (Москва, Россия)
Russian university of transport (Moscow, Russian Federation)

Аннотация. Статья посвящена проблеме возникновения клиновидного износа тормозных колодок грузовых вагонов. Несмотря на применение различных видов отводящих устройств, она остаётся до конца не решённой, поскольку ни один вид устройств не исключает возможность возникновения кромочного контакта колодки и колеса. В статье приводится анализ структуры механизма с учётом применения отводящего устройства в виде эллиптического кольца, имеющего связи с триангелем и подосной тягой. Рассматривается возможность и причины возникновения кромочного контакта при исправных и отказавших отводящих устройствах.

Ключевые слова: колесное шасси, кабина, крепление, рама, напряженно-деформированное состояние.

Дата принятия к публикации: 10.12.2021
Дата публикации: 25.12.2021

Сведения об авторах:

Карпычев Владимир Александрович – доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Машиноведение, проектирование, стандартизация и сертификация», Российский университет транспорта, e-mail: kv119@yandex.ru.

Болотина Александра Борисовна – кандидат технических наук, доцент кафедры «Машиноведение, проектирование, стандартизация и сертификация», Российский университет транспорта, e-mail: abbolotina-work@yandex.ru

Ковин Дмитрий Владимирович – ассистент кафедры «Машиноведение, проектирование, стандартизация и сертификация», Российский университет транспорта, e-mail: kodv28@mail.ru.

Abstract. The article deals with the issues of modeling the stress-strain state of the attachment points of the cab of a wheeled chassis of high load capacity. The main design loads are determined. Geometric and computational finite element models are constructed, taking into account the features of the metal structure. The technique of gluing elements of the grid model is applied. The contact interaction of the parts is taken into account. Based on the calculations performed, conclusions are drawn about the compliance of the developed structure with the strength requirements.

Keywords: wheeled chassis, cab, mount, frame, stress-strain state.

Date of acceptance for publication: 10.12.2021
Date of publication: 25.12.2021

Authors' information:

Vladimir A. Karpychev – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Head of the Department «Mechanical engineering, design, standardization and certification» at Russian University of Transport, e-mail: kv119@yandex.ru.

Alexandra B. Bolotina – PhD, Associate Professor of Department «Mechanical engineering, design, standardization and certification» at Russian University of Transport, e-mail: abbolotina-work@yandex.ru

Dmitry V. Kovin – Assistant of Department «Mechanical engineering, design, standardization and certification» at Russian University of Transport, e-mail: kodv28@mail.ru

1. Введение

Клиновидный износ тормозных колодок, возникающий вследствие самопроизвольного

поворота триангеля вокруг своей оси, является одной из наиболее распространённых проблем в области тормозных систем подвижного состава [1-5]. Для её решения в тормозных рычажных передачах применяются специаль-

ные отводящие устройства различных типов, однако опыт эксплуатации говорит об их неудовлетворительной работе [6].

Как было установлено в работах [6-8], механизм рычажной передачи тележки без отводящих устройств, согласно формуле Чебышева, имеет 4 степени свободы:

$$W = n \cdot 3 - p_H \cdot 2,$$

где n – число подвижных звеньев, p_H – число низших кинематических пар.

$$W = 8 \cdot 3 - 10 \cdot 2 = 4.$$

Четыре степени свободы соответствуют четырём начальным звеньям: подвескам и триантелям (на рис. 1 выделены утолщенной линией).

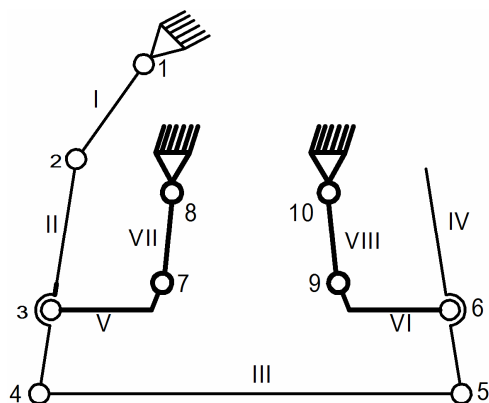


Рис. 1. Структурная схема тормозной рычажной передачи грузовой тележки (I – серьга; II – внешний вертикальный рычаг; III – подосная тяга; IV – внутренний вертикальный рычаг; V, VI – триангели; VII, VIII – подвески; арабскими цифрами отмечены кинематические пары)

При проведении структурного анализа тормозных рычажных передач, конструктивные особенности отводящих устройств, как правило, не учитываются, а их работа имитируется внедрением в структурную схему виртуального кулисного механизма (рис. 2). При этом, число степеней свободы W , рассчитанное по формуле Чебышева, равняется двум:

$$W = 10 \cdot 3 - 14 \cdot 2 = 2.$$

Начальными звеньями являются подвески (на рис. 2 выделены утолщенной линией).

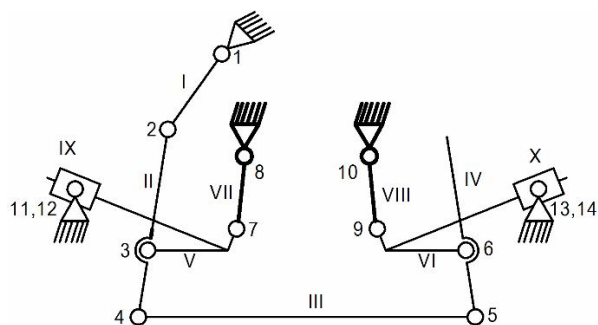


Рис. 2. Структурная схема рычажной передачи грузовой тележки с отводящими устройствами (имитация)

2. Постановка задачи

Схема рычажной передачи тележки, учитывающая конструкцию одного из широко эксплуатируемых типов отводящих устройств, была впервые рассмотрена в работе [8]. Рассмотренное отводящее устройство представляет из себя эллиптическое кольцо, имеющее связи с триангелем и подосной тягой. Оно навешивается сверху на приваренный к тыльной стороне триангеля крюк, а его нижняя часть находится в пазу, образованном двумя пластинами, приваренными к подосной тяге (рис. 3).

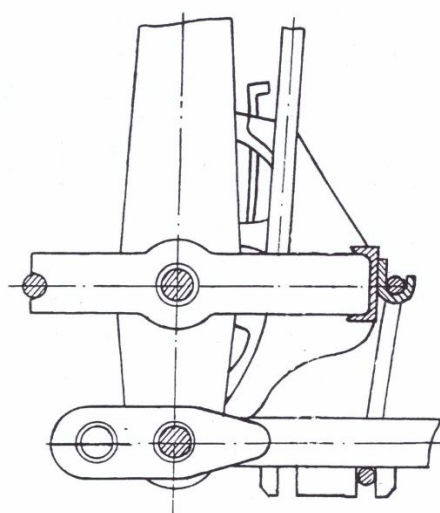


Рис. 3. Отводящее устройство в виде эллиптического кольца

Такое закрепление кольца не исключает возможности вертикальных перемещений как в верхней, так и в нижней частях кольца. Предположительно, в основе действия

данного отводящего устройства использован принцип параллелограмма, когда при взаимном перемещении звеньев, две стороны параллелограмма остаются параллельны друг другу.

Целью проведённого исследования являлся анализ данной конструкции с точки зрения структуры механизма, а также определение причин её неэффективности.

3. Разработка и анализ модели

Стоит отметить, что для выполнения условия параллельности противоположных звеньев «параллелограмма», отводящее кольцо не должно иметь каких-либо перемещений относительно расчётного положения, то есть, должно иметь только вращательные перемещения.

Поскольку учёт всех возможных перемещений в узле отводящего устройства представляет определённые сложности, примем в качестве допущения, что в узле отводящего кольца реализуется только вращательная подвижность. В таком случае, структурная схема имеет следующий вид (рис. 4).

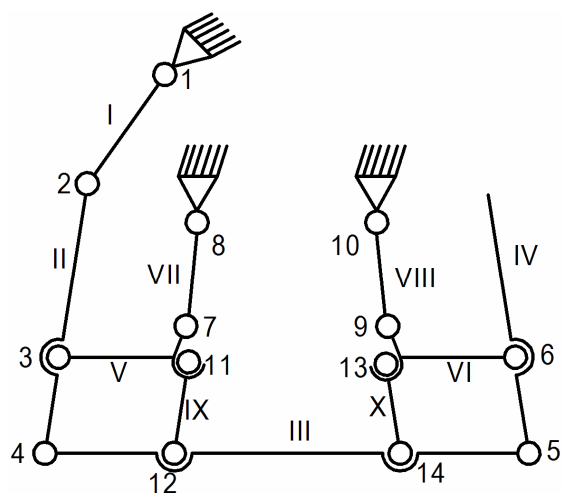


Рис. 4. Структурная схема рычажной передачи грузовой тележки, оснащённой отводящими устройствами в виде эллиптических колец

Здесь отводящие кольца обозначены номерами IX и X. Число степеней свободы равняется двум:

$$W = 10 \cdot 3 - 14 \cdot 2 = 2.$$

Таким образом, использование отводящих устройств устраняет лишние степени свободы по сравнению с конструкцией без таких устройств.

Далее определим начальные звенья, разбив кинематическую цепь на структурные группы. Если предположить, что одним из начальных звеньев, является подвеска VII, при её отсоединении оставшаяся кинематическая цепь будет иметь одну степень свободы:

$$W = 9 \cdot 3 - 13 \cdot 2 = 1.$$

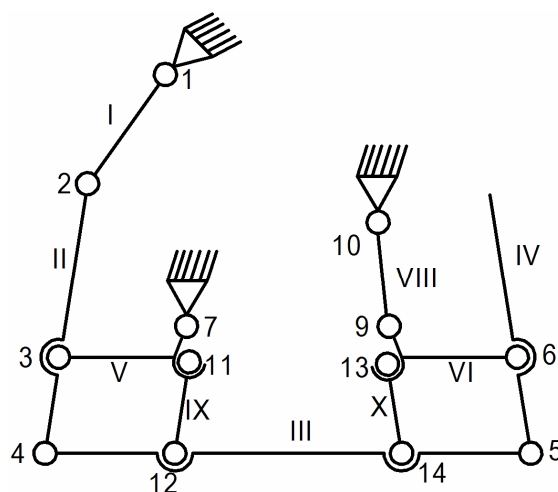


Рис. 5. Отсоединение начального звена (подвески VII)

Далее, основываясь на методе последовательной сборки и используя принцип начального выделения диад, предположим, что к начальному звену присоединяется группа, состоящая либо из звеньев V и II, либо II и I. Однако в обоих случаях нарушается принцип последовательной сборки, так как координаты либо точки 2, либо точки 3 остаются неизвестными.

Принцип начального выделения диад показал, что единственным вариантом является выделение четырёхзвенного механизма, который состоит из вертикального рычага II, серьги I, и триангеля V. В качестве начального звена в таком случае может выступать либо серьга I, либо триангель V. Оставшаяся кинематическая цепь имеет нулевую степень свободы, и разбивается на диаду (звенья IX и III) и триаду (звенья IV, VI, VIII, X) (рис. 6).

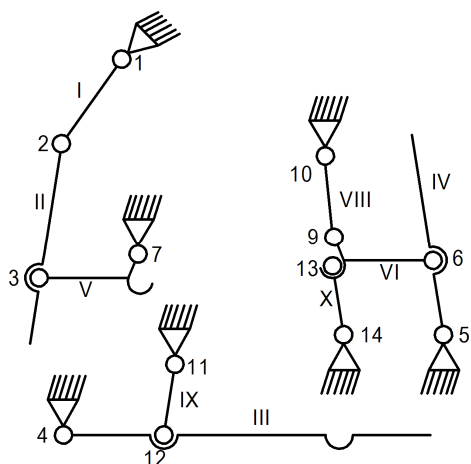


Рис. 6. Разбиение схемы на структурные группы

Таким образом, положение звеньев механизма определяется положением только одной подвески VII, а также зависит от положения серьги I или триангеля V. То есть возможность самопроизвольного поворота триангеля, как и у механизма без отводящих устройств, сохраняется. Следовательно, имеет место возможность кромочного контакта колодки с колесом.

Однако, повороту триангеля может препятствовать сила, передающаяся через отводящие устройства от элементов тележки. Поэтому реальное положение звеньев может зависеть не только от кинематических параметров (длин звеньев), но и от силовых факторов. Это затрудняет решение задач по оценке функционирования тормозной рычажной передачи тележки с отводящими устройствами.

Отметим также, что с внутренней стороны тележки равномерность зазора между колодкой и колесом полностью зависит от положения подосной тяги III. В этом случае возможно кромочное опирание со стороны внутренней колёсной пары.

Выполним дальнейший структурный анализ с учётом кромочного контакта колодки с колесом.

При кромочном контакте колодки и колеса добавляется одно звено и две вращательные кинематические пары [8]. Тогда структурная схема для кромочного контакта с наружной стороны тележки будет выглядеть следующим образом (рис. 7).

В этом случае механизм имеет одну степень свободы:

$$W = 11 \cdot 3 - 16 \cdot 2 = 1.$$

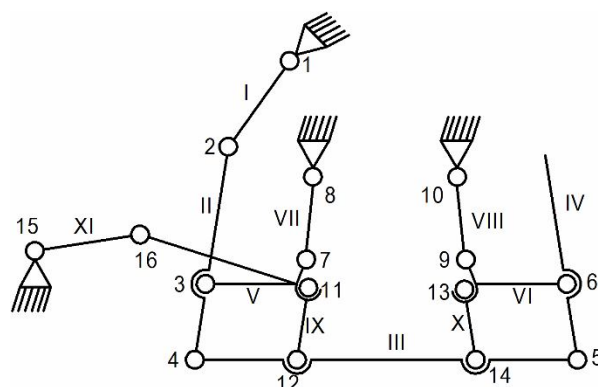


Рис. 7. Структурная схема при наружном кромочном контакте

Это означает, что система статически определима, работоспособна, а также то, что кромочный контакт не препятствует перемещению звеньев из отпускного положения в тормозное.

Если предположить, что начальным звеном является подвеска VII, то при её отсоединении число степеней свободы цепи станет равняться нулю. При этом оставшаяся кинематическая цепь разбивается на три диады и одну триаду (рис. 8).

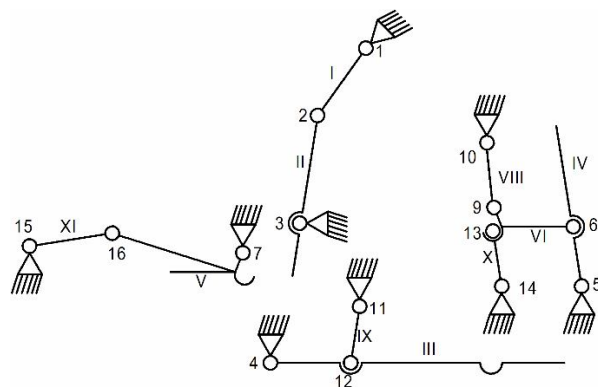


Рис. 8. Разбиение схемы на структурные группы с учётом наружного кромочного контакта

При кромочном контакте с внутренней стороны тележки (рис. 9), также реализуется одна степень свободы:

$$W = 11 \cdot 3 - 16 \cdot 2 = 1.$$

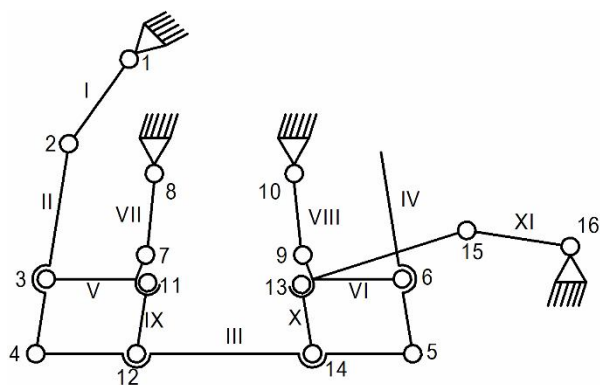


Рис.9. Схема рычажной передачи с учётом внутреннего кромочного контакта

При разбиении кинематической цепи, выясняется, что подвеска VIII не может быть начальным звеном, так как при выделении диады, включающей звенья XI и VI, координаты точек 5 или 14, а следовательно, положение подосной тяги III остаётся неизвестным. Таким образом, закрепить кольцо отводящего устройства не представляется возможным.

Подвеска VII также не может быть начальным звеном, потому что выделение четырёхзвенного механизма, состоящего из звеньев I, II и V, приводит к появлению второго начального звена, что противоречит остаточной степени свободы механизма (рис.10). Это свидетельствует о том, что в оставшейся кинематической цепи имеет место недостаточная подвижность механизма:

$$W = 7 \cdot 3 - 11 \cdot 2 = 1.$$

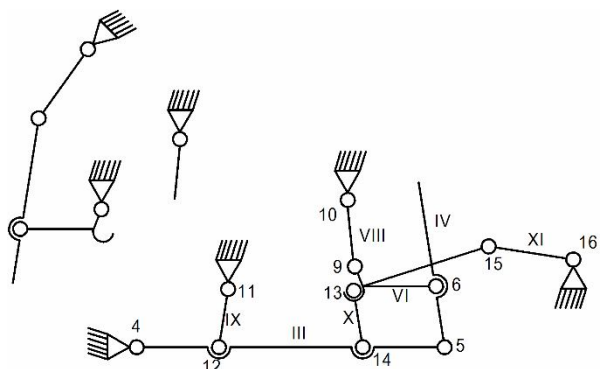


Рис. 10. Разбиение схемы на структурные группы при внутреннем кромочном контакте

При двустороннем кромочном касании (рис. 11) число степеней свободы равняется

нулю, что говорит о том, что дальнейшее прижатие колодок без разрыва связей или упругих деформаций элементов невозможно:

$$W = 12 \cdot 3 - 18 \cdot 2 = 0.$$

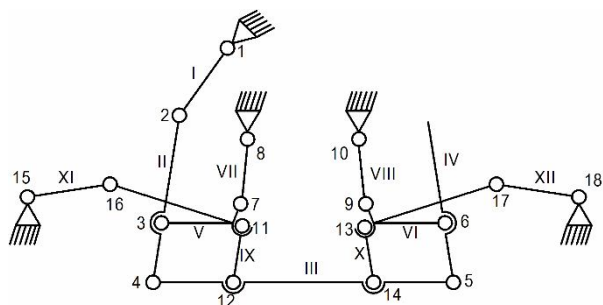


Рис. 11. Схема рычажной передачи при двустороннем кромочном контакте

Рассмотрим теперь ряд случаев, в которых одно из отводящих колец подвергается разрыву или выключается. При двустороннем кромочном касании число степеней свободы равняется нулю, что говорит о невозможности перехода в тормозное положение без изменения структуры механизма. Таким изменением может быть потеря контакта отводящего кольца с подосной тягой, либо нарушение целостности кинематической цепи.

Проведём оценку структуры механизма рычажной передачи, исключив одно из отводящих устройств.

В случае, когда выключается кольцо с внутренней стороны (рис. 12), механизм имеет одну степень свободы:

$$W = 11 \cdot 3 - 16 \cdot 2 = 1.$$

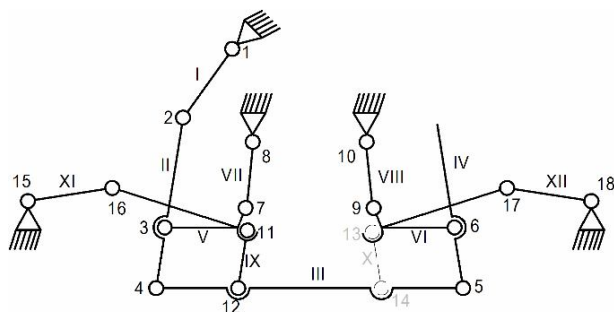


Рис.12. Схема рычажной передачи при двустороннем кромочном контакте при выключении внутреннего отводящего устройства

При этом начальным звеном является подвеска VII, а кинематическая цепь разбивается на три диады и одну триаду (рис. 13). В ином случае разбиение на группы не представляется возможным, так как невозможно определить координаты краевых кинематических пар, а следовательно, невозможно закрепление звеньев групп.

Следует отметить, что изменение структуры за счёт исключения звена X устраняет нулевую подвижность. Выделение групп не противоречит принципам сборки, что предполагает возможность перехода механизма в тормозное положение.

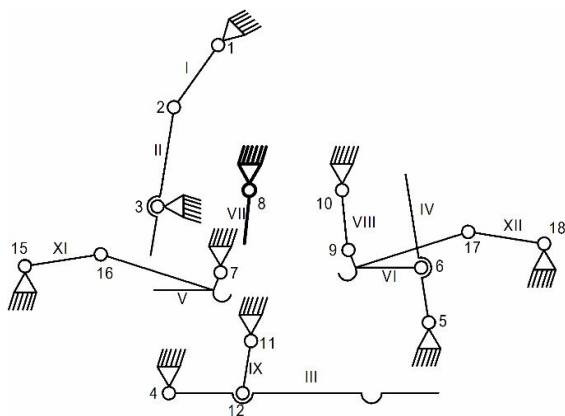


Рис.13. Разбиение схемы рычажной передачи на структурные группы при двустороннем кромочном контакте и выключении внутреннего отводящего устройства

В случае, если выключается отводящее устройство с внешней стороны тележки (рис. 14), определение положений звеньев механизма не представляется возможным.

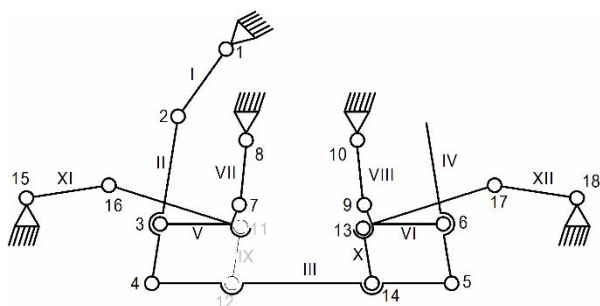


Рис. 14. Схема рычажной передачи при двустороннем кромочном контакте при выключении наружного отводящего устройства

Так, если предположить, что начальным звеном является подвеска VII, то после выделения двух диад (звенья I,II и V,XI) дальнейшее разбиение на группы не представляется возможным, что показано на рис. 15.

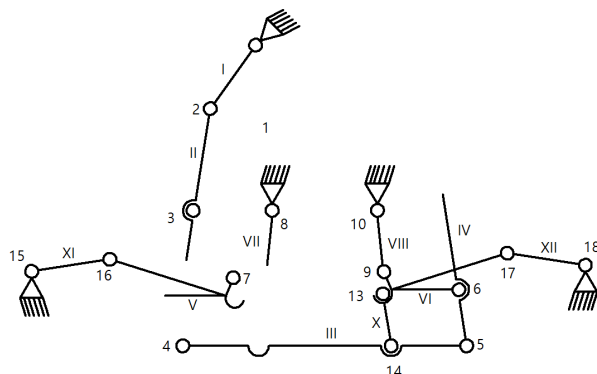


Рис.15. Первый вариант разбиения схемы рычажной передачи на структурные группы при двустороннем кромочном контакте и «выключении» наружного отводящего устройства

Предположив, что начальным звеном может быть подвеска VIII, можно выделить диаду (звенья VI, XII), и четырёхзвенник (IV, X, III), что противоречит остаточному числу степеней свободы.

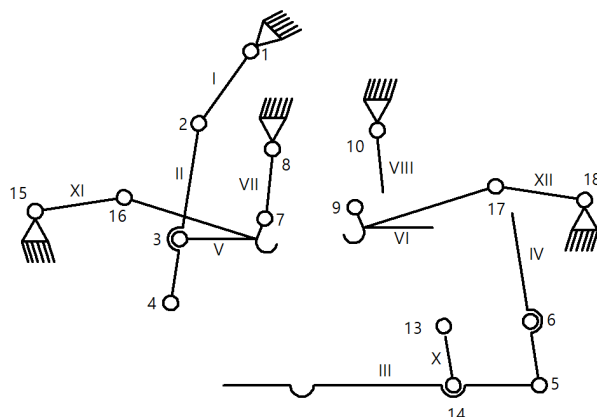


Рис. 16. Второй вариант разбиения схемы рычажной передачи на структурные группы при двустороннем кромочном контакте и «выключении» наружного отводящего устройства

Итак, в переходном состоянии из отпускного положения к тормозному, в случае двустороннего кромочного опирания, одно из отводящих устройств оказывается выключенным, то есть, отводящее кольцо провисает или перемещается относительно подосной тяги.

4. Заключение

Сводная табл. 2 содержит информацию о результатах расчета.

Таблица 2
Результаты расчета и их оценка

Зона	Максимальные напряжения, МПа	Допускаемые напряжения, МПа	Коэффициент запаса
Нагрузка на основные опоры			
I	48,724	180	4,43
IIa	146,17	180	1,47
IIб			
IIIa	302,63	325	1,28
IIIб			
IVa	112,70	180	1,91
IVб			
Нагрузка на все опоры			
I	43,43	180	4,97
IIa	130,29	180	1,66
IIб			
IIIa	308,01	325	1,27
IIIб			
IVa	95,48	180	2,26
IVб			

Список литературы

1. Дроздов Е.А. Определение причин и разработка способов устранения неравномерного износа тормозных колодок на грузовых вагонах: автореферат дис... канд. тех. наук. 05.22.07. М., 1986. 189 с.

2. Павлюков А.Э., Черепов О.В., Шалупина П.И. Тормозные колодки грузовых вагонов: анализ повреждаемости и факторов, влияющих на создание тормозной силы // Вестник Уральского государственного университета путей сообщения. 2017. №4. С. 4-11.

3. Смольянинов П.В., Смольянинов В.С., Четвергов В.А. Обоснование пути повышения надёжности тормозной системы грузовых вагонов // Известия Транссиба. 2012. №1(9). С.42-50.

4. Ravlyuk V.G, Elyazov I, Afanasenko I, Ravlyuk M. Determination of parameters of abnormal wear of brake pads of freight cars // International Conference on Sustainable Futures: Environmental, Technological, Social and Economic Matters. №32(1). с. 55-70.

На основе проведённого анализа можно сделать несколько выводов.

1. Эксплуатируемое тормозное устройство, выполненное в виде эллиптических колец, имеющих связи с триангелем и подосной тягой, не гарантирует отсутствия кромочного контакта. Это затрудняет переход тормозного устройства из отпускного положения в тормозное, что ухудшает показатели безопасности.

2. Кромочный контакт колодки и колеса, приводящий к клиновидному износу, возможен в результате самопроизвольного вращения триангеля.

3. Показано, что кромочный контакт колодки и колеса с внешней стороны тележки не исключает возможного контакта с внутренней стороны;

4. Предположение о первичном кромочном контакте с внутренней стороны указывает на недостаточную подвижность тормозного механизма, то есть наличие избыточных связей.

References

1. Drozdov E.A. Determination of the causes and development of ways to eliminate uneven wear of brake pads on freight cars, Ph.D. thesis, 1986. (In Russian)

2. Pavlyukov A.E., Cherepov O.V., Shalupina P.I. Brake shoe of freight wagon: analysis of damage and factors affecting the brake power. *Vestnik Uralskogo gosudarstvennogo universiteta puty sooshcheniya*, 2017, No.4, pp. 4-11. (In Russian)

3. Smolyaninov P.V., Smolyaninov V.S., Chetvergova V.A. Substantiation of ways to improve the reliability of the braking system of freight cars. *Izvestiya Transsiba*, 2012, No.1 (9), pp.49-50. (In Russian)

4. Ravlyuk V.G, Elyazov I, Afanasenko I, Ravlyuk M. Determination of parameters of abnormal wear of brake pads of freight cars. *International Conference on Sustainable Futures: Environmental, Technological, Social and Economic Matters*, 2020, No. №32(1). Pp. 55-70.

5. Ravlyuk V.G. Investigation of features

5. Равлюк В.Г. Дослідження особливостей дуального зносу колодок у гальмовій системі вантажних вагонів // Наука та прогресс транспорту. 2019. №2(80). С. 111-126.
6. Карпычев В.А., Ковин Д.В. К вопросу о методике структурного анализа рычажных передач грузовых вагонов // Научно-технический вестник Поволжья. 2020. №1. С. 117-120.
7. Соломатин В.В. Совершенствование механической части тормозной системы большегрузных вагонов: автореферат дис... канд. тех. наук. 05.22.07. М.: МИИТ, 1992.
8. Болотина А.Б. Исследование параметров и совершенствование конструкций механической части тормозных систем грузовых вагонов с учётом перспективных условий эксплуатации: автореферат дис... канд. тех. наук. 05.22.07. М.: МИИТ. 1999.
- † of dual wear of pads in brake system of freight cars. *Nauka ta progress transportu*, 2019, No.2 (80), pp. 111-126. (In Russian)
- † 6. Karpychev V.A., Kovin D.V. To the question about methods of freight car brake rigging structural analysis. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Povolzhya*, 2020, No.1, pp. 117-120. (In Russian)
- † 7. Solomatin V.V. Improvement of the mechanical part of the brake system of heavy-duty wagons, Russian University of Transport (MIIT), Ph.D. thesis, 1992. (In Russian)
- † 8. Bolotina A.B Investigation of the parameters and improvement of the mechanical part of the brake systems of freight cars, taking into account the prospective operating conditions, Russian University of Transport (MIIT), Ph.D. thesis, 1999. (In Russian)
- †

УДК (UDC) 625.1/.5

**ПРЕДВАРИТЕЛЬНАЯ КОМПОНОВКА ОСНОВНОГО ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО
ОБОРУДОВАНИЯ САМОХОДНОЙ МАШИНЫ МОБИЛЬНОЙ КАНАТНОЙ
ДОРОГИ СО ШТАНГОВЫМ МЕХАНИЗМОМ УСТАНОВКИ И ФИКСАЦИИ
КОНЦЕВОЙ ОПОРЫ****PRELIMINARY LAYOUT OF THE MAIN TECHNOLOGICAL EQUIPMENT OF
A SELF-PROPELLED MACHINE WITH A ROD MECHANISM FOR INSTALLING
AND FIXING THE END TOWER FOR A MOBILE ROPEWAY**Лагереv 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. Мобильные канатные дороги для проведения транспортно-переправочных операций, формируемые с помощью соединенных единой канатной системой концевыми транспортными установками на основе самоходных колесных или гусеничных шасси повышенной грузоподъемности и проходимости являются перспективным видом подъемно-транспортной техники, обеспечивающим оперативное развертывание необходимых технологических средств. В статье рассмотрены вопросы предварительной компоновки штангового механизма установки и фиксации в рабочем положении концевой опоры с помощью складывающейся штанги, состоящей из двух шарнирно-сочлененных звеньев, для конструктивного варианта выносного размещения опоры на поворотной платформе. Рассмотрена конструкция и принцип работы штангового механизма. Разработана математическая модель, обеспечивающая требуемый нормативный вертикальный габарит самоходной машины для мобильной канатной дороги с целью ее безопасного самостоятельного перемещения к месту развертывания канатной дороги по автомобильным дорогам общего назначения. Выполнен анализ влияния нормативных габаритных требований, конструктивных размеров несущей рамы шасси и высоты концевой опоры на основные конструктивные размеры шарнирно-сочлененной складывающейся штанги в транспортном положении.

Ключевые слова: мобильная канатная дорога, самоходная машина, компоновка, механизм штанговый.

Abstract. Mobile ropeways for carrying out transport operations, formed with the help of terminal transport units connected by a single cable system on the basis of self-propelled wheeled or tracked chassis of increased carrying capacity and cross-country ability, are a promising type of lifting and transport equipment that ensures the rapid deployment of the necessary technological means. The article discusses the issues of preliminary arrangement of the rod mechanism for installation and fixation in the working position of the end tower using a folding rod consisting of two articulated links for a constructive variant of the outrigger placement of the tower on a rotary platform. The design and principle of operation of the rod mechanism is considered. A mathematical model has been developed that provides the required normative vertical dimension of a self-propelled vehicle for the purpose of its safe independent movement to the deployment site on general-purpose highways. The analysis of the influence of normative dimensional requirements, the structural dimensions of the bearing frame of the chassis and the height of the end tower on the main structural dimensions of the articulated folding rod in the transport position is carried out.

Keywords: mobile ropeway, self-propelled machine, layout, rod mechanism.

Дата принятия к публикации: 30.10.2021
Дата публикации: 25.12.2021

Date of acceptance for publication: 30.10.2021
Date of publication: 25.12.2021

Сведения об авторах:

Лагереv 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.

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.

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

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 финансовой поддержке гранта Президента РФ для государственной поддержки молодых российских ученых-докторов наук №МД-422.2020.8

Acknowledgements

The study was supported by Presidential Grant for Governmental Support to Young Russian Scientists No. №MD-422.2020.8

1. Введение

В настоящее время мобильные канатные дороги для проведения транспортно-переправочных операций, формируемые с помощью соединенных единой канатной системой концевыми транспортными установками на основе самоходных колесных или гусеничных шасси повышенной грузоподъемности и проходимости [1, 2], следует рассматривать как перспективный вид технологического оборудования для быстрого ввода в эксплуатацию при необходимости транспортирования различных грузов на заранее неподготовленных территориях со сложным рельефом и отсутствием необходимой транспортной инфраструктуры [3].

Как следствие, такие мобильные канатные дороги имеют хорошие перспективы для их использования при проведении спасательных и восстановительных работ в процессе ликвидации разрушительных последствий природных и техногенных катастроф [4]. Для территорий, испытавших воздействие катастрофических явлений, характерно критическое разрушение не только жилых и производственных зданий, но и всей наземной транспортной системы (трещины и провалы полотна автомобильных и железных дорог, оползни, завалы и др.). Это обстоятельство резко усложняет использование традиционных транспортных средств, ориентированных на наземное размещение [5, 6]. Канатные дороги лишены указанного недостатка, так как используют принцип надземного перемещения грузов по кратчайшему

пути без ограничения со стороны уцелевшей наземной застройки и образовавшихся завалов. Расположение необходимого технологического оборудования и канатной системы на самоходных установках высокой проходимости и грузоподъемности позволяет им автономно перемещаться к местам катастроф и быстро включаться в работу. Кроме того, повышенная мобильность позволяет при необходимости достаточно быстро менять расположение трассы канатной дороги по мере ликвидации последствий катастрофы.

2. Исследуемая конструкция

На рис. 1 и 2 показан общий вид исследуемой конструкции самоходной машины, укомплектованной расположенным на несущей раме штанговым механизмом установки и фиксации в рабочем положении концевой опоры, которая предназначена для работы в составе мобильной канатной дороги. Она является одним из конструктивных вариантов концевых базовых станций (варианты Ву1-Х/Х и Ву2-Х/Х), предложенных в работе [7].

На рис. 1 и 2 цифровые обозначения соответствуют следующим элементам: 1 - несущая рама; 2 - самоходная концевая станция; 3 - надрамная конструкция; 4, 9, 12, 16, 21 - цилиндрический шарнир; 5 - концевая опора; 6, 10, 14 - проушина; 7, 11, 15, 19, 22 - шарнирный палец; 8 - подъемный гидроцилиндр; 13 - нижняя часть складывающейся штанги; 17 - верхняя часть складывающейся штанги; 18 - профилированная проушина; 20 - шток; 23 - канатный шкив; 24 - несущая

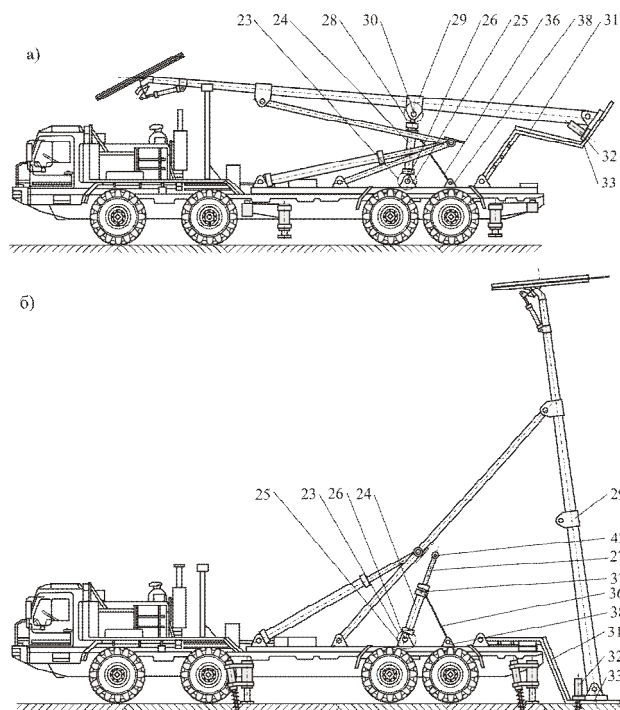


Рис. 1. Общий вид самоходной машины (вид сбоку) с выносным расположением концевой опоры и складывающейся штангой (модификации Ву1-4/Х и Ву2-4/Х): а – транспортное положение концевой опоры; б – рабочее положение концевой опоры

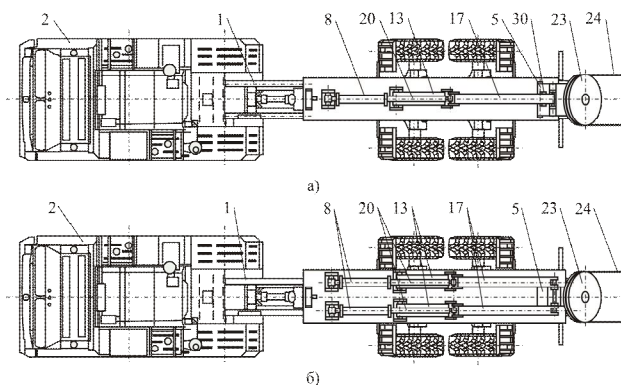


Рис. 2. Общий вид самоходной машины (вид сверху) с выносным расположением концевой опоры и складывающейся штангой в рабочем положении в различных модификациях: а - с одинарной складывающейся штангой и одинарным гидроцилиндром (модификация Ву1-4/Х); б - с двумя складывающимися штангами и сдвоенными параллельно установленными и синхронно работающими гидроцилиндрами одинакового типоразмера (модификация Ву2-4/Х)

тяговый канат; 25 - транспортная стойка; 26 - выносная опора; 27 - анкерное устройство; 28 – кабина; 29 - стопорная пластина; 30 – сквозное окно для размещения складывающейся штанги (рис. 27, а); 31 – поворотная платформа; 32 – анкерное устройство; 33 – опорная пластина; элемент I – механизм поворота канатного шкива.

Механизм установки и фиксации концевой опоры в рабочем положении с помощью складывающейся штанги может выполняться в двух вариантах комплектации (рис. 2):

1) с одинарной складывающейся штангой и одинарным гидроцилиндром;

2) с двумя складывающимися штангами и сдвоенными параллельно установленными и синхронно работающими гидроцилиндрами одинакового типоразмера.

Как показано в [2], основной технической задачей, решаемой при использовании в конструкции самоходной машины для размещения основного технологического оборудования канатной системы мобильной канатной дороги рассматриваемой шарнирно-сочлененной складывающейся штанги, является:

- снижение массо-габаритных характеристик подъемного гидроцилиндра концевой опоры из транспортного положения в рабочее положение за счет уменьшения его необходимой длины и хода штока;

- освобождение подъемного гидроцилиндра от дополнительной функции по удержанию концевой опоры в требуемом рабочем положении в процессе эксплуатации мобильной канатной дороги.

Установка и фиксация концевой опоры с помощью штангового механизма имеет ряд технических достоинств:

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

- наблюдается наименьшая величина опорных реакций на несущую конструкцию базового шасси при эксплуатации;

- используется подъемный гидроцилиндр малой длины и диаметра;

- обеспечивается возможность осуществления двухэтапной установки концевой опо-

ры в рабочее положение с помощью вспомогательного подъемного гидроцилиндра [8];

- отсутствует необходимость в использовании дополнительных внешних тормозных устройств против самопрокидывания концевой опоры при ее установке в рабочее положение;

- обеспечивается наибольшая надежность фиксации вследствие минимума риска разрушения в процессе эксплуатации (для этого требуется воздействие высокоэнергетического деструктивного фактора);

- обеспечивается точная фиксация концевой опоры в требуемом рабочем положении при изменении эксплуатационных нагрузок во всем диапазоне возможного изменения их величин.

Однако использование штангового механизма имеет и свои технические ограничения:

- фиксированный угол наклона концевой опоры в рабочем положении при использовании складывающейся штанги постоянной длины;

- повышенная сложность компоновки основного технологического оборудования на базовом шасси;

- невозможность использования в качестве средства предварительного натяжения несущего тягового каната.

- высокие требования к выбору длины нижней части складывающейся штанги и точности ее изготовления;

- наименьшая ремонтпригодность конструкции основного технологического оборудования в целом по сравнению с другими конструкциями механизма установки и фиксации концевой опоры [2, 7].

На несущей раме 1 самоходной концевой станции 2 установлена надрамная конструкция 3 для закрепления основного технологического оборудования, необходимого для формирования и функционирования канатной системы мобильной канатной дороги. В концевой части несущей рамы на надрамной конструкции закреплен цилиндрический шарнир 4, обеспечивающий подвижное поворотное соединение надрамной конструкции и поворотной платформы 32 с закрепленной на ней с помощью цилиндрического шарнира концевой опоры 5. Цилиндриче-

ский шарнир 4 образован парой проушин 6, которые неподвижно закреплены при помощи сварного соединения на надрамной конструкции, и парой проушин, неподвижно закрепленных на нижней части концевой опоры. В соосные отверстия этих проушин с подшипниками качения вставлен шарнирный палец 7, обеспечивающий подвижную кинематическую связь между надрамной конструкцией и поворотной платформой. Данная конструкция узла крепления платформы позволяет ей совершать поворотное движение в вертикальной плоскости, совпадающей с продольной осью мобильного шасси. Корпус подъемного гидроцилиндра 8 с помощью цилиндрического шарнира 9 крепится к надрамной конструкции. Цилиндрический шарнир образован парой проушин 10, неподвижно закрепленных на надрамной конструкции, в соосные отверстия которых вставлен шарнирный палец 11 с надетой на него серьгой торцевой крышки подъемного гидроцилиндра. На надрамной конструкции между цилиндрическими шарнирами 4 и 9 закреплен цилиндрический шарнир 12, обеспечивающий подвижное поворотное соединение надрамной конструкции и нижней части складывающейся штанги 13. Этот цилиндрический шарнир образован парой проушин 14 на надрамной конструкции и парой профилированных проушин, неподвижно закрепленных на нижней части складывающейся штанги. В соосные отверстия указанных проушин подшипниками качения вставлен шарнирный палец 15, обеспечивающий подвижную кинематическую связь между надрамной конструкцией и нижней частью складывающейся штанги. Данная конструкция узла крепления нижней частью складывающейся штанги позволяет ей совершать поворотное движение в вертикальной плоскости, совпадающей с продольной осью мобильного шасси. На металлоконструкции концевой опоры закреплен цилиндрический шарнир 16, обеспечивающий подвижное (поворотное) соединение концевой опоры и верхней части складывающейся штанги 17. Этот цилиндрический шарнир образован парой профилированных проушин 18, неподвижно закрепленных на концевой опоре, и

парой проушин, неподвижно закрепленных на верхней части складывающейся штанги. В соосные отверстия указанных проушин с подшипниками качения вставлен шарнирный палец 19, обеспечивающий подвижную кинематическую связь между концевой опорой и верхней частью складывающейся штанги. Данная конструкция узла крепления верхней части складывающейся штанги позволяет ей совершать плоско-параллельное движение в вертикальной плоскости, совпадающей с продольной осью мобильного шасси. Нижняя часть складывающейся штанги, верхняя часть складывающейся штанги и шток 20 подъемного гидроцилиндра соединяются цилиндрическим шарниром 21. Этот цилиндрический шарнир образован парой проушин, неподвижно закрепленных на торце нижней части складывающейся штанги, и парой проушин, неподвижно закрепленных на торце верхней части складывающейся штанги, в соосные отверстия которых вставлен шарнирный палец 22 с надетой на него крепежной втулкой штока подъемного гидроцилиндра. Указанный цилиндрический шарнир позволяет совершать соединяемым элементам взаимное поворотное движение относительно шарнирного пальца при перемещении штока. На оголовке концевой опоры установлен канатный шкив 23, в профилированном пазе которого располагается несущий канат 24, огибающий канатный шкив. К верхней части концевой опоры крепится механизм поворота канатного шкива (элемент I на рис. 1). В подшипники качения, используемые в конструкции перечисленных цилиндрических шарниров, набита консистентная пластичная смазка, аналогичная рекомендуемой для использования в узлах трения мобильных транспортно-технологических машин [9].

К месту назначения самоходная концевая станция выдвигается, имея концевую опору в транспортном положении (рис. 1,а). В транспортном положении концевая опора отклонена на угол γ_{ts1} относительно перпендикуляра $D-D$ к опорной пластине 8 и неподвижно зафиксирована в этом положении с помощью хомута, образующего замковое соединение между концевой опорой и поворотной плат-

формой 31. Отклонение концевой опоры на угол γ_{ts1} необходимо для того, чтобы габаритная высота самоходной машины удовлетворяла требованиям нормативного высотного габарита приближения по высоте, регламентируемого ГОСТ Р 52748-2007 [10], для безопасного проезда под мостовыми сооружениями и путепроводами при движении по автомобильным дорогам общего пользования. С целью недопущения поломок металлоконструкции концевой опоры вследствие движения по неровной поверхности, в транспортном положении она опирается и закрепляется на транспортной стойке 25. При достижении места назначения самоходная концевая станция ориентируется таким образом, чтобы продольная ось мобильного шасси совпадала с продольной осью канатной дороги. Для обеспечения общей устойчивости в условиях действия значительных горизонтальных опрокидывающих нагрузок от силы натяжения несущего каната и веса транспортируемого груза [11] самоходная концевая станция устанавливается на выносные опоры 26, которые закрепляются на грунте с помощью анкерных устройств 27. В качестве анкерных устройств могут быть использованы известные анкерные конструкции [12]. Затем выполняется подъем концевой опоры из исходного транспортного положения (рис. 1, а) в рабочее положение (рис. 1, б). Перевод концевой опоры в рабочее положение производится подъемным гидроцилиндром и выполняется в два этапа. На первом этапе установки путем выдвижения штока подъемного гидроцилиндра, в который по напорным трубопроводам подается под давлением рабочая жидкость из гидросистемы самоходной машины, концевая опора вместе с неподвижно зафиксированной с ней поворотной платформой поворачиваются относительно цилиндрического шарнира 4 в продольной вертикальной плоскости мобильного шасси. Поворот выполняется до тех пор, пока поворотная платформа своей опорной пластиной 33 полностью не ляжет на поверхность грунта. При необходимости площадка на поверхности грунта под опорную пластину может быть предварительно подготовлена путем ее выравнивания, трамбовки, укрепления. Для

обеспечения хорошего сцепления опорной пластины с грунтом в условиях действия значительных горизонтальных и вертикальных опорных реакций со стороны концевой опоры, опорная пластина закрепляется на поверхности грунта с помощью анкерных устройств 32. Далее выполняется раскрытие замкового соединения между концевой опорой и поворотной платформой. Концевая опора получает возможность дальнейшего поворота в продольной вертикальной плоскости относительно опорной пластины. На втором этапе установки концевой опоры в рабочее положение продолжается выдвижение штока подъемного гидроцилиндра.

В результате концевая опора поворачивается относительно цилиндрического шарнира узла ее крепления в продольной вертикальной плоскости мобильного шасси до тех пор, пока она не займет требуемое рабочее положение когда продольные оси обеих частей складывающейся штанги совместятся. В этот момент перемещение штока прекращается вследствие срабатывания концевого выключателя, установленного на стопорной пластине 29. Срабатывание концевого выключателя приводит отключению объемного гидронасоса гидросистемы самоходной концевой станции и, таким образом, к остановке штока подъемного гидроцилиндра. Во время эксплуатации мобильной канатной дороги выполняется открытие гидролинии между соседними полостями подъемного гидроцилиндра, что приводит в выравниванию в них давления рабочей жидкости и исключению возникновения дополнительных динамических напряжений при работе мобильной канатной дороги. Всю эксплуатационную нагрузку воспринимает складывающаяся опора, работающая в условиях растяжения и обеспечивающая удержание концевой опоры в требуемом рабочем положении. По завершении работы перевод концевой опоры из рабочего положения в транспортное положение производится в обратном порядке.

3. Постановка задачи

При предварительной компоновке основного технологического оборудования несущей

раме самоходной машины требуется обеспечить его вертикальный габарит, исходя из требований действующего нормативного габарита приближения по высоте, для возможности использования автомобильных дорог общего пользования и безопасного проезда под мостовыми сооружениями и путепроводами при движении машины к месту дислокации. Это требование обеспечивается, если выполняется следующее условие:

$$H_{mc} \leq [H], \quad (1)$$

где H_{mc} - вертикальная координата наиболее высокой точки основного технологического оборудования на базовом шасси в транспортном положении (вертикальный габарит); $[H] = 4$ м - нормативный габарит приближения по высоте с учетом требуемых зазоров, регламентируемый ГОСТ Р 52748-2007 [10].

Результаты предварительного анализа конструкции шарнирно-сочлененной складывающейся штанги, проведенного ранее в [13], свидетельствуют о том, что лимитирующий размер H_{mc} , позволяющий обеспечить условие (1), зависит не только от размеров шасси и концевой опоры, но также от абсолютных значений длин и соотношения длин верхней и нижней части штанги и присоединительных размеров концов штанги к опоре и несущей раме шасси.

4. Кинематическая схема механизма

Кинематическая схема штангового механизма установки и фиксации выносной концевой опоры (рис. 1) в транспортном (исходном) и предельном рабочем (конечном) положениях концевой опоры приведена на рис. 3.

Ориентация продольной оси концевой опоры в вертикальной плоскости характеризуется следующими конструктивными параметрами, исходно задаваемыми перед проведением геометрического и силового расчета компоновки основного технологического оборудования на базовом колесном шасси:

- углом наклона продольной оси концевой опоры к плоскости несущей рамы самоходной машины в транспортном положении γ_{ts} ;

- углом отклонения продольной оси концевой опоры от перпендикуляра к плоскости

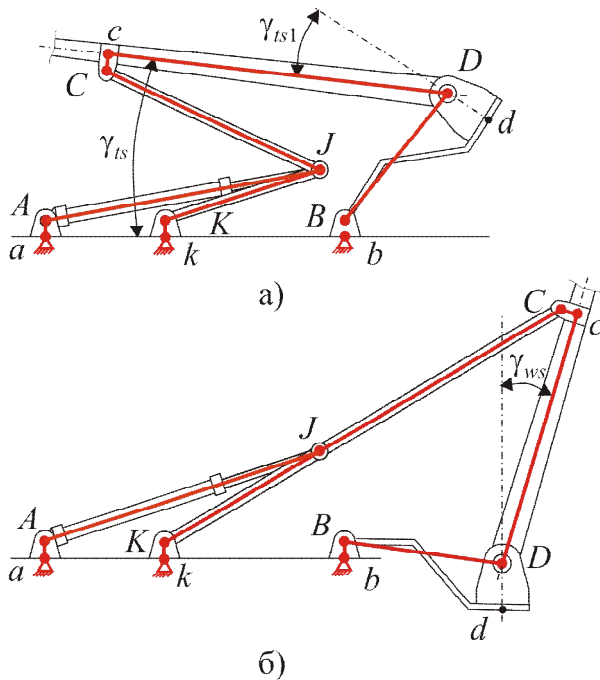


Рис. 3. Кинематическая схема штангового механизма установки и фиксации выносной концевой опоры:
а – транспортное положение;
б – рабочее положение

несущей поверхности поворотной платформы γ_{ts1} ;

- углом отклонения продольной оси концевой опоры от перпендикуляра к плоскости несущей поверхности платформы γ_{ts1} ;

- углом наклона продольной оси концевой опоры к перпендикуляру к поверхности грунта в предельном рабочем положении γ_{ws} (для штанговых механизмов предельное рабочее положение соответствует единственному рабочему положению, т.е. $\gamma_w = \pi/2 + \gamma_{ws}$);

- расстояниями между характерными точками i и j кинематической схемы l_{ij} ;

- углом относительного расположения шарниров B и D и расстояния между ними:

$$l_{BD} = [(l_{Bn} + l_{dm} - l_{mn} \cos \varphi_t)^2 + (l_{Dd} - l_{mn} \sin \varphi_t)^2]^{0,5};$$

- углом относительного расположения центра тяжести платформы $c.g_{pl}$ и шарнира B и расстояния между ними:

$$\gamma_{pl} = -\arctg \left\{ (0,5G_{mn} + G_{km} + G_{an})(h_{lb} + h_{of} + l_{Bb}) \times \right. \\ \left. \times [0,5l_{Bn}G_{Bn} + (l_{Bn} - 0,5l_{mn} \cos \varphi_t)G_{mn} + \right.$$

$$\left. + (l_{Bn} - l_{mn} \cos \varphi_t + l_{dm})G_{km} + (l_{Bn} - l_{mn} \cos \varphi_t + l_{mo})G_{an} \right\}^{-1}; \\ l_{pl} = (G_{Bn} + G_{mn} + G_{km} + G_{an})^{-1} \times \\ \times \left\{ (0,5G_{mn} + G_{km} + G_{an})^2 (h_{lb} + h_{of} + l_{Bb})^2 + \right. \\ \left. + [0,5l_{Bn}G_{Bn} + (l_{Bn} - 0,5l_{mn} \cos \varphi_t)G_{mn} + \right. \\ \left. + (l_{Bn} - l_{mn} \cos \varphi_t + l_{dm})G_{km} + \right. \\ \left. + (l_{Bn} - l_{mn} \cos \varphi_t + l_{mo})G_{an} \right\}^{0,5},$$

где $l_{mn} = (h_{lb} + h_{of} + l_{Bb}) / \sin \varphi_t$; φ_t - угол изгиба платформы; h_{lb} - высота рабочей плоскости несущей рамы шасси; h_{of} - высота надрамной конструкции; G_{Bn} , G_{mn} - вес участков Bn и mn платформы; G_{km} - общий вес участка km платформы и узла крепления концевой опоры; G_{an} - вес анкерных устройств, расположенных на платформе; l_{mo} - расстояние от точки m до места расположения анкерных устройств на участке km платформы.

При задании размера l_{CD} необходимо исключить возможность контактирования корпуса приводного гидроцилиндра с надрамной конструкцией, что обеспечивается при выполнении следующего условия:

$$l_{CD} \geq l_{CD}^{\min} = \max \left\{ \begin{aligned} &(h_{lb} + h_{of} + l_{Aa} - l_{Dd}) / \cos \gamma_{ws} \\ &(h_{lb} + h_{of} + l_{Aa} - l_{Dd}) / \cos \gamma_{ts1} \end{aligned} \right.$$

При задании длин сопрягаемых частей складывающейся штанги l_{CJ} и l_{JK} необходимо исключить возможность их контактирования как с металлоконструкцией концевой опоры, так и надрамной конструкции, для чего в транспортном положении должно выполняться условие

$$\gamma_{CED,ts} > [\gamma_{CED}]_{\min},$$

где $[\gamma_{CED}]_{\min}$ - угол, минимально допустимый по условию расположения сопрягаемых частей складывающейся штанги в пространстве под концевой опорой.

5. Математическая модель

Расчетная схема для разработки математической модели, характеризующей компоновку основного технологического оборудования

на несущей раме самоходной машины, укомплектованной штанговым механизмом установки и фиксации в рабочем положении концевой опоры, приведена на рис. 4.

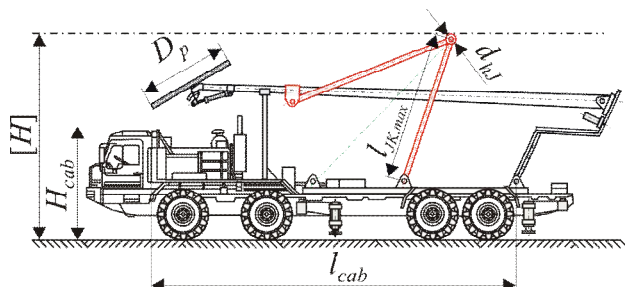


Рис. 4. Расчетная схема предварительной компоновки основного технологического оборудования при установке выносной складывающейся штанги в транспортном положении (максимальное возвышение шарнира складывающейся опоры)

$$\begin{cases} (x_J - l_{ak})^2 + ([H] - h_{lb} - h_{of} - d_{hJ}/2 - l_{Kk})^2 - l_{JK, max}^2 = 0 \\ (x_J - x_{C, ts})^2 + ([H] - h_{lb} - h_{of} - d_{hJ}/2 - y_{C, ts})^2 - (L_{sh} - l_{JK, max})^2 = 0 \end{cases} \quad (2)$$

где d_{hJ} – габаритный размер шарнирного узла соединения сопрягаемых частей штанги; x_C , y_C – координаты центра шарнира C узла присоединения верхней сопрягаемой части складывающейся штанги в транспортном

положении (рис. 3, а); L_{sh} – длина складывающейся штанги в разложенном состоянии.

Размеры $x_{C, ts}$, $y_{C, ts}$ и L_{sh} , необходимые для определения $l_{JK, max}$, вычисляются с помощью следующих зависимостей:

$$\begin{aligned} x_{C, ts} &= l_{ab} + l_{BD} \sin(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) - l_{cD} \cos \gamma_{ts} - l_{Cc} \sin \gamma_{ts}; \\ y_{C, ts} &= l_{Bb} + l_{BD} \cos(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) + l_{cD} \sin \gamma_{ts} - l_{Cc} \cos \gamma_{ts}; \\ L_{hs} &= l_{JK} + l_{CJ} = [(l_{ab} - l_{ak} + l_{BD} \cos \gamma_{BD} + l_{cD} \sin \gamma_{ws} - l_{Cc} \cos \gamma_{ws})^2 + \\ &\quad + (l_{Bb} - l_{Kk} + l_{BD} \sin \gamma_{BD} + l_{cD} \cos \gamma_{ws} + l_{Cc} \sin \gamma_{ws})^2]^{0,5}. \end{aligned}$$

В качестве примера на рис. 5 приведены графики изменения максимально допустимой длины нижней части складывающейся штанги $l_{JK, max}$ и относительной длины $l_{JK, max} / L_{sh}$ в зависимости от расстояния l_{cD} между шарнирами D и C и угла наклона концевой опоры длиной 10 м в рабочем положении γ_{ws} . С увеличением угла γ_{ws} , т.е. увеличением отклонения концевой опоры в сторону трассы канатной дороги, наблюдается практически линейный рост максимально

допустимой длины нижней части складывающейся штанги $l_{JK, max}$, что обусловлено необходимостью увеличения длины складывающейся штанги в разложенном состоянии, соответствующем рабочему положению концевой опоры. Однако относительная длина $l_{JK, max} / L_{sh}$ изменяется незначительно: интервал разброса $\Delta(l_{JK, max} / L_{sh}) < 0,03$.

Длина нижней части складывающейся штанги l_{JK} лимитируется минимально допустимым значением размера $l_{JK, min}$

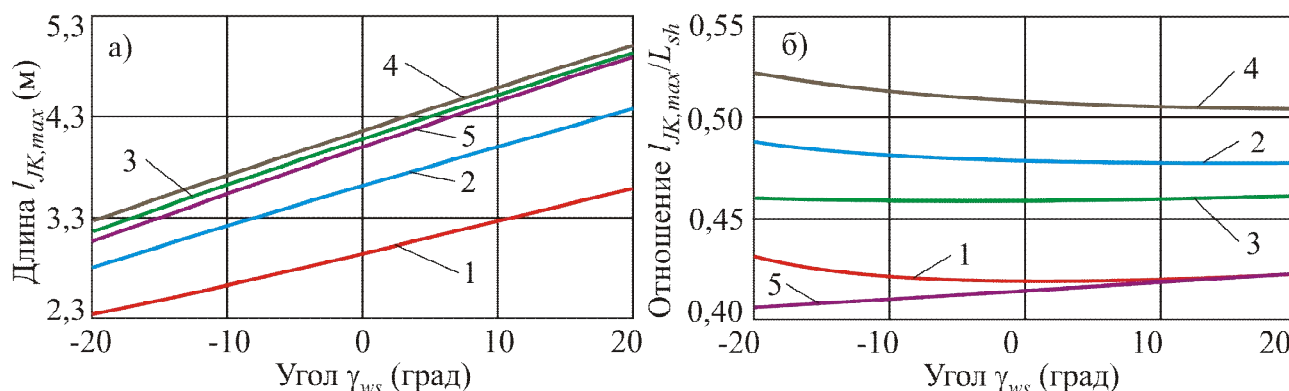


Рис. 5. Влияние расстояния l_{CD} между шарнирами C и D и угла наклона концевой опоры в рабочем положении γ_{ws} на максимально допустимую длину нижней части складывающейся штанги (модификация ВуХ-4/10): а - $l_{JK,max}$; б - $l_{JK,max} / L_{sh}$ (1 - $l_{CD} = 5$ м; 2 - $l_{CD} = 6$ м; 3 - $l_{CD} = 7$ м; 4 - $l_{CD} = 8$ м; 5 - $l_{CD} = 9$ м)

$$l_{JK} > l_{JK,min},$$

которое определяется зависимостью:

$$l_{JK,min} = \frac{1}{2} \{ L_{sh} - [(l_{ab} - l_{ak} + l_{BD} \sin(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) - l_{CD} \cos \gamma_{ts} - l_{Cc} \sin \gamma_{ts})^2 + (l_{Bb} - l_{Kk} + l_{BD} \cos(\gamma_{ts} + \gamma_{ts1} - \gamma_{BD}) + l_{CD} \sin \gamma_{ts} - l_{Cc} \cos \gamma_{ts})^2] \}.$$

Как и в ранее исследованной в работе [13] конструкции самоходной машины со штанговым механизмом и вариантом концевой установки концевой опоры на несущей раме, максимально допустимая длина нижней части штанги $l_{JK,max}$ и координаты x_J

центра J шарнирного узла соединения сопрягаемых частей штанги, удовлетворяющие условию (1), не зависят от длины концевой опоры H_t . Об этом свидетельствует анализ системы уравнений (2).

Очевидно, максимально возможная длина концевой опоры $H_{t,max}$, которую можно разместить на самоходной машине, определяется, исходя из учета двух граничных ситуаций [7]:

1) максимального возвышения оголовка концевой опоры (рис. 6, а);

2) максимального возвышения поворотной платформы (рис. 6, б).

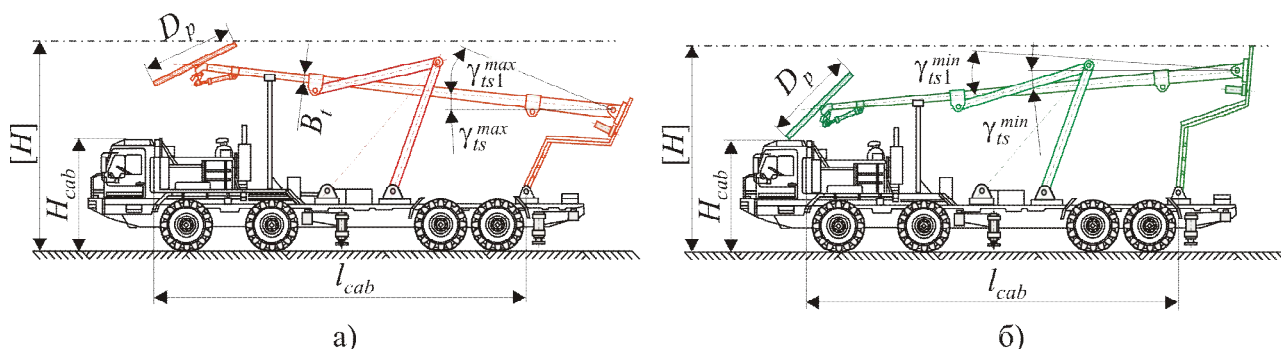


Рис. 6. Расчетная схема для определения максимально возможной длины концевой опоры, которую можно разместить на несущей раме самоходной машины:

а - максимальное возвышение оголовка концевой опоры; б - максимальное возвышение поворотной платформы

Обе указанные ситуации максимального возвышения основного технологического оборудования в транспортном положении

рассмотрен в [7]. Максимально возможная длина концевой опоры $H_{t,max}$ в обоих случа-

ях может быть достигнута при рациональном сочетании двух углов ее наклона - $\gamma_{ts}^{\min}$ и $\gamma_{ts1}^{\min}$ (или $\gamma_{ts}^{\max}$ и $\gamma_{ts1}^{\max}$). Таким образом, каждой расчетной ситуации соответствует свое значение максимально возможной длины концевой опоры и окончательно она определяется на основе следующего условия:

$$H_{t,\max} = \min \{ (H_{t,\max})_I; (H_{t,\max})_{II} \},$$

где $(H_{t,\max})_I$ - максимально возможная длина концевой опоры в ситуации максимального возвышения ее оголовка; $(H_{t,\max})_{II}$ - максимально возможная длина концевой опоры в ситуации максимального возвышения поворотной платформы.

Максимально возможная длина концевой опоры в ситуации максимального возвышения ее оголовка определяется с помощью соотношения

$$(H_{t,\max})_I = \frac{1}{\sin \gamma_{ts}^{\max}} \{ [H] - h_{lb} - h_{of} - l_{Bb} - l_{BD} \cos(\gamma_{ts}^{\max} + \gamma_{ts1}^{\max} - \gamma_{BD}) - 0,5D_p \sin(\gamma_{pt} - \gamma_{ts}^{\max}) \},$$

где D_p - диаметр канатного шкива; γ_{pt} - угол наклона канатного шкива к продольной оси концевой опоры в транспортном положении.

Максимально возможная длина концевой опоры в ситуации максимального возвышения поворотной платформы лимитируется условием необходимости согласования расположения нижней точки канатного шкива и высотного расположения (высотного габарита) кабины водителя самоходной машины. Поэтому она определяется с помощью соотношения

$$(H_{t,\max})_{II} = \frac{1}{\sin \gamma_{ts}^{\min}} [H_{\min} - h_{lb} - h_{of} - l_{Bb} - l_{BD} \cos(\gamma_{ts}^{\min} + \gamma_{ts1}^{\min} - \gamma_{BD}) + 0,5D_p \sin(\gamma_{pt} - \gamma_{ts}^{\min})],$$

где $H_{\min}$ - минимальное высотное положение нижней точки канатного шкива по условиям требуемого обзора водителя самоходной машины.

6. Заключение

Анализ представленной в данной статье математической модели предварительной компоновки основного технологического оборудования на несущей раме колесной самоходной машины для мобильных канатных дорог, оснащенной штанговым механизмом установки и фиксации в рабочем положении выносной концевой опоры доказывает возможность разработки такой компоновки оборудования в транспортном положении, которая бы позволяла автономное перемещение машины по автомобильным дорогам общего назначения до места дислокации с учетом нормативных требований в части высотных приближений к объектам дорожной инфраструктуры, причем при этом концевая опора имеет практически значимую длину.

Максимально возможная длина концевой опоры не зависит от конструктивных размеров верхней и нижней частей складывающейся штанги и ее присоединительных размеров, а лимитируется, главным образом, продольной длиной самоходного шасси. Таким образом, использование шасси с большим количеством осей позволяет устанавливать на них более высокие концевые опоры при использовании шарнирно-сочлененных штанг одинаковых размеров.

Список литературы

1. Короткий А.А., Лагереv А.В., Месхи Б.Ч., Лагереv И.А., Панфилов А.В., Таричко В.И. Транспортно-логистические технологии и машины для цифровой урбанизированной среды. Ростов-на-Дону: ДГТУ, 2019. 268 с. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1311913>
2. Лагереv А.В., Лагереv И.А., Таричко

References

1. Korotkiy A.A., Lagerev A.V., Meskhi B.Ch., Lagerev I.A., Panfilov A.V., Tarichko V.I. *Transportno-logisticheskie tekhnologii i mashiny dlya tsifrovoy urbanizirovannoy sredy* [Transport and logistics technologies and machines for the digital urban environment]. Rostov-on-Don, Don State Technical Univer-

В.И. Варианты компоновки основного технологического оборудования на базовых шасси мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов и их сравнительный анализ // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2021. № 3. С. 236-250. DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-03-236-250

3. 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

4. Tarichko V.I. General principles of creating mobile cable cars based on self-propelled wheeled chassis / 1st International Marmara scientific research and innovation Congress. Istanbul, 2021. P. 20.

5. Лагереv А.В., Лагереv И.А., Короткий А.А., Панфилов А.В. Концепция инновационной системы городского транспорта «Канатное метро города Брянска» // Вестник Брянского государственного технического университета. 2012. №3. С. 12-15. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1302025>

6. 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

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

8. Пат. 206299 Рос. Федерация: МПК⁷ B61B 7/00, B61B 7/06, B66C 23/16. Самоходная концевая станция мобильной канатной дороги / Лагереv А.В., Лагереv И.А., Таричко В.И.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г.

сity, 2019. 268 p.

DOI: <http://doi.org/10.5281/zenodo.3551132> (In Russian)

2. Lagerev I.A., Lagerev A.V., Tarichko V.I. Variants of the layout of the main technological equipment on the base chassis of mobile transport and reloading rope complexes and their comparative analysis. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2021, No.3, pp. 236-250. DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-03-236-250 (In Russian)

3. 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-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2021, No.1, pp. 9-29. DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-01-09-29. (In Russian)

4. Tarichko V.I. General principles of creating mobile cable cars based on self-propelled wheeled chassis. In: Proc. 1st International Marmara scientific research and innovation Congress. Istanbul, 2021, p. 20.

5. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Korotkiy A.A., Panfilov A.V. Innovation transport system “Bryansk rope metro”. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2012, No. 3, pp. 12-15. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1302025> (In Russian)

6. 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-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No.1, pp. 120-135. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-120-135. (In Russian)

7. 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)

8.45. Patent RU 206299, B61B 7/00, B61B 7/06, B66C 23/16. *Samokhodnaya kontsevyaya*

Петровского». № 2021112278, заявл. 27.04.21; опубл. 03.09.21. Бюл. № 25.

9. Ивашков И.И. Монтаж, эксплуатация и ремонт подъемно-транспортных машин. М.: Машиностроение, 1981. 335 с.

10. ГОСТ Р 52748-2007. Дороги автомобильные общего пользования. Нормативные нагрузки, расчетные схемы нагружения и габариты приближения. Введ. 2008-01-01. М.: Стандартинформ, 2008. 16 с.

11. Лагереv 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: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2019-05-02-210-220>

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

13. Лагереv А.В., Таричко В.И., Лагереv И.А. Обеспечение вертикального габарита самоходной машины со штанговым механизмом установки и фиксации концевой опоры для мобильной канатной дороги // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2021. №2. С. 141-152. DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-02-141-152

stantsiya mobilnoy kanatnoy dorogi [Self-propelled terminal station of the mobile ropeway]. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Tarichko V.I. Declared 27.04.2021. Published 03.09.2021. (In Russian)

9. Ivashkov I.I. *Montazh, ekspluatatsiya i remont podemno-transportnykh mashin* [Installation, operation and repair of lifting-transport machines]. Moscow, Mashinostroenie, 1981. 335 p. (In Russian)

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

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

12. Lagerev I.A., Lagerev A.V. *Sovremennaya teoriya manipulatsionnykh sistem mobilnykh mnogotsel'evykh 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. ISBN 978-5-9734-0295-2. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1294622> (In Russian)

13. Lagerev A.V., Tarichko V.I., Lagerev I.A. Providing the vertical dimension of a self-propelled machine with a rod mechanism for installing and fixing the end tower for a mobile ropeway. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2021, No.2, pp. 141-152. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-07-02-141-152 (In Russian)

УДК (UDC) 621.86

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ РАЗГРУЗКИ КОРОТКИХ ОТВАЛЬНЫХ
ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ ПРИ УПРАВЛЕНИИ СКОРОСТЬЮ
ДВИЖЕНИЯ ЛЕНТЫSIMULATION OF UNLOADING PROCESSES OF SHORT DUMP BELT CONVEYORS
WITH SPEED CONTROL BELT MOVEMENTРоманович А.А.¹, Гришин А.В.², Денисов И.А.²
Romanovich A.A.¹, Grishin A.V.², Denisov I.A.²¹ – Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова (Белгород, Россия)² – Брянский государственный технический университет (Брянск, Россия)¹ – Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov (Belgorod, Russian Federation)² – Bryansk State Technical University (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. Короткие отвальные ленточные конвейеры применяются для создания насыпей груза как в качестве неотъемлемой части технологических машин при переработке строительных материалов, так и в качестве транспортных средств в цепи конвейеров для транспортирования сыпного груза в соответствии с логистикой открытых складов. При реализации схем механизации открытых складов в зависимости от степени переменности грузопотока в структурах таких конвейеров могут применяться приводы, позволяющие регулировать скорость движения ленты, тем самым управляя производительностью всей линии. Часто короткие ленточные конвейеры не оборудуются специализированными разгрузочными устройствами, что требует проработки вопросов движения частиц груза при разгрузке, особенно если конвейер работает в технологической линии. В статье произведено моделирование процессов разгрузки коротких отвальных ленточных конвейеров при управлении скоростью движения ленты. Получены траектории движения частиц груза для различных параметров конвейеров: скорости движения ленты, угла наклона конвейера к горизонту, диаметра разгрузочного барабана. Показана необходимость проведения моделирования процессов разгрузки во всех случаях при управлении скоростью ленты и работе конвейера без специализированных разгрузочных устройств.

Ключевые слова: ленточный конвейер, разгрузка, управление скоростью, сыпучий груз, траектория движения.

Дата принятия к публикации: 27.11.2021
Дата публикации: 25.12.2021

Сведения об авторах:

Романович Алексей Алексеевич – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой подъемно-транспортных и дорожных машин ФГБОУ ВО «Белгородский государственный технологический университет им. В.Г. Шухова»,
e-mail: PTDM-BGTU@yandex.ru.

Abstract. Short dump belt conveyors are used to create bulk cargo both as an integral part of technological machines in the processing of building materials, and as vehicles in a chain of conveyors for transporting bulk cargo in accordance with the logistics of open warehouses. When implementing mechanization schemes for open warehouses, depending on the degree of variability of the cargo flow in the structures of such conveyors, drives can be used that allow regulating the speed of the belts, thereby controlling the productivity of the entire line. Often, short belt conveyors are not equipped with specialized unloading devices, which requires elaboration of the issues of movement of cargo particles during unloading, especially if the conveyor is operating in a production line. The article simulates the processes of unloading short dump belt conveyors when controlling the speed of the belt. Trajectories of movement of cargo particles for various parameters of conveyors are obtained: belt speed, conveyor tilt angle to the horizon, diameter of the unloading drum. It is shown that it is necessary to simulate unloading processes in all cases with belt speed control and conveyor operation without specialized unloading devices.

Keywords: belt conveyor, unloading, speed control, bulk cargo, trajectory.

Date of acceptance for publication: 27.11.2021
Date of publication: 25.12.2021

Authors' information:

Aleksey A. Romanovich – Doctor of Technical Sciences, Professor, head of the Department of Handling and Road Machines at Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov,
e-mail: PTDM-BGTU@yandex.ru.

Гришин Александр Валентинович – ассистент кафедры «Подъемно-транспортные машины и оборудование» ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет», *e-mail: sasha9332@mail.ru*.

Денисов Илья Александрович – кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Подъемно-транспортные машины и оборудование» ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет», *e-mail: ptm_bstu@mail.ru*.

Alexander V. Grishin – assistant of the Department "Handling machinery and equipment" at Bryansk State Technical University, *e-mail: sasha9332@mail.ru*.

Iliya A. Denisov – PhD in Technical Sciences, Senior Lecturer of the Department "Handling machinery and equipment" at Bryansk State Technical University, *e-mail: ptm_bstu@mail.ru*.

1. Введение

Короткие отвальные ленточные конвейеры являются распространенным средством механизации погрузочно-разгрузочных, транспортных и складских работ, применяются в качестве устройств отвода сыпучего груза в едином

комплексе с различными технологическими машинами [1-3].

Применение коротких ленточных конвейеров в конвейерных каскадах для транспортирования сыпучих грузов на значительные расстояния также является распространенным решением (рис. 1).



Рис. 1. Каскад коротких ленточных конвейеров

Однако применение открытой перегрузки без специализированных перегрузочных устройств приводит к появлению значительных просыпей, особенно в зонах концевых барабанов (рис. 1). Для реализации точной разгрузки ленточного конвейера с концевых барабанов вне зависимости от скорости движения ленты и угла наклона конвейера существует единственное принципиальное простое техническое решение – применение разгрузочной воронки (рис. 2). Однако такое решение хорошо себя проявляет в случае работы конвейера с одной постоянной скоростью, так как при её увеличении значительно повышается износ фронтальной стенки разгрузочной воронки, что

приводит к необходимости проведения частого ремонта и замены всей воронки. При этом стоит отметить, что разгрузочные воронки обладают недостатком, проявляющимся в необходимости регулирования угла наклона воронки при изменении угла наклона конвейера. Для коротких конвейеров, работающих с переменными углами наклона, а также для отвальных конвейеров, являющихся неотъемлемыми частями строительных и дорожных машин, проектируемых в том числе с учетом критерия компактности конструкции в рабочем и транспортном положениях, применение разгрузочных воронок является, как минимум, спорным, а часто и неприемлемым решением.



а



б

Рис. 2. Разгрузочные воронки коротких ленточных конвейеров:

а – конструкция с направляющей частью для формирования потока груза при перегрузке;
б – конструкция без направляющей части, примененная на бункере-питателе

При применении открытой разгрузки слои груза движутся по параболической траектории, вид которой зависит от скорости движения груза в момент отрыва от ленты, высоты слоя груза, угла наклона конвейера, радиуса разгрузочного барабана, координаты точки отрыва груза, определяемой полюсным расстоянием [4]. Практическая иллюстрация вариативности параболической траектории разгрузки сыпучего груза показана на рис. 3.

Общие вопросы моделирования процессов разгрузки ленточных конвейеров, в том числе рекомендации по построению траекторий движения сыпучего груза, приведены в

работе [4]. Однако современные тенденции развития конвейерного транспорта с учетом возможной нестабильности грузопотоков характеризуются как применением регулируемых приводов в структурах конвейеров, так и разнообразием областей применения самих конвейеров, в частности, коротких транспортеров. Таким образом, высокую актуальность имеют теоретические и практические исследования процессов разгрузки ленточных конвейеров с концевых барабанов при управлении скоростью движения ленты и изменении угла наклона конвейера.



а



б

Рис. 3. Параболические траектории движения груза при разгрузке отвальных ленточных конвейеров: а – конвейер дорожной фрезы; б – конвейер в структуре транспортной линии

2. Цель исследования

Целью настоящего исследования является теоретическое моделирование процессов разгрузки коротких отвальных ленточных кон-

вейеров при управлении скоростью движения ленты и изменении угла наклона конвейера, а также синтез рекомендаций по проектированию конвейерных линий в вопросе корректировки схем взаимного расположе-

ния транспортирующих машин с учетом траекторий разгрузки при управлении скоростью конвейеров.

3. Моделирование процессов разгрузки

Как было указано выше, при разгрузке ленточного конвейера с концевой барабана частицы транспортируемого груза, отрываясь от ленты, движутся по параболе (рис. 3). В случае применения декартовой системы координат и привязке оси абсцисс к горизонту закон движения частицы нижнего слоя груза (контактирующего с лентой) после отрыва от ленты вдоль оси X запишется в виде

$$X = V_{0n} t \cos(\beta), \quad (1)$$

где V_{0n} – скорость движения частицы груза в момент отрыва от ленты, совпадающая со скоростью движения ленты; t – время движения частицы; β – угол наклона конвейера к горизонту.

Для верхнего слоя груза зависимость (1) также справедлива с учетом преобразования величины начальной скорости в соответствии с выражением [4]

$$V_{0в} = V_{0н} \frac{r + h_{ep}}{r}, \quad (2)$$

где $V_{0в}$ – скорость движения частицы груза в верхнем слое в момент отрыва от ленты; r – сумма наружного радиуса барабана и толщины ленты; h_{ep} – высота слоя груза на ленте в момент начала разгрузки.

Закон движения частиц груза вдоль вертикальной оси Y для верхнего и нижнего

слоев груза с учетом их начальных скоростей движения запишется в виде

$$Y = V_0 t \sin(\beta) - \frac{gt^2}{2}. \quad (3)$$

Точка отрыва частиц груза ($A1$, $A3$) от поверхности барабана (рис. 4) определяется полюсным расстоянием [4]

$$h_n = \frac{gr^2}{V_0^2}. \quad (4)$$

В случае $h_n < r$ точка отрыва груза от поверхности барабана находится во втором квадранте (рис. 3, точка $A1$), её положение определяется углом наклона конвейера β . При $h_n = r$ точка отрыва груза от поверхности барабана находится на вертикальной оси барабана. В случае $h_n > r$ точка отрыва груза от поверхности барабана находится в первом квадранте (рис. 3, точка $A3$), её положение определяется углом β_3 [4].

Положение точки отрыва груза в первом квадранте соответствует малым скоростям движения ленты, разгрузочная парабола не имеет значительного разлета. В связи с этим введем следующее условие: моделирование процессов разгрузки будет производиться для случая $h_n < r$, соответствующего повышенным скоростям движения и значительному выпрямлению параболических траекторий разгрузки.

Последовательность построения траектории движения груза представим следующим образом:

1) определение точки отрыва груза от поверхности ленты;

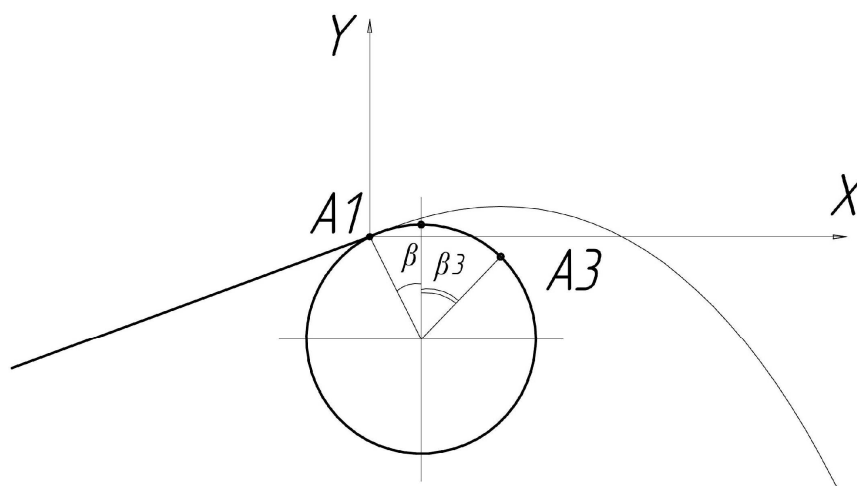


Рис. 4. Расчетная схема к процедуре моделирования процессов разгрузки

2) приложение декартовой системы координат к точке отрыва груза от ленты;

3) задание на оси X координатных отрезков, соответствующих постоянному интервалу времени движения (0,1 с) в соответствии с зависимостями (1) и (2);

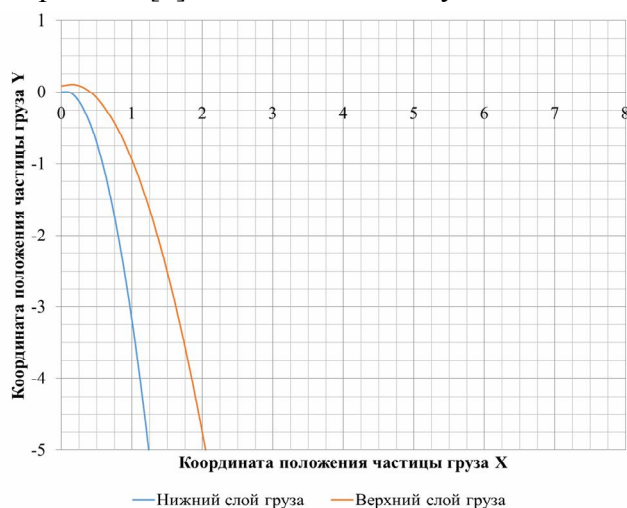
4) задание на оси Y координатных отрезков, соответствующих значениям на оси X , в соответствии с зависимостью (3).

Разгрузочная парабола строится для верхнего и нижнего слоя груза.

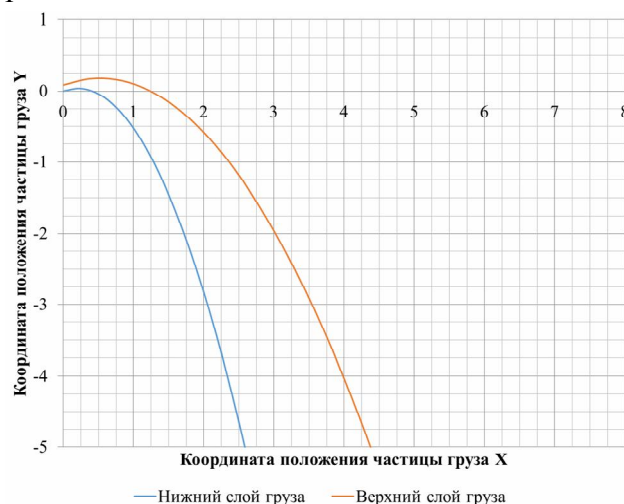
Моделирование будет производиться для отвального ленточного конвейера мобильного моющего завода CDE M2500, описанного в работе [1]. Максимальный угол наклона

конвейера β к горизонту составляет 20° . Радиус приводного барабана составляет 0,315 м. Минимальная скорость движения ленты для диапазона изменения скоростей определяется величиной полюсного расстояния в соответствии с зависимостью (4) при незначительном превышении полюсным расстоянием радиуса барабана $V_{0\min} = 1,25$ м/с. Максимальную скорость движения ленты ограничим значением 5 м/с. Заявленная производителем высота разгрузки составляет 4,8 м [5].

Графики траекторий разгрузки для различных углов наклона конвейера при изменении скоростей движения ленты представлены на рис. 5 – 10.



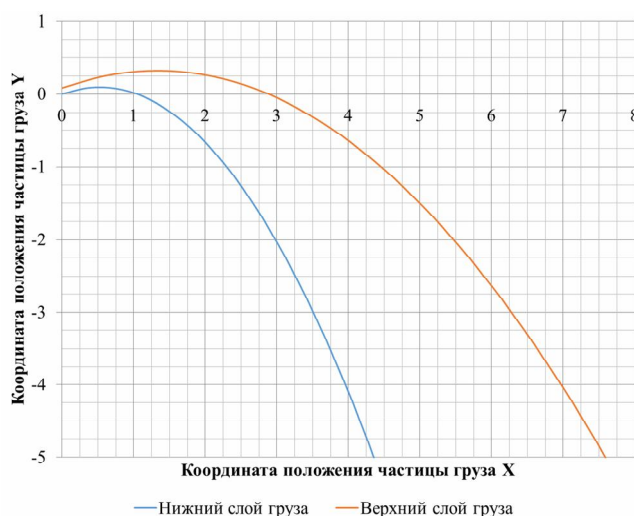
а



б

Рис. 5. Траектории движения груза при $\beta = 20^\circ$:

а – скорость движения ленты 1,25 м/с; б – скорость движения ленты 2,5 м/с



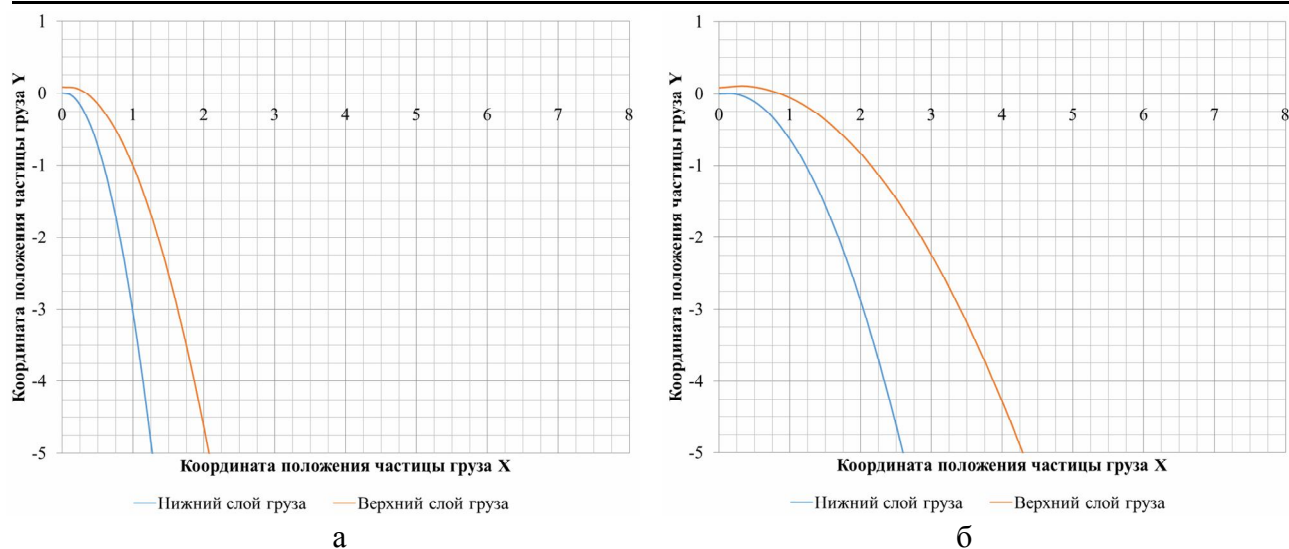
а



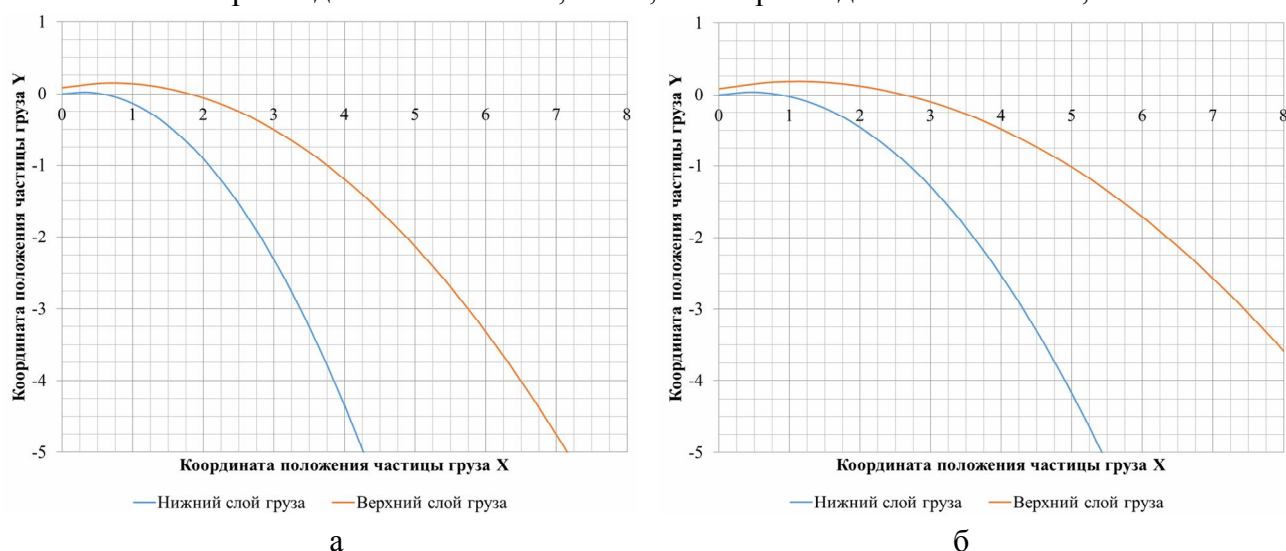
б

Рис. 6. Траектории движения груза при $\beta = 20^\circ$:

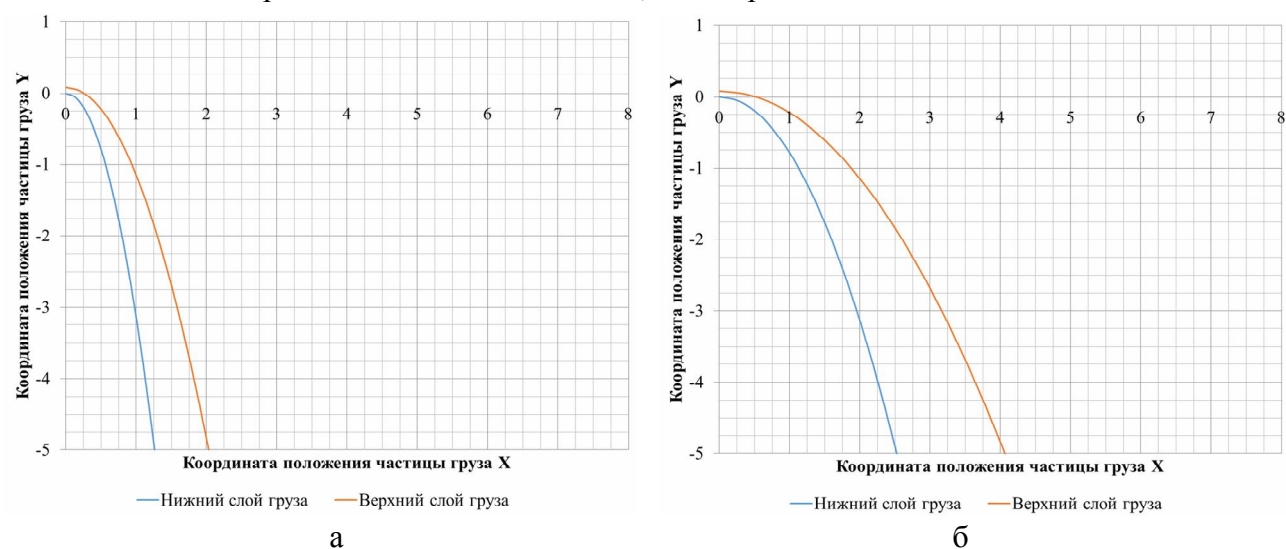
а – скорость движения ленты 4 м/с; б – скорость движения ленты 5 м/с

Рис. 7. Траектории движения груза при $\beta = 10^\circ$:

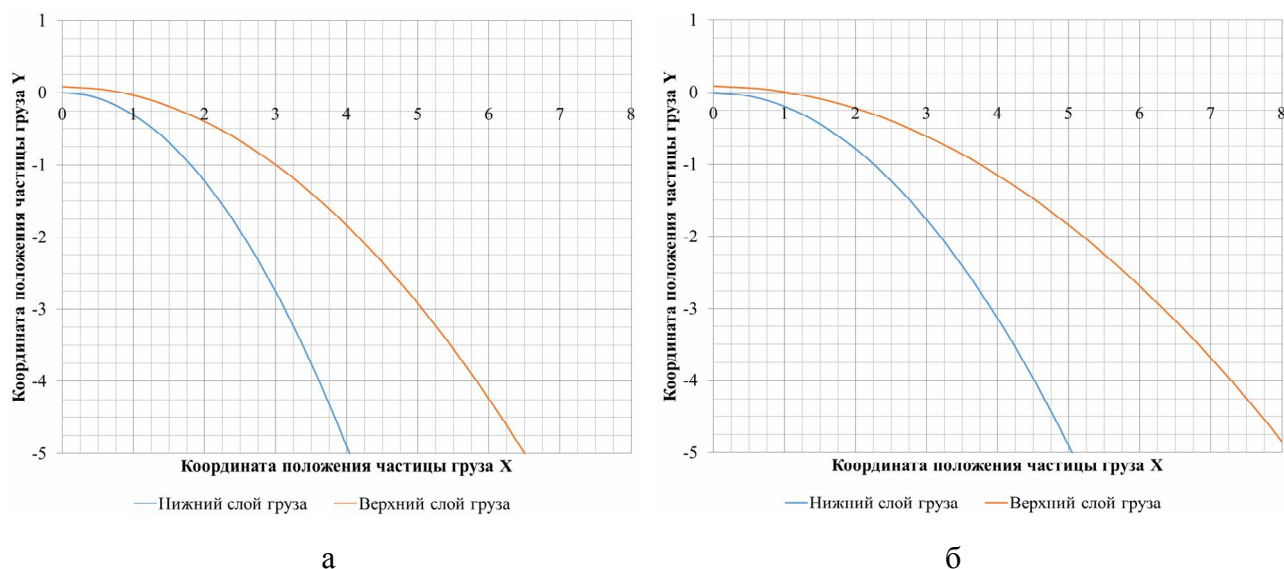
а – скорость движения ленты 1,25 м/с; б – скорость движения ленты 2,5 м/с

Рис. 8. Траектории движения груза при $\beta = 10^\circ$:

а – скорость движения ленты 4 м/с; б – скорость движения ленты 5 м/с

Рис. 9. Траектории движения груза при $\beta = 0^\circ$:

а – скорость движения ленты 1,25 м/с; б – скорость движения ленты 2,5 м/с

Рис. 10. Траектории движения груза при $\beta = 0^\circ$:

а – скорость движения ленты 4 м/с; б – скорость движения ленты 5 м/с

В результате анализа приведенных графиков можно сделать акцент на следующих результатах:

1) при малых скоростях движения ленты конвейера угол его наклона к горизонту практически не оказывает влияния на разлет груза;

2) при увеличении скорости движения ленты от 1,25 м/с до 5 м/с разлет слоя груза (горизонтальное расстояние между соответствующими точками траекторий движения верхнего и нижнего слоев) на высоте разгрузки 2 м увеличивается на 2,85 м при угле наклона конвейера $\beta = 20^\circ$ и на 1,4 м при угле наклона $\beta = 0^\circ$;

3) абсолютное увеличение горизонтального расстояния разгрузки на высоте 2 метра от концевой барабана при увеличении скорости движения ленты от 1,25 м/с до 5 м/с для угла наклона конвейера $\beta = 20^\circ$ происходит в диапазоне 1,4 м – 7,5 м; абсолютное увеличение для угла наклона конвейера $\beta = 0^\circ$ варьируется в диапазоне 1,3 м – 5,25 м.

4. Заключение

В результате проведенного исследования можно сделать следующие общие выводы.

1. Изменение скорости движения ленты значительно влияет на абсолютные координаты верхнего и нижнего слоев груза на всех высотах разгрузки. В приведенном примере разность координат приземления внешнего

слоя груза составляет приблизительно 2,25 м на высоте 2 м разгрузки, что требует регулировки положения следующего звена технологической линии для образования минимальных просыпей.

2. Угол наклона конвейера влияет на процессы разгрузки в меньшей степени, чем скорость движения ленты. При малых углах наклона разгрузочные параболы для соответствующих скоростей практически идентичны. Изменения в траекториях движения проявляются при увеличении скорости движения ленты до 4 м/с. В этом случае при угле наклона конвейера $\beta = 0^\circ$ разгрузочная парабола имеет более пологую форму без подлета груза в зоне, прилегающей к точке отрыва. Фактически, именно наличие этой зоны критически влияет на увеличение разлета груза при увеличении угла наклона конвейера.

3. При проектировании коротких ленточных конвейеров в случае применения многоскоростных приводов и реализации открытой разгрузки, а также с учетом возможности комплектации разрабатываемой машиной различных по назначению технологических линий с изменением угла наклона необходимо проводить полный комплекс мероприятий по моделированию процессов разгрузки для каждой из регламентируемых скоростей и минимального и максимального углов наклона конвейера.

Список литературы

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

2. Лагереv А.В., Толкачев Е.Н., Бословяк П.В. Проектирование и исследования конвейеров с подвесной грузонесущей лентой. Брянск: РИО БГУ, 2016. 303 с. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1197308>

3. Лагереv А.В., Толкачев Е.Н., Гончаров К.А. Моделирование рабочих процессов и проектирование многоприводных ленточных конвейеров. Брянск: РИО БГУ, 2017. 384 с. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1196612>

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

5. Официальный сайт ООО «Горные технологии» [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://www.gor-teh.ru/>. Дата обращения: 22.04.2020.

References

1. Goncharov K.A., Grishin A.V. Mathematical model of operation of stacker belt conveyors of mobile road-building machines with tracing control of belt tension. *Nauchnotekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No.3, pp. 365-376. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-03-365-376 (In Russian)

2. Lagerev A.V., Tolkachev E.N., Boslovyak P.V. *Proektirovanie i issledovaniya konveyerov s podvesnoy gruzonesushchey lentoy* [Design and research of the conveyor with hanging ribbon]. Bryansk, RIO BGU, 2016. 303 p.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1197308> (In Russian)

3. Lagerev A.V., Tolkachev E.N., Goncharov K.A. *Modelirovanie rabochikh protsessov i proektirovanie mnogoprivodnykh lentochnykh konveyerov* [Modeling of work processes and design of multi-drive belt conveyors]. Bryansk, RIO BGU, 2017. 384 p. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1196612> (In Russian)

4. Spivakovskiy A.O., Dyachkov V.K. *Transporting machines*. Moscow, Mashinostroenie, 1983. 437 p. (In Russian)

5. Official site ООО «Gornye tehnologii» [Electronic resource]. Available at: <https://www.gor-teh.ru/>. Date of application: 22.04.2020. (In Russian)

УДК (UDC) 62-311

УМЕНЬШЕНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОЙ СИЛЫ В ГИДРОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЕ
ПУТЕМ МОДЕРНИЗАЦИИ ДЕТАЛЕЙ ЗОЛОТНИКОВОЙ ПАРЫREDUCING THE HYDRODYNAMIC FORCE IN THE HYDRAULIC DISTRIBUTOR
BY MODERNIZING THE SPOOL COUPE PARTSСвойкин А.О.
Svoykin A.O.Национальный исследовательский Томский Политехнический университет (Томск, Россия)
National Research Tomsk Polytechnic University (Tomsk, Russian Federation)

Аннотация. Из-за резкого изменения направления и скорости течения жидкости в гидравлическом распределителе возникают гидродинамические силы. При позиционировании и удержании золотника величина вышеозначенных сил определяет требуемую мощность управления. Цель статьи - нахождение оптимального конструктивного решения, которое бы позволило уменьшить влияние гидродинамических сил. В статье мы рассмотрели теоретические основы, положенные в аналитическое решение задачи расчета величины гидродинамической силы, действующей на плунжер золотника. Кроме того, были проведены численный эксперимент с использованием САПР Solidworks и прикладного пакета Flow Simulation и сравнение полученных результатов с аналитическим решением задачи. В ходе численного эксперимента удалось установить, что путем модернизации гильзы золотника можно снизить величину гидродинамической силы в 4,5 раза, по сравнению с исходной конструкцией. При этом установлено, что модернизация плунжера не дает дальнейшего уменьшения максимальных гидродинамических сил. В статье подчеркнута экономическая выгода от снижения требуемой мощности для управления гидравлическим распределителем. Статья может быть интересна как научным работникам, чьи научные интересы лежат в области гидродинамики, так и производителям гидравлики.

Ключевые слова: пропорциональный клапан, гидравлический распределитель, гидродинамическая сила, золотниковая пара.

Дата принятия к публикации: 01.12.2021
Дата публикации: 25.12.2021

Сведения об авторе:

Свойкин Андрей Олегович – аспирант, Национальный исследовательский Томский Политехнический университет, e-mail: svojkinao@ya.ru

Abstract. Due to a sharp change in the direction and velocity of the fluid flow in the hydraulic distributor, hydrodynamic forces arise. When positioning and holding the spool, the magnitude of the above forces determines the required control power. The aim of the article was to find an optimal constructive solution that would reduce the influence of hydrodynamic forces. In the article we have considered the theoretical foundations laid in the analytical solution of the problem of calculating the magnitude of the hydrodynamic force acting on the plunger of the spool. In addition, a numerical experiment was carried out using CAD Solidworks and the Flow Simulation application package and a comparison of the results obtained with the analytical solution of the problem. During the numerical experiment, it was found that by upgrading the spool sleeve, it is possible to reduce the value of the hydrodynamic force by 4.5 times, compared with the original design. At the same time, it was found that the modernization of the plunger does not further reduce the maximum hydrodynamic forces. The article highlights the economic benefits of reducing the required power to control the hydraulic distributor. The article may be of interest to both researchers whose research interests lie in the field of hydrodynamics, and manufacturers of hydraulics.

Keywords: proportional valve, hydraulic distributor, hydrodynamic force, spool pair.

Date of acceptance for publication: 01.12.2021
Date of publication: 25.12.2021

Author's information:

Andrey O. Svojkinao - postgraduate student, National Research Tomsk Polytechnic University, e-mail: svojkinao@ya.ru

1. Введение

В пропорциональных электрогидравлических усилителях входной сигнал подается на

электромагнит. Электромагнит, в свою очередь, преобразует входной сигнал в силу толкающую плунжер золотника посредством якоря через толкатель. Таким образом, по-

положение золотника зависит от баланса сил, действующих на него со стороны потока жидкости и со стороны толкателя. Для уменьшения влияния возмущающих сил на положение золотника стремятся установить максимально жесткие пружины, что приводит к увеличению требуемой мощности электромагнита, и, в конечном счете, ограничивает применение однокаскадных гидравлических распределителей, - с электромагнитным управлением, - условным проходом $D_N = 10$ мм [1]. Кроме того, многие машины, управляемые гидравликой, работают во взрывоопасных средах, что накладывает свои требования по току и напряжению. Становится очевидным экономическая выгода в уменьшении гидродинамических сил, действующих на плунжер золотника.

2. Численный эксперимент с использованием системы автоматизированного проектирования Solidworks и прикладного пакета Flow Simulation

2.1. Постановка эксперимента

На рис.1 представлена принципиальная схема работы гидравлического распределителя. Показано положение плунжера, соответствующее осевому открытию проходного отверстия на 1,00 мм. В камеру 1 осуществляется подача рабочей жидкости под давлением 16 МПа. Из камеры 1 жидкость поступает в камеру 2, которая связана через коннектор 3 с камерой 5. Из камеры 5 жидкость уходит на слив. В коннекторе установлена дроссельная шайба 4, задача которой сводится к имитации нагрузки $\Delta p = 12$ МПа.

Входные данные:

- перепад давления на распределителе $\Delta p = 4$ МПа,
- рабочая жидкость – масло И40А,
- нормальные условия окружающей среды,
- шероховатость стенки: $Ra = 0,5$ мкм,
- гравитация не учитывается,
- граничные условия на стенке – адиабатические.

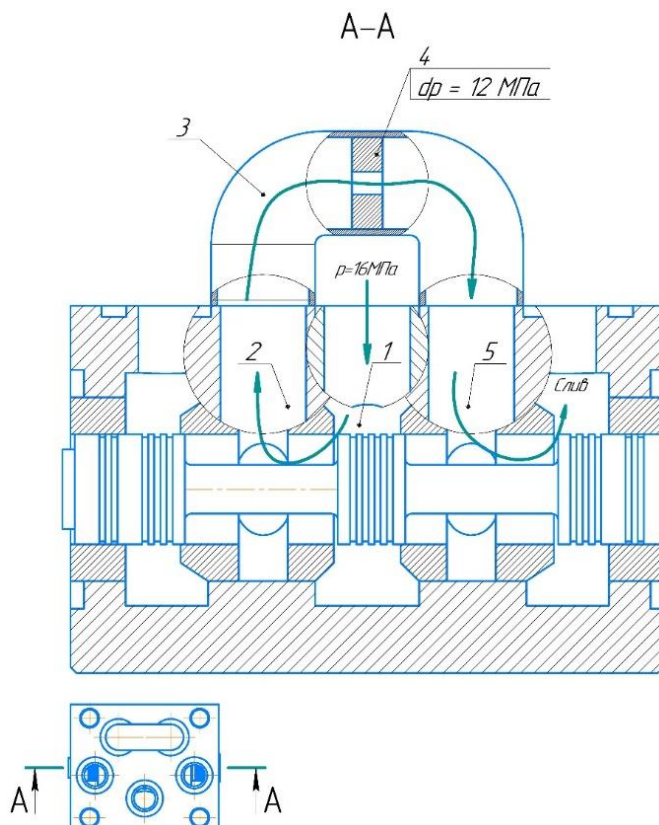


Рис. 1. Траектория потока в гидравлическом распределителе

2.2. Исследование сходимости по расчетной сетке для подбора рационального уровня дискретизации модели

В Flow Simulation реализована $k - \epsilon$ модель турбулентности с введением дополнительных двухмасштабных пристеночных функций (Two-scales Wall Functions, 2SWF) [2]. В зависимости от «масштаба», т.е. от количества ячеек поперек пограничного слоя, его параметры рассчитываются либо по модели так называемого «толстого пограничного слоя» (6 и более ячеек поперек слоя), либо «тонкого пограничного слоя» (4 и менее ячеек). Подходящий метод расчета выбирается автоматически в зависимости от толщины пограничного слоя вдоль поверхности. Несмотря на это, возможна потеря точности расчета в случае, если дискретизация сетки окажется в «мертвой зоне»: будет слишком подробна для применения «тонкого пограничного слоя», но недостаточна для разрешения пограничного слоя и применения метода «толстого пограничного слоя» [2]. Поэтому,

в конце процедуры сходимости, в которой мы никаким особым образом не будем разрешать пограничный слой, выполним проверку, разрешив его $y^+ = 1 \dots 20$.

В качестве контрольных параметров выбираем расход и проекцию гидродинамической силы на ось симметрии плунжера.

Расход и осевая составляющая гидродинамической силы определяются CFD-моделированием, после чего результаты расчета, с рациональным уровнем дискретизации, сравниваются с результатами аналитического решения.

В качестве начальной расчетной сетки выбираем сетку, показанную на рис.2,а. Как видно из рисунка, на характерные сечения приходится всего 1 ячейка, что является недостаточным согласно [3]. Такое грубое разрешение сеткой мы выбрали преднамеренно, для общности картины.

В ходе исследования максимальная степень дискретизации составила 15 ячеек на характерный размер.

Результаты исследования представлены в табл.1; графически оформлены на рис.3 и 4.

В табл.1 использованы следующие обозначения: F_0 – проекция на ось плунжера полной силы (силы давления + силы трения), Н; $F_{гд}$ – проекция на ось плунжера силы гидродинамического давления, Н; Q_0 – расход жидкости, л/мин; в скобках, после соответствующих значений величин, приведен критерий сходимости.

Проанализировав сходимость по расходу, можно заключить, что достаточным является дробление, при котором на характерные размеры приходится 6-9 ячеек. В таком случае, отклонение от асимптоты составит 3...5%. При 3-4 ячейках отклонение от асимптоты составит 10%. В дальнейших расчетах будем придерживаться степени дискретизации, при которой на характерные размеры будет приходиться 6–8 ячеек.

Рассмотрим отдельно вопрос о разрешении сеткой пограничного слоя. В [4] приводится формула для расчета расстояния от стенки до центра первой ячейки в пограничном слое: $y_p = y^+ \frac{\nu}{u_\tau}$, где ν – кинематическая

вязкость, для масла И40-А: $\nu = 6 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{с}$; u_τ – динамическая скорость [5]:

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_\omega}{\rho}},$$

где τ_ω – касательные напряжения на стенке, Па; y^+ – безразмерное расстояние от стенки.

Из результатов CFD-моделирования возьмем значение среднего касательного напряжения $\tau_\omega = 8600$ Па, тогда динамическая скорость $u_\tau = 3$ м/с, откуда $y_p = 0,02y^+$. При этом учтем, что высота ячейки y_h (мм) – геометрически – равна: $y_h = 2y_p = 0,04y^+$.

Таблица 1

Результаты исследования сходимости сетки

Ячеек	F_0 , Н	$F_{гд}$, Н	Q_0 , л/мин	Время расчета, мин
1	-10(1.0)	-11(1.0)	124(0,7)	1
2	48(1.0)	47(1.0)	117(0,7)	7
3	66(1.0)	65(1.0)	110(0,7)	16
4	66(1.0)	65(1.0)	109(0,7)	26
5	65(1.0)	63(1.0)	105(0,7)	34
6	64(1.0)	62(1.0)	104(0,7)	100
7	66(1.0)	64(1.0)	103(0,7)	133
8	63(1.0)	61(1.0)	101(0,7)	120
9	58(1.0)	56(1.0)	99(0,7)	256
10	65(1.0)	64(1.0)	99(0,7)	493
11	64(1.0)	61(1.0)	101(0,7)	624
12	60(1.0)	57(1.0)	99(0,7)	413
13	62(1.0)	60(1.0)	99(0,7)	1068
14	59(1.0)	57(1.0)	99(0,7)	1296
15	65(1.0)	62(1.0)	99(0,7)	908

Проведем исследование, задаваясь различными значениями y^+ : от 1 до 20. Результаты занесем в табл. 2.

Как видно из результатов при $y^+ = 5$ значение максимальных касательных напряжений на порядок отличаются от таковых при других значениях y^+ , при этом интегральные показатели: среднее касательное напряжение, полная сила и сила давления, а также расход не демонстрируют таких резких скачков.

При $y^+ = 2,5$ полная сила и сила давления показывают отклонения порядка 10 – 12%. Можно предположить, что при этих значениях y^+ центр первой ячейки в некоторых локациях приходится на буферный слой, и такие результаты связаны с особенностями кода.

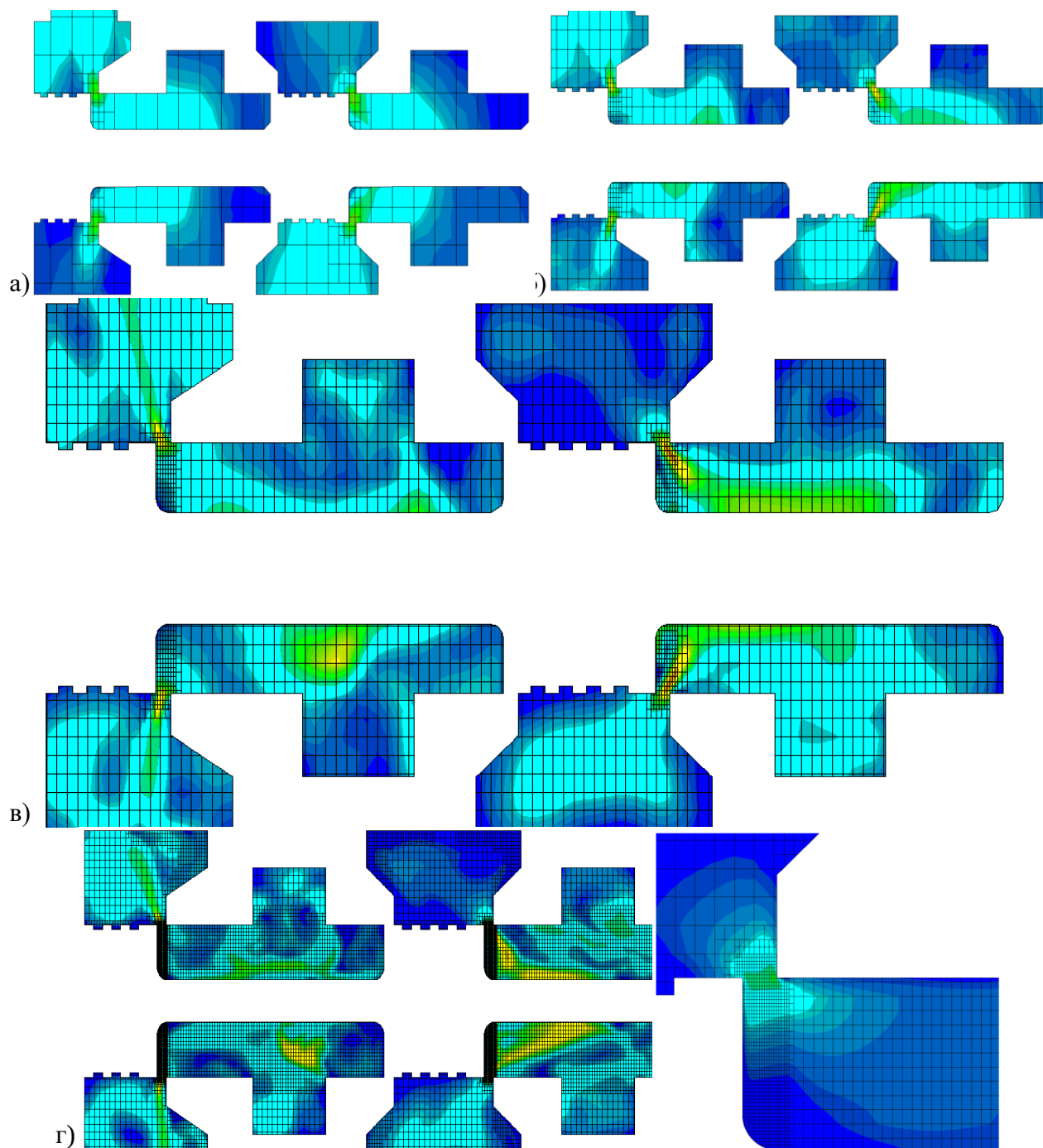


Рис. 2. Пример разрешения сеткой характерных размеров модели: а – одной ячейкой; б – двумя; в – четырьмя; г – двенадцатью (с местным увеличенным видом)

2.2. Сравнение гидродинамической силы как результат CFD-моделирования и аналитического решения

В [6 - 8] приводятся формулы для расчета гидродинамической силы:

$$R = QV\rho \quad (1)$$

и ее аксиальной составляющей.

$$F = R\cos\alpha = QV\rho\cos\alpha, \quad (2)$$

а также скорректированная формула:

$$F = 1.32 \frac{\gamma Q_v^3}{g S}, \quad (3)$$

где γ – удельный вес, кгс/см³; g – гравитационное ускорение, см/сек²; Q_v – объемный расход через проходное сечение, л/мин; S – площадь проходного отверстия, мм².

Для нормальных условий отношение $\frac{\gamma}{g}$ есть плотность вещества; для масла И40-А $\rho = 0,0009$ кг/см³.

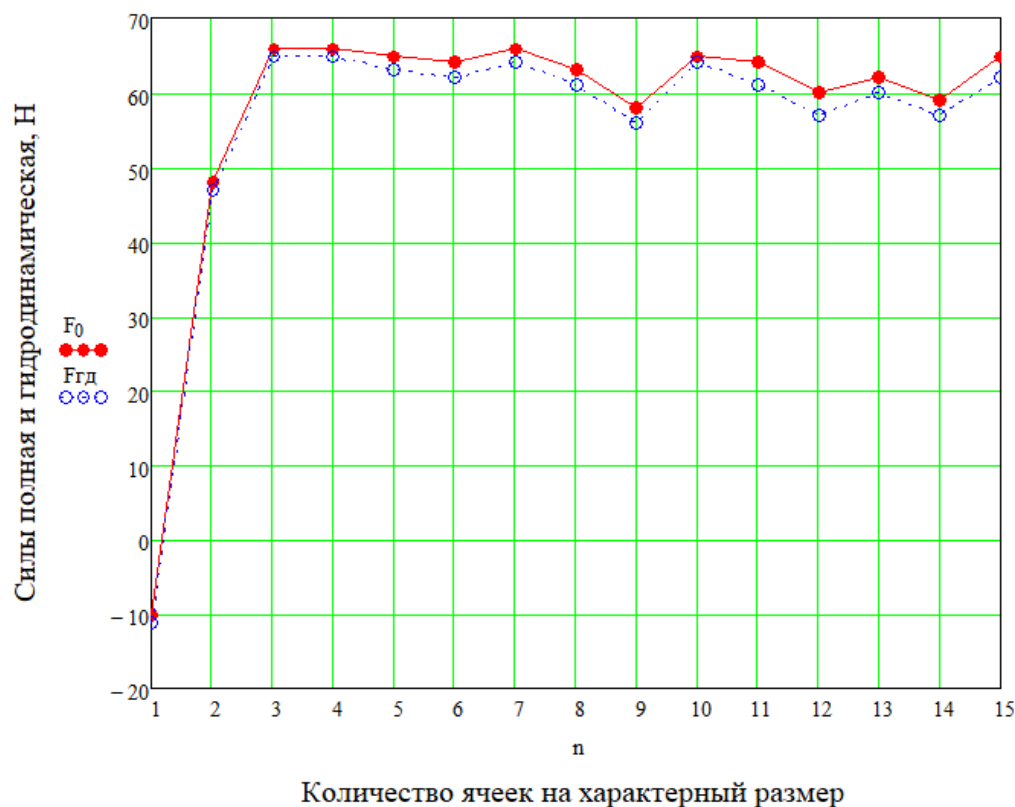


Рис. 3. График сеточной сходимости по полной силе и по гидродинамической

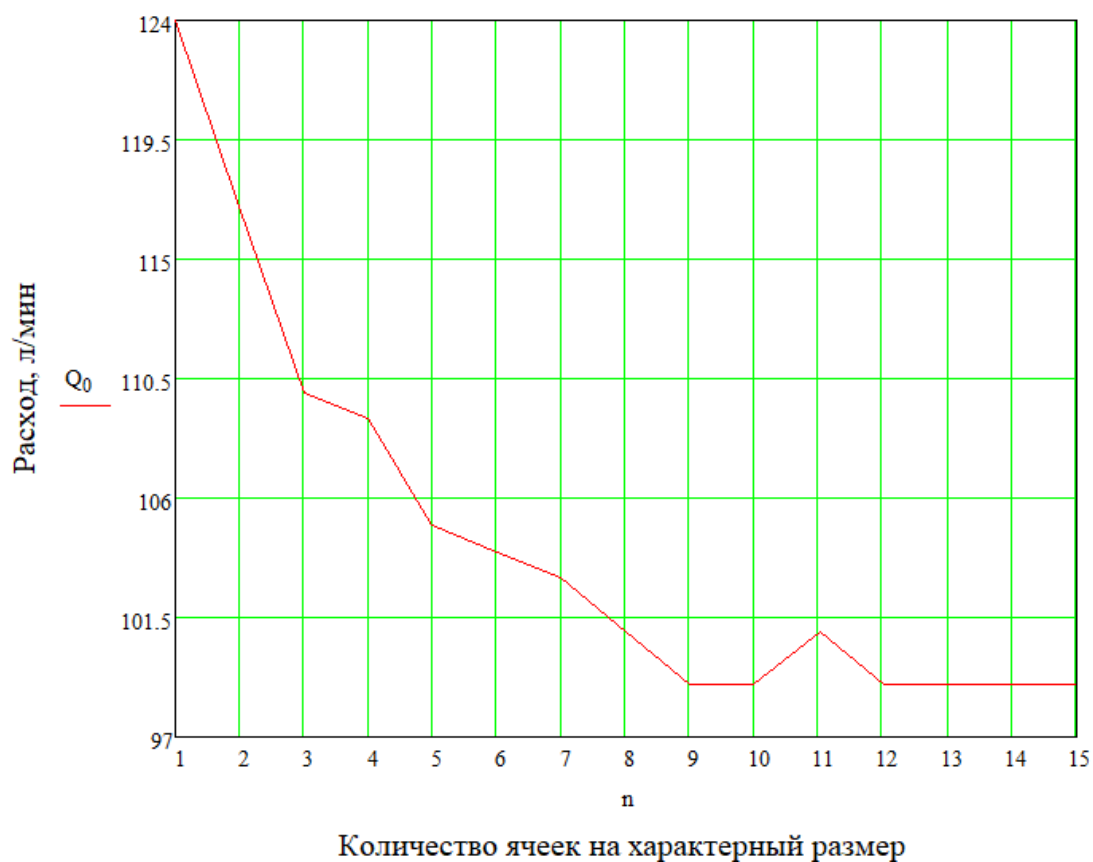


Рис. 4. График сеточной сходимости по расходу

Таблица 2

Результаты исследования разрешения сеткой пограничного слоя

y^+	y_n , мм	Максимальное касательное напряжение, Па	Среднее касательное напряжение, Па	Сила полная, Н	Сила давления, Н	Расход Q_m , кг/с	Время расчета, мин
1	0,04	54050	9400	66	64	1,57	2942
1,2	0,05	65600	9400	66	64	1,56	624
2,5	0,1	48100	8200	58	57	1,53	306
5	0,2	437800	8900	63	61	1,53	241
10	0,4	179000(46%*)	4700	62	61	1,53	154
20	0,8	35300	3900	61	60	1,53	105

* - указан процент сходимости расчета после 4 продувок.

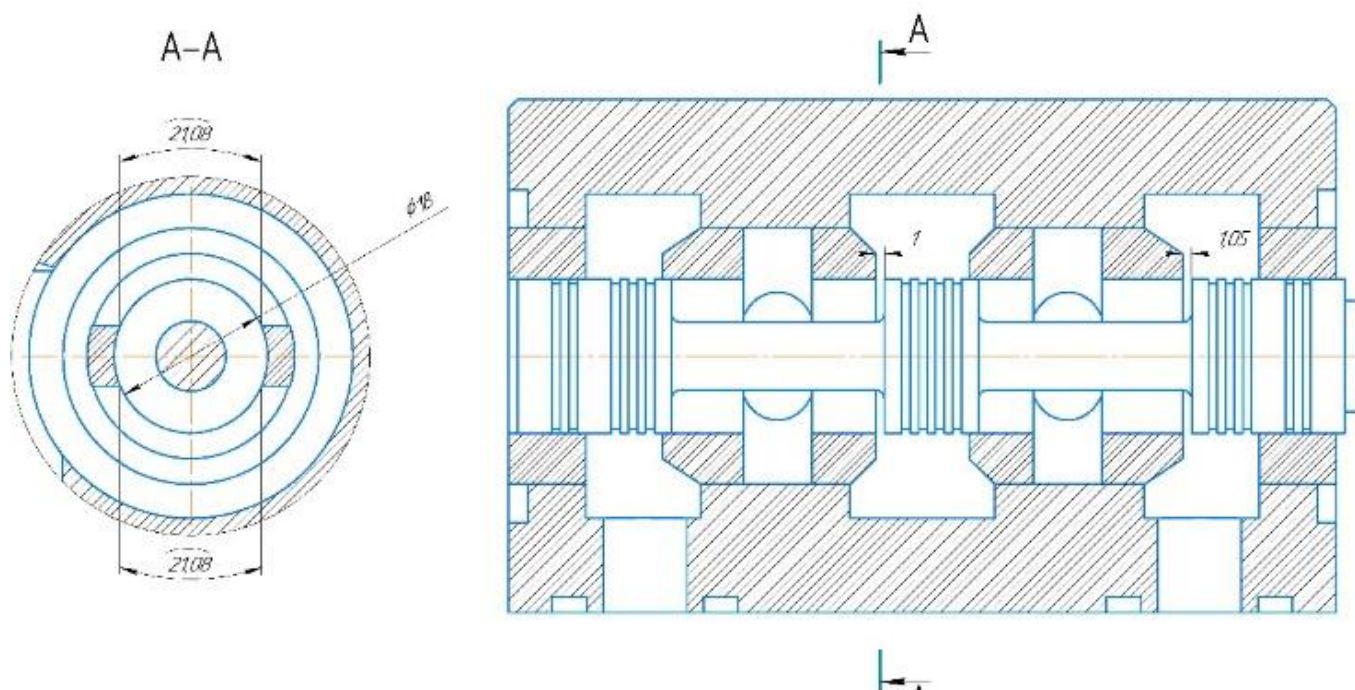


Рис. 5. Гидравлический распределитель в разрезе

Определим площади сечений проходных отверстий, соединяющих камеры 1- 2 и 3-4. Для этого на рис.5 рассмотрим конструкцию золотниковой пары. При открытии отверстия на 1,0 мм (отверстие между камерами 1-2) имеем площадь отверстия $S_{\text{раб}} = 42,16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$. При открытии отверстия на 1,05 мм (отверстие между камерами 3-4) имеем: $S_{\text{слив}} = 42,27 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$.

При расчете возьмем данные из табл. 1 для случая 8-и ячеек на характерный размер:

$$F_{\text{гд}} = 61 \text{ Н},$$

$$Q = \frac{Q_m}{\rho} = 0,0017,$$

где Q_m – массовый секундный расход, кг/с;
 Q – объёмный расход, м³/с.

Если принять за ось плунжера ось x , а за проекцию скорости потока жидкости на ось – V_x , то уравнение 2 примет вид:

$$F = Q V_x \rho = Q_m V_x. \quad (4)$$

На рис. 6 показана общая картина распределения скоростей V_x в исследуемой модели. Согласно теореме Эйлера об изменении количества движения жидкого объема при установившемся движении вектор всех внешних сил, действующих на жидкость в

фиксированном объеме, равен геометрической разности количеств движения жидкости, вытекающей из этого объема и втекающей в него. Рассмотрим два объема, ограниченных сечениями 1-1, 2-2, 3-3 и сечениями

5-5, 4-4, 6-6. Согласно вышесказанному, можем записать в алгебраической форме:

$$F_{\text{гидравл}} = [F_1 + R_3] + [-R_5 + R_6]. \quad (5)$$

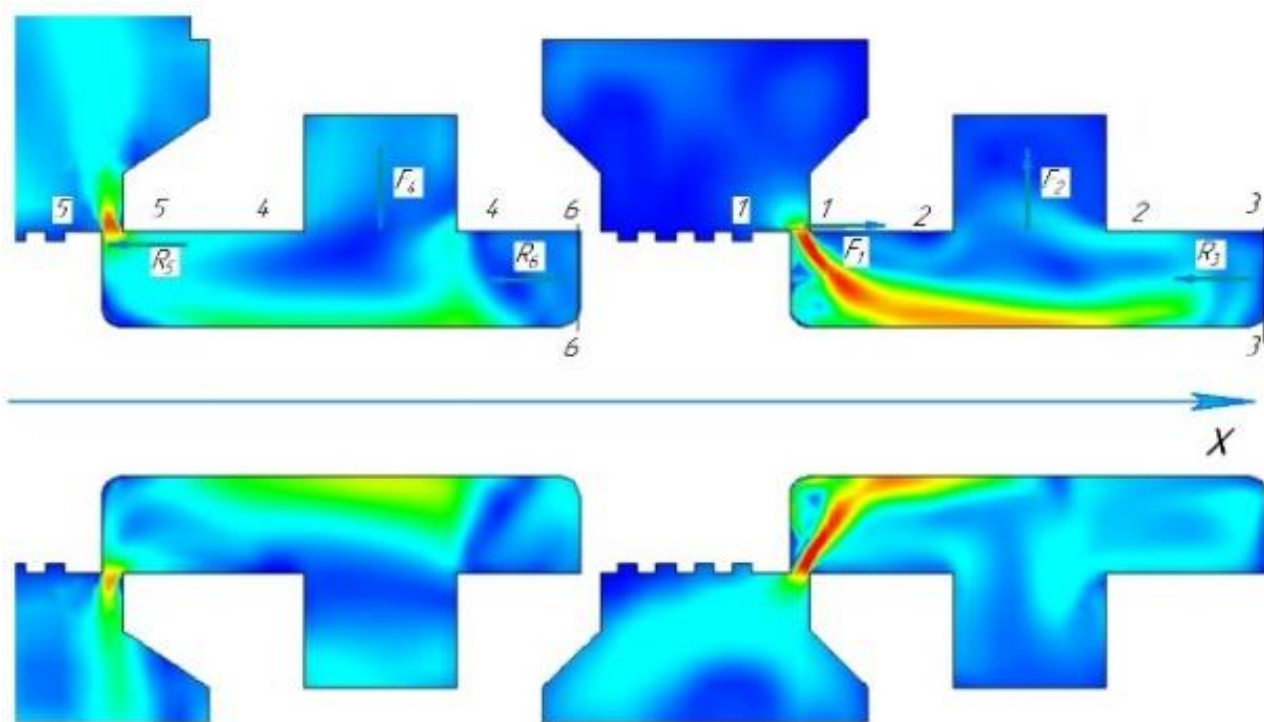


Рис. 6. Картина распределения скоростей V_x

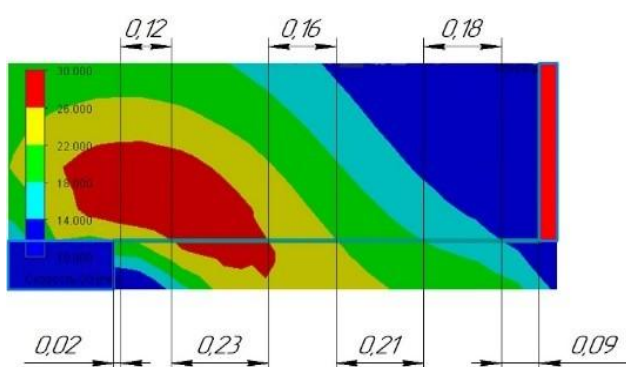


Рис. 7. Картина скоростей V_x в сечении 1-1

В табл. 3 можно видеть средневзвешенные (по площадям) значения скоростей в интересующих нас сечениях. Соответствующие массовые расходы найдем по формуле

$$Q_{mi} = S_i * V_i * \rho, \quad (6)$$

где Q_{mi} – расход жидкости, протекающей через соответствующее сечение, кг/с; V_i – средневзвешенная, по площадям, скорость



Рис. 8. Картина скоростей V_x в сечении 5-5

жидкости, протекающей через соответствующее сечение, м/с; S_i – площадь i -го сечения м²; ρ – плотность жидкости, кг/м³.

Согласно рис. 9, табл. 3 и (6) $Q_{m3} = 0,16$ кг/с.

Согласно табл. 3 и (4): $R_3 = 0,1$ Н.

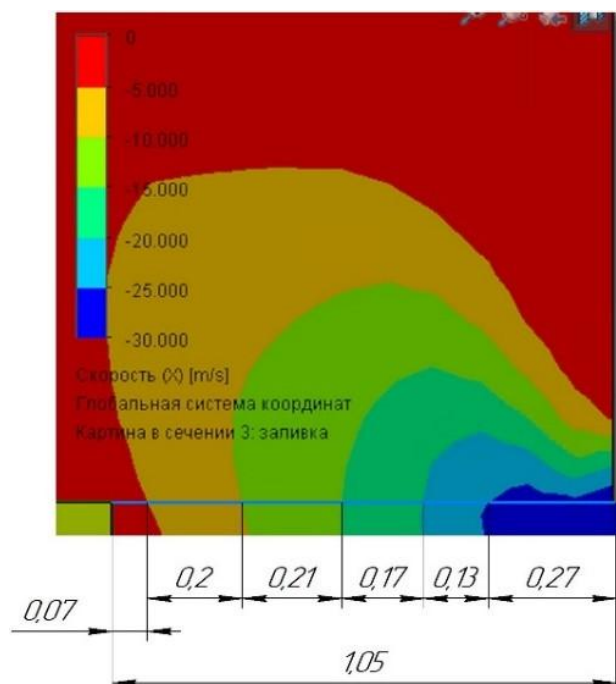
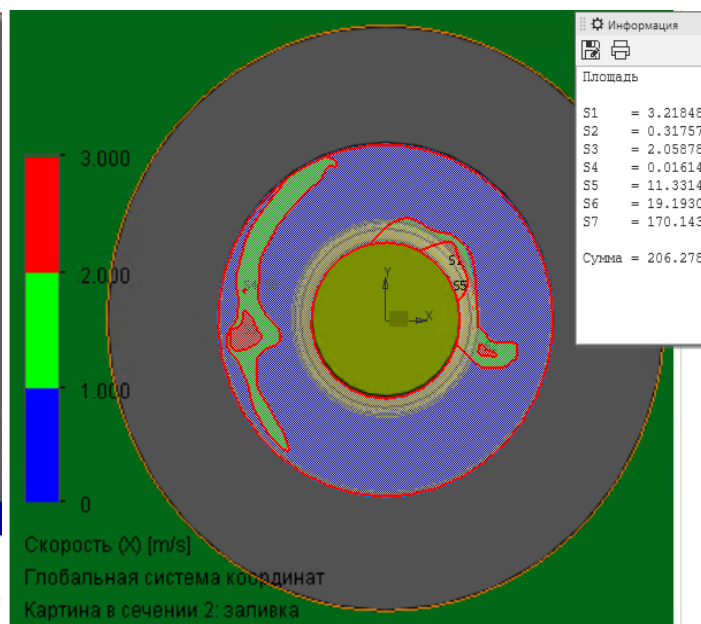
Рис. 9. Картина скоростей V_x в сечении 3–3Рис. 10. Картина скоростей V_x в сечении 6–6

Таблица 3

Средние (взвешенные по площадям) скорости

Сечение 1-1, рис. 7		Сечение 5-5, рис. 8		Сечение 3-3, рис. 9		Сечение 6-6, рис. 10	
Скорость V_x , м/с	Длина участка L , мм	Скорость V_x , м/с	Длина участка L , мм	Скорость V_x , м/с	Площадь участка, мм ²	Скорость V_x , м/с	Площадь участка, мм ²
20	0,02	-2,5	0,07	4,5	1,18	2,5	3,22
24	0,12	-7,5	0,20	3,5	2,40	2,5	0,32
28	0,23	-12,5	0,21	2,5	3,68	2,5	2,06
24	0,16	-17,5	0,17	1,5	6,85	2,5	0,02
20	0,21	-22,5	0,13	0,5	159,43	1,5	11,33
12	0,09	-27,5	0,27	1,5	18,17	1,5	17,12
$V_1 = 18,84$		$V_5 = -17,63$		2,5	8,87	0,5	170,14
				3,5	3,62	$V_6 = 0,70$	
				$V_3 = 0,86$			

Согласно рис. 10, табл. 3 и (4), (6):
 $Q_{m6} = 0,13$ кг/с, $R_6 = 0,1$ Н.

Согласно (4) и табл. 3: $R_5 = -27$ Н, $F_1 = 28,8$ Н. Окончательно имеем (5): $F_{\text{гидравл}} = 56$ Н. По табл.1, для случая дискретизации в 8 ячеек находим: $F_{\text{гд}} = 61$ Н, таким образом: $\varepsilon_{\text{отн}} = 8\%$.

С учетом приближенности, погрешность свидетельствует о правильности расчетов.

2.3. Расчет осевой гидродинамической силы как функции расхода и осевого смещения плунжера в золотниковой паре, со стандартной гильзой и плунжером

Выше был определен рациональный уровень дискретизации модели: 8 ячеек на характерные размеры. Будем придерживаться этого уровня дробления при расчетах.

На рис.5 представлен гидравлический распределитель с цилиндрическими шейками плунжера и немодернизированной гильзой; мы условно назвали их «стандартными», так как именно такое конструктивное исполнение имеет наиболее широкое применение.

Зависимости для «стандартного» исполнения золотниковой пары получены с помощью CFD-моделирования, и, выше, (рис.11) представлены в виде графиков зависимости расхода как функции осевого

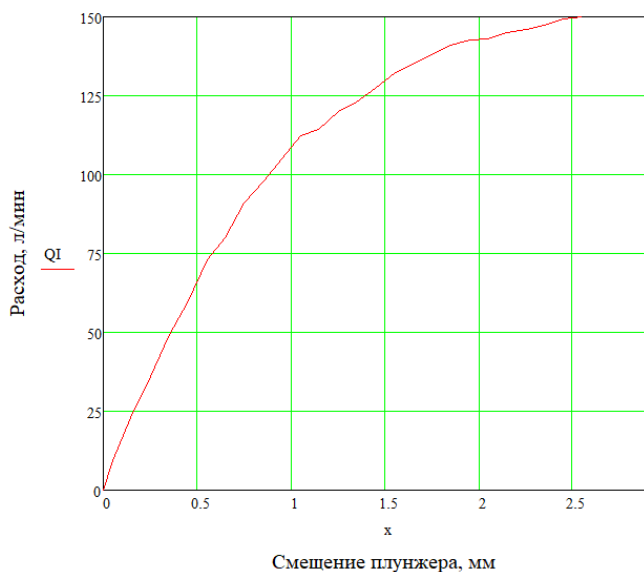


Рис. 11. График функции $Q_I(x)$

смещения плунжера и гидродинамической силы как функции расхода (рис.12).

2.4. Расчет осевой гидродинамической силы как функции расхода и осевого смещения плунжера в золотниковой паре с модернизированной конструкцией гильзы

На рис. 13 изображен гидравлический распределитель с модернизированной гильзой. Модернизация заключается во введении отверстий, первый ряд которых расположен под углом 25° , второй — перпендикулярно оси гильзы. Благодаря такому расположению удалось снизить проекцию гидродинамической силы на ось плунжера.

Данная гильза изготавливается на токарно-фрезерном центре за один установ, таким образом большинство размеров обеспечиваются точностью станка и жесткостью СПИЗ. Термическая обработка выполняется до механической обработки. Отверстия выполняются твердосплавными сверлами, гарантирующими 9 квалитет точности. Машинное время изготовления порядка 25 мин. Образец детали изображен на рис. 16. На рис. 14 представлен график зависимости расхода от осевого смещения плунжера и гидродинамической силы как функции расхода (рис. 15).

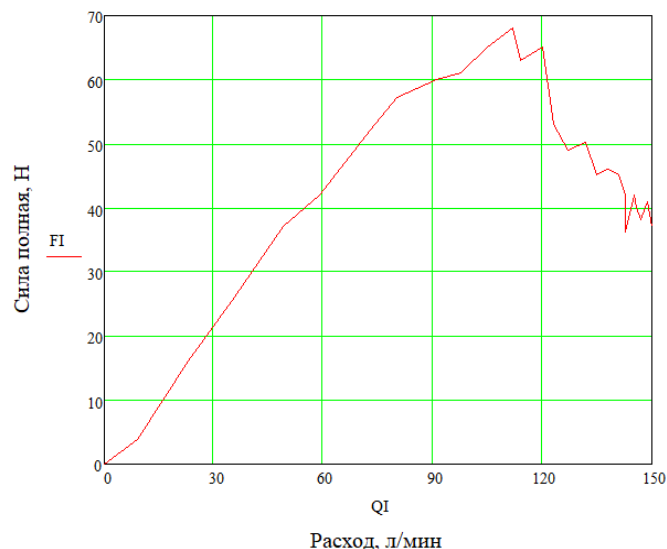


Рис. 12. График функции $F_I(Q_I)$

2.5 Расчет осевой гидродинамической силы как функции расхода и осевого смещения плунжера в золотниковой паре с модернизированной конструкцией плунжера и гильзы

Выше было установлено, что, изменив конструкцию гильзы, удастся снизить гидродинамическую силу. В [9,10] сообщается, что путем модернизации конструкции плунжера золотника можно также значительно уменьшить гидродинамическую силу, и таким образом снизить требуемую мощность управления. Например, в [10] показано, что удалось добиться таким образом снижения силы со значения 46 Н до 26 Н, т.е. на 43,5%. Данный эффект объясняется через теорему Эйлера об изменении количества движения жидкого объема при установившемся движении.

Проверим, будет ли выполняться принцип суперпозиции применительно к выигрышу в силе при совместном применении модернизированной гильзы и плунжера. На рис. 17 изображен гидравлический распределитель с модернизированными как гильзой, так и плунжером: у плунжера изменения касаются шейки, замены цилиндрической поверхности на коническую с углом $\alpha = 15^\circ$.

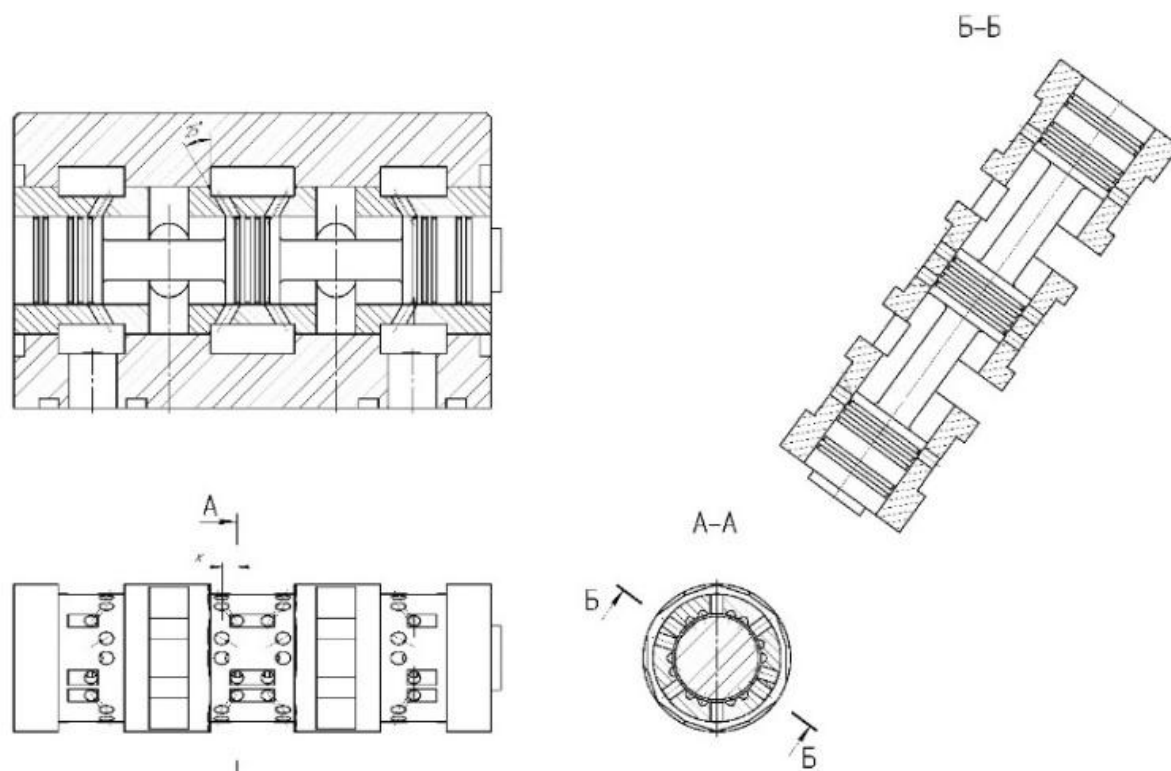
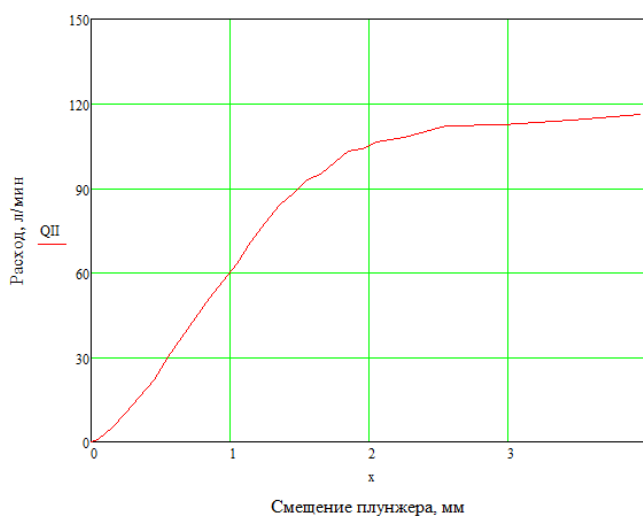


Рис. 13. Гидравлический распределитель с модернизированной гильзой

Рис. 14. График функции $Q_{II}(x)$

На рис. 18 приведен график зависимости расхода от смещения плунжера, на рис. 19 – зависимости гидродинамической силы от расхода. Максимальная сила $F_{III} = 16$ Н, что больше $F_{II} = 14$ Н, следовательно, выигрыша в силе совместное применение модернизированной гильзы и плунжера не дает.

3. Заключение

В данной работе было проведено три численных эксперимента. В сравнении со

стандартным гидравлическим распределителем наибольший выигрыш в силе мы получили для модернизированной гильзы: в процентном соотношении выигрыш составил 68%, в кратном выражении: $p = 4,9$.

Напомним, что в работе [10] при модернизации плунжера удалось добиться выигрыша на 43,5% или, в кратном выражении: $p = 1,8$.

Стоит отметить и отрицательный момент: потери на гидравлическом распределителе увеличиваются при использовании модернизированной гильзы, поэтому видится перспективным проведение исследований в направлении дальнейшего поиска конструктивных решений гильзы для уменьшения этих потерь.

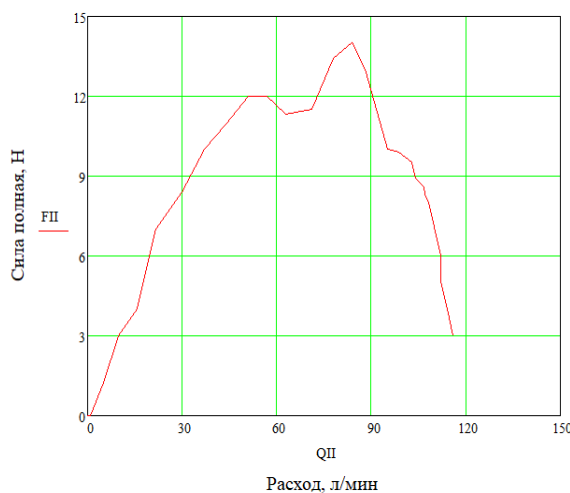
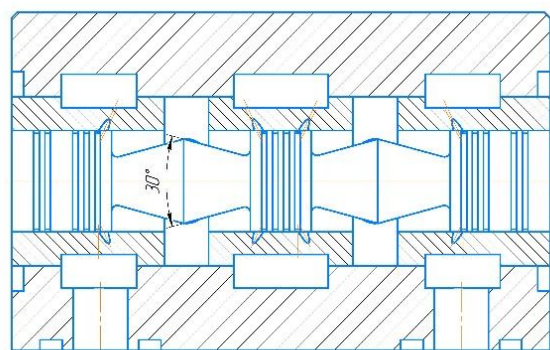
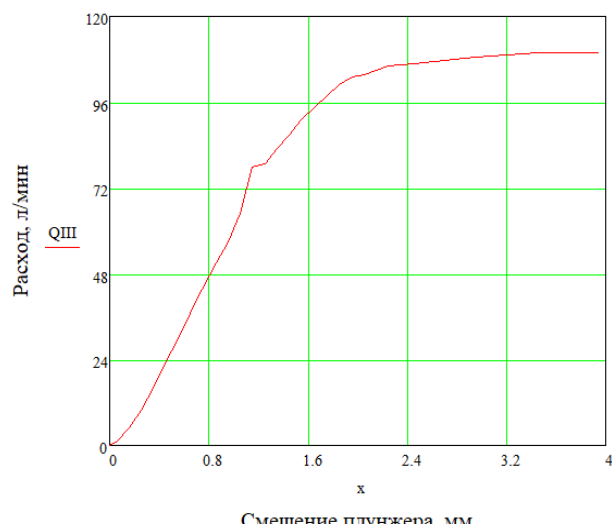
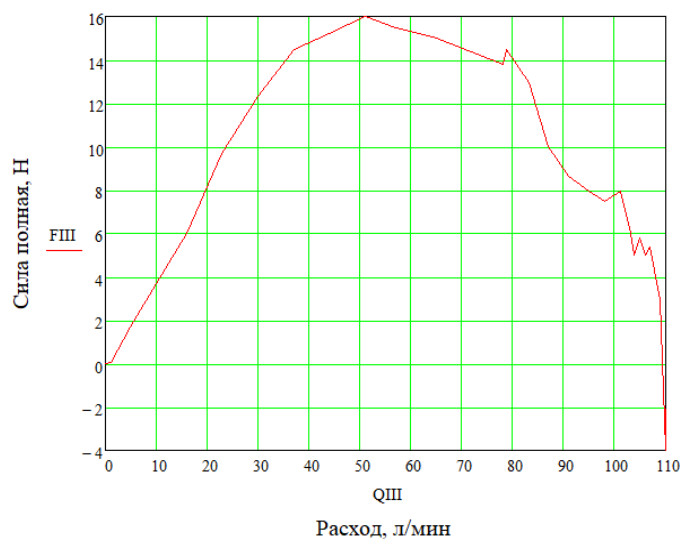
Рис. 15. График функции $F_{II}(Q_{II})$ 

Рис. 17. Гидравлический распределитель с модернизированными плунжером и гильзой



Рис. 16. Модернизированная гильза и корпус гидравлического распределителя

Рис. 18. График функции $Q_{III}(x)$ Рис. 19. График функции $F_{III}(Q_{III})$

Список литературы

1. ГОСТ 24679-81. Гидрораспределители золотниковые четырехлинейные на $p_{(ном)}$ до 32 МПа. Технические условия. М.: Издательство стандартов, 1991.
2. Solidworks: справочная система // Dassault Systèmes Solidworks Corp. URL: <https://www.solidworks.com/ru> (дата обращения: 09.09.2021).
3. Москалев И. Об исследовании сходимости по сетке // Блог FlowVision. URL: <https://flowvision.ru/ru/support-menu-header-ru/blog-ru/ob-issledovanii-skhdimosti-po-setke> (дата обращения: 31.12.2021).
4. [CFD] How Fine should my CFD mesh be? // Youtube: Fluid Mechanics 101. 30.04.2019. URL: <https://www.youtube.com/watch?v=60fDz2cVdy8> (дата обращения: 09.09.2021).
5. Зезин В.Г. Гидрогазодинамика. Челябинск: Издательство ЮУрГУ, 2010. 132 с.
6. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. М.: Машгиз, 1963. 672 с.
7. Башта Т.М. Гидравлические приводы летательных аппаратов. М.: Машиностроение, 1967. 495 с.
8. Чернох С. Справочник по машиностроению. М.: Машиностроение, 1964. Т. 2. 728 с.
9. Amirante R., Distaso E., Tamburano P. Sliding spool design for reducing the actuation forces in direct operated proportional directional valves: experimental validation // Energy Conversion and Management. 2016. P. 399-410.
10. Салман М.И., Попов Д.Н. Уравновешивание гидродинамических сил путем профилирования поверхности золотника // Наука и образование. 2012. № 11. С. 33-54.

References

1. GOST 24679-81. *Gidroraspredeliteli zolotnikovye chetyrekh-linejnye na $p_{(nom)}$ do 32 MPa. Tekhnicheskie usloviya*. [Hydraulic four-way control valves for nominal pressure to 32 MPa. Specifications]. Moskva, Izdatelstvo standartov, 1991. (In Russian)
2. *Solidworks: spravocchnaya sistema* (Solidworks: help system) // Dassault Systèmes Solidworks Corp. Available at: <https://www.solidworks.com/ru>.
3. Moskalev I. *Ob issledovanii skhdimosti po setke* (On the study of convergence on the grid) // Blog FlowVision. Available at: <https://flowvision.ru/ru/support-menu-header-ru/blog-ru/ob-issledovanii-skhdimosti-po-setke>.
4. [CFD] *How Fine should my CFD mesh be?* // Youtube: Fluid Mechanics 101. Available at: <https://www.youtube.com/watch?v=60fDz2cVdy8>.
5. Zezin V.G. *Gidrogazodinamika: uchebnoe posobie* [Hydrogazodynamics]. Chelyabinsk, Izdatelstvo YUUrGU, 2010. 132 p. (In Russian)
6. Bashta T.M. *Mashinostroitel'naya gidravlika* [Mechanical engineering hydraulics]. Moskva, MASHGIZ, 1963. 672 p. (In Russian)
7. Bashta T.M. *Gidravlicheskie privody letatel'nykh apparatov* [Hydraulic drives of aircraft]. Moskva, Mashinostroenie, 1967. 495 p. (In Russian)
8. Chernoh S. *Spravochnik po mashinostroeniyu* [Handbook of mechanical engineering]. Moskva, Mashinostroenie, 1964, T. 2. 728 p. (In Russian)
9. Amirante R., Distaso E., Tamburano P. Sliding spool design for reducing the actuation forces in direct operated proportional directional valves: experimental validation. *Energy Conversion and Management*, 2016, pp. 399-410.
10. Salman M.I., Popov D.N. Balancing hydrodynamic forces by profiling the spool surface. *Science and Education: scientific edition of Baumna Moscow State Technical University*, 2012, No. 11, pp. 33-54. (In Russian)

УДК (UDC) 62-235: 62-1/-9: 62-752.2

РЕЗУЛЬТАТЫ ПРОВЕДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ
МОБИЛЬНОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО СРЕДСТВА В СОСТАВЕ ТРАНСПОРТНОГО
АГРЕГАТА С УПРУГО-ДЕМПФИРУЮЩИМ МЕХАНИЗМОМRESULTS OF EXPERIMENTAL STUDIES OF A MOBILE ENERGY VEHICLES IN A
TRANSPORT UNIT WITH AN ELASTIC DAMPING MECHANISMСенькевич С.Е.¹, Годжаев З.А.¹, Сергеев Н.В.², Ильченко Е.Н.¹, Алексеев И.С.¹
Senkevich S.Ye.¹, Godzhaev Z.A.¹, Sergeev N.V.², Ilchenko Ye.N.¹, Alekseyev I.S.¹¹ – Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ (Москва, Россия)² – Азово-Черноморский инженерный институт (Зерноград, Россия)¹ – Federal Scientific Agroengineering Center VIM (Moscow, Russian Federation)² – Azov-Black Sea Engineering Institute (Zernograd, Russian Federation)

Аннотация. Повышение эксплуатационной эффективности мобильных энергетических средств является одним из основных факторов, способствующим увеличению производительности при существенном уменьшении непроизводительных энергозатрат. Немаловажное значение имеют разработки, которые связаны с усовершенствованием конструкции силовых передач колёсных сельскохозяйственных мобильных энергосредств, для которых непременным условием является повышения производительности труда в сельскохозяйственном производстве. Достижение требуемых характеристик мобильных энергосредств определяются свойствами силовой передачи, а также взаимодействием связанных с ней систем. Одно из главных качеств силовой передачи – это способность поглощать крутильные колебания и демпфировать нагрузку. В статье представлены исследования по установлению конструктивного усовершенствования силовой передачи мобильного энергосредства путем установки в неё разработанного упруго-демпфирующего механизма на примере трактора малого класса тяги. Учитывая актуальность обсуждаемой темы в настоящей статье необходимо определить влияние упруго-демпфирующего механизма, установленного в силовую передачу трактора, на его работу с транспортным прицепом, опираясь на проведенные натурные измерения с помощью метода корреляционно – спектрального анализа. Цель исследования заключалась в определении влияния упруго-демпфирующего механизма, установленного в силовую передачу трактора, на его работу с транспортным прицепом. В настоящей статье был проведен анализ взаимной корреляционной функции и анализ взаимной спектральной плотности двух процессов: частоты вращения коленчатого вала двигателя и частоты вращения ведущего колеса. Анализ взаимной корреляционной функции показывает изменение скорости распространения проходящих частот колебаний нагрузки по валопроводу на 39%. Анализ взаимной спектральной плотности, показывает, что происходит поглощение части колебаний

Abstract. Improving the operational efficiency of mobile energy vehicles is one of the main factors contributing to increased productivity while significantly reducing non-productive energy costs. Of no small importance are developments that are associated with the improvement of the design of transmissions of wheeled agricultural mobile energy vehicles, for which an indispensable condition is to increase labor productivity in agricultural production. The achievement of the required characteristics of mobile energy vehicles is determined by the properties of the transmission, as well as the interaction of the systems associated with it. One of the main qualities of the transmission is the ability to absorb torsional vibrations and damp the load. The article presents studies on establishing the constructive improvement of the transmission of a mobile energy vehicle by installing a developed elastic-damping mechanism in it using the example of a tractor of a small traction class. Taking into account the relevance of the topic under discussion in this article, it is necessary to determine the effect of the elastic-damping mechanism installed in the tractor transmission on its operation with a transport trailer, based on the field measurements carried out using the method of correlation - spectral analysis. The purpose of the study was to determine the effect of the elastic-damping mechanism installed in the power transmission of a tractor on its operation with a transport trailer. In this article, the analysis of the cross-correlation function and the analysis of the mutual spectral density of two processes were carried out: the engine crankshaft speed and the drive wheel speed. The analysis of the cross-correlation function shows the change in the propagation speed of the passing frequencies of load oscillations along the shafting by 39%. The analysis of the mutual spectral density shows that there is an absorption of a part of the load fluctuations propagating along the shafting and a shift in the frequency of disturbing influences by up to 68.3%.

нагрузки распространяющихся по валопроводу и смещение частоты возмущающих воздействий на величину до 68,3%.

Ключевые слова: упруго-демпфирующий механизм, силовая передача трактора, взаимная корреляционная функция, взаимная спектральная плотность.

Дата принятия к публикации: 29.09.2021

Дата публикации: 25.12.2021

Сведения об авторах:

Сенькевич Сергей Евгеньевич – кандидат технических наук, доцент, заведующий лабораторией «Мобильные энергосредства», ФГБНУ Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ, e-mail: umo.viesh@list.ru.

ORCID: 0000-0001-6354-7220

Годжаев Захид Адыгезалович – член-корреспондент РАН, доктор технических наук, профессор, заместитель директора, ФГБНУ Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ, e-mail: fic51@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-1665-3730

Сергеев Николай Викторович – кандидат технических наук, доцент кафедры «Тракторы, автомобили и эксплуатация автотранспортных средств», Азово-Черноморский инженерный институт - филиал ФГБОУ ВО Донской ГАУ, e-mail: sergeev-n.v@mail.ru.

Ильченко Екатерина Николаевна – инженер лаборатории «Мобильные энергосредства», ФГБНУ Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ, e-mail: il4enkocat@yandex.ru.

Алексеев Илья Сергеевич – инженер лаборатории «Мобильные энергосредства», ФГБНУ Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ, e-mail: dreeddog@mail.ru.

Keywords: elastic damping mechanism, tractor power transmission, cross correlation function, mutual spectral density.

Date of acceptance for publication: 29.09.2021

Date of publication: 25.12.2021

Authors' information:

Sergey Ye. Senkevich – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Head laboratory «Mobile power facilities», Federal State Budgetary Scientific Institution Federal Scientific Agroengineering Center VIM, e-mail: umo.viesh@list.ru.

ORCID: 0000-0001-6354-7220

Zakhid A. Godzhaev – Corresponding Member of the Russian Academy of Sciences, Doctor of Technical Sciences, Professor, Deputy Director, Federal State Budgetary Scientific Institution Federal Scientific Agroengineering Center VIM, e-mail: fic51@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-1665-3730

Nikolai V. Sergeev – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the department «Tractors, cars and operation of vehicles», Azov-Black Sea Engineering Institute - branch of the Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education Donskoy State Agrarian University, e-mail: sergeev-n.v@mail.ru.

Yekaterina N. Ichenko – Engineer of laboratory «Mobile power facilities», Federal State Budgetary Scientific Institution Federal Scientific Agroengineering Center VIM, e-mail: il4enkocat@yandex.ru.

Ilya S. Alekseyev – Engineer of laboratory «Mobile power facilities», Federal State Budgetary Scientific Institution Federal Scientific Agroengineering Center VIM, e-mail: dreeddog@mail.ru.

1. Введение

Повышение эксплуатационной эффективности мобильных энергетических средств является одним из основных факторов, способствующим увеличению производительности при существенном уменьшении непроизводительных энергозатрат. Среди энергосберегающих технологий немаловажное значение имеют разработки, которые связаны с усовершенствованием конструкции силовых передач колёсных сельскохозяйственных мобильных энергетических средств. Для таких агрегатов неперенным условием является повышения производительности труда в сельскохозяйственном производстве.

Решение этой проблемы встречает ряд трудностей, связанных с неустановившимися процессами при движении. Достижение требуемых характеристик агрегатов определяются свойствами силовой передачи, а также взаимодействием связанных с ней систем, к которой относится главная передача и ходовая часть. Кроме того, связующим звеном, общим для обеих систем (общей частью систем), является опорная поверхность, характеристики которой оказывают значительное, а часто и первичное влияние на динамические свойства системы в целом. Для любой из рассмотренных систем колесного движителя мобильной машины силовая передача имеет первостепенное значение для дости-

жения необходимых качеств системы. Кроме того, свойства мобильного энергетического средства, как системы имеют решающее значение для создания необходимых тяговых характеристик, плавности хода и уплотняющего воздействия на почву, особенно при агрегатировании с сельскохозяйственной техникой, а также характеристик траектории их движения. В целом требования к самому агрегату настолько разнообразны, что удовлетворить их можно только на основе набора качеств, которые определяет потребитель. Одно из главных качеств - это способность силовой передачи поглощать крутильные колебания и демпфировать нагрузку. Причём демпфирование должно быть в нужном направлении и таким, чтобы соответствующие показатели эксплуатационных качеств агрегата получились наилучшими.

Применение упруго-демпфирующих механизмов улучшает работу сельскохозяйственных мобильных энергетических средств. Доказательство этого было проверено в статье [1], где при помощи методов математического моделирования и анализа доказывалось облегчение трогания составного транспортного средства при наличии упруго-деформируемых сцепок. Этот эффект обуславливается заменой одновременного трогания секций на поочередное. Эффективное взаимодействие ходовой части машины с поверхностью земли также помогают увеличить производительность и снизить потребление топлива [2]. Не только приведённые исследования, но и многие другие работы доказывают актуальность исследований в области применения упругих элементов для снижения вибронегативности тракторов и мобильных машин, и элементов их силовых передач. Эти вопросы, исследуемые по всему миру, позволяют значительно улучшать параметры силовой передачи трактора.

Устройство, работа и преимущества упруго-демпфирующего механизма были подробно представлены в работах [3-5]. Продолжение исследований по изучению влияния механизма на работу силовой передачи представлено в работах [6-8]. В работах [9, 10] было доказано, что использование упруго-демпфирующего механизма позволило

повысить производительность трактора более чем на 10%, это снизило колебания внешней нагрузки на двигатель на 15...20% и расход топлива на 9%. В работах [11, 12] обосновано, что упруго-демпфирующий механизм в силовой передаче трактора устраняет резонансные режимы работы в зоне реальных колебаний внешней нагрузки.

Настоящая статья является продолжением исследования влияния упруго-демпфирующего механизма в силовой передаче трактора малого класса тяги (14 кН) на различные его показатели. Опираясь на результаты экспериментальных измерений, был проведен анализ взаимной корреляционной функции и анализ взаимной спектральной плотности двух процессов (частоты вращения коленчатого вала двигателя и ведущего колеса). Он показывает изменение скорости проходящих частот нагрузки по валопроводу силовой передачи колесного трактора тягового класса 1,4 в силовую передачу которого установлен упруго-демпфирующий механизм. Исследования были проведены для условий работы трактора с транспортным прицепом. Экспериментальные данные, которые использовались при проведении расчетно-теоретических исследований по определению спектральных характеристик элементов упруго-демпфирующего механизма в силовой передаче были получены автором и описаны в работах [4, 6, 9, 12]. Устройство упруго-демпфирующего механизма защищено патентом на изобретение, а подробное описание приведено в работе [13]. Исходя из вышеизложенного, в статье представлены исследования конструктивного усовершенствования силовой передачи агрегата путем установки в неё разработанного упруго-демпфирующего механизма для тракторов малого класса тяги [3, 12, 14]. Для проведения исследований процесса функционирования трактора был выбран универсально-пропашной трактор тягового класса 1,4 Минского тракторного завода. Серийный трактор этого завода является самой распространённой машиной в нашей стране и может работать в агрегате с прицепными навесными и полунавесными машинами, так же осуществлять погрузочные, разгрузоч-

ные, транспортные и другие виды работ, включая комплексную механизацию пропашных и овощных культур от возделывания до уборки.

2. Постановка задачи

Цель исследования заключалась в определении влияния упруго-демпфирующего механизма, установленного в силовую передачу трактора, на его работу с транспортным прицепом. Учитывая поставленную цель и актуальность затронутой темы, в настоящей статье в качестве задачи исследований необходимо определить влияние упруго-демпфирующего механизма, установленного в силовую передачу трактора, на его работу с транспортным прицепом, опираясь на проведенные натурные измерения с помощью метода корреляционно – спектрального анализа.

3. Материалы и методы

3.1. Описание упруго-демпфирующего механизма

Разработанный нами упруго-демпфирующий механизм служит для снижения динамической нагруженности силовой передачи. Его принципиальная схема представлена на рис. 1. Конструкция механизма защищена патентами на изобретение, а устройство и работа описаны в [13].

Упруго-демпфирующий механизм так же предназначен для плавного трогания трактора при разгоне, для выполнения защитных функций от колебаний внешней нагрузки за счет демпфирующих свойств и автоматического изменения передаточного числа привода механизма.

Упруго-демпфирующий механизм состоит из следующих узлов и систем:

- планетарного редуктора;
- привода масляного насоса, коробки перемены передач, гидравлической системы и системы управления;
- масляных магистралей и устройств с системой дозировки, и предохранения;

– пневмогидроаккумулятора с системой дозировки и предохранения.

Коронная шестерня 2 планетарного редуктора 1 соединена с маховиком двигателя и передает крутящий момент на вал 11 привода коробки передач и на сателлиты, связанные с водило и солнечной шестерней 3. Водило, имеет жесткую связь с ведущим валом коробки перемены передач. Центральная шестерня 3 редуктора через привод 4 приводит во вращение податливое звено упруго-демпфирующего механизма – гидронасос 5. Насос имеют всасывающий и нагнетательный каналы. Нагнетательный канал соединяет гидронасос с масляной полостью пневмогидроаккумулятора 22. Вторая полость пневмогидроаккумулятора, отделенная от первой поршнем с уплотнениями, заправлена сжатым воздухом. Заправка осуществляется через воздушный кран. Закон подачи масла в пневмогидроаккумулятор может изменяться регулируемым дросселем 15. Максимальное давление в нагнетательной полости насоса ограничивается предохранительным клапаном 17. Сброс масла при срабатывании клапана 17 и при открытом положении крана 18 осуществляется в бак 20.

В настоящей статье приводятся продолжение исследований, начало которых опубликовано в работе [12]

3.2. Объект исследования

Объектом исследования является процесс функционирования трактора тягового класса 1,4, в силовую передачу которого установлен упруго-демпфирующий механизм. Трактор находится в агрегате с транспортным прицепом. Трактор-макет созданный на базе МТЗ-80 оснащен упруго-демпфирующим механизмом. Механизм выполнен с возможностью отключения (блокировки) для проведения сравнительных измерений.

В собранном виде на тракторе элементы механизма представлены на рис.2. На рисунке видно расположение пневмогидроаккумулятора, дросселя, предохранительного клапана и масляного насоса на раме трактора).

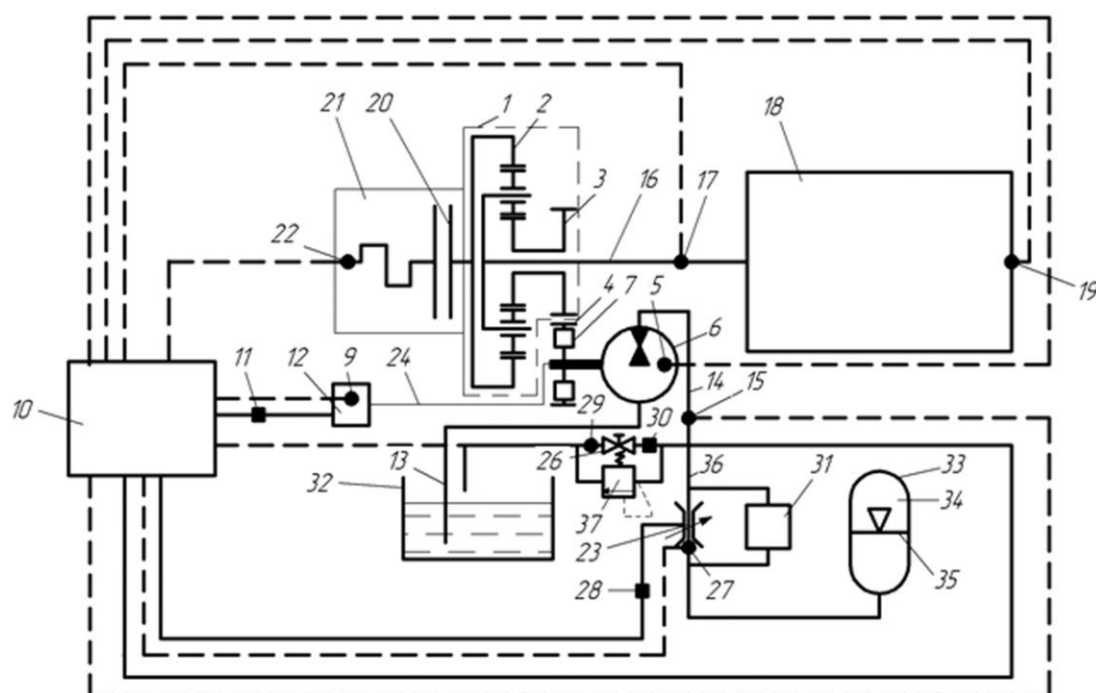


Рис. 1. Схема упрямо-демпфирующего механизма в силовой передаче трактора тягового класса 1,4 [13].

1 – планетарный редуктор; 2 – коронная шестерня; 3 – реактивное звено (солнечная шестерня); 4 – шестерня привода масляного насоса; 5 – датчик частоты вращения шестерни; 6 – масляный насос; 7 – подвижные грузы для изменения момента инерции; 8 – пружина (на рисунке не показано); 9 – датчик положения грузов; 10 – контроллер; 11 – исполнительный элемент управления подвижными грузами; 12 – регулятор положения грузов; 13 – всасывающий канал (магистраль); 14 – нагнетательный канал (напорная магистраль); 15 – датчик давления масляного насоса; 16 – вал водила (первичный вал коробки передач); 17 – датчик частоты вращения вала трансмиссии; 18 – коробки передач и вся силовая передача; 19 – датчик частоты вращения; 20 – муфта сцепления; 21 – двигатель; 22 – датчик частоты вращения двигателя; 23 – двухступенчатый регулируемый дроссель; 24 – маслопровод; 25 – предохранительный клапан; 26 – кран управления; 27 – датчик положения дросселя; 28 – исполнительный элемент управления заслонкой; 29 – датчик положения крана; 30 – исполнительный элемент управления краном; 31 – демпферный клапан; 32 – гидробак; 33 – пневмогидроаккумулятор; 34 – гидроцилиндр (сжатый воздух); 35 – подвижный поршень (свободный поршень); 36 – вход в дроссель; 37 – предохранительный клапан.

При подготовке трактора были проведены техническое обслуживание и регулировка основных его узлов и агрегатов. Перечень операций соответствовал техническому уходу №2.

3.3. Измерительная аппаратура и комплект первичных преобразователей

Для исследования динамических процессов и определения энергетических параметров работы трактора, который находился в агрегате с транспортным прицепом, приме-

нялась система автоматического накопления и обработки метрологической информации мобильного исполнения. Схема этой системы представлена на рис. 3. Все записывающее оборудование было установлено в кабине передвижной лаборатории на базе полноприводного автомобиля. Система включает в себя комплексы аппаратных и программных средств. Она состоит из бортового компьютера, платы аналого-цифрового преобразования, платы сопряжений, блок полного инструментального усилителя сигнала.



Рис. 2. Общий вид компоновки элементов упруго-демпфирующего механизма на тракторе:

1 – пневмогидроаккумулятор; 2 – дроссель;
 3 – блок предохранительных клапанов; 4 – масляный насос; 5 – манометр.

Все элементы системы смонтированы внутри передвижной лаборатории. Комплект первичных преобразователей (датчиков), установлен на исследуемом тракторе.

Комплект датчиков системы, установленных на исследуемый трактор, позволяет измерять мгновенные значения следующих параметров:

$R_{кр}$ – тяговое сопротивление на крюке трактора;

$M_{кр}$ – крутящий момент на оси ведущего колеса трактора;

$n_{ген}$ – частота вращения вала генератора трактора;

$n_{шпмн}$ – частота вращения шестерни привода масляного насоса упруго-демпфирующего механизма;

$P_{масл}$ – давление масла в масляной магистрали (до дросселя) упруго-демпфирующего механизма;

$p_{кол}$ – импульсы оборотов путеизмерительного колеса трактора;

$N_{кол}$ – импульсы оборотов ведущего колеса трактора;

G_T – расход топлива.

Предварительно была проведена калибровка и настройка всех датчиков. После обработки калибровочной информации строились графики. Были получены уравнения аппроксимации полученных графиков, которые являются ключом при переводе кодирован-

ного сигнала в натуральные физические величины.

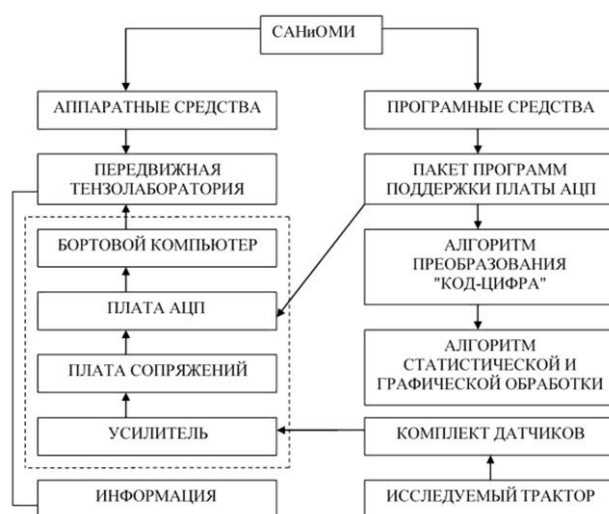


Рис. 3. Система автоматического накопления и обработки информации

4. Результаты проведения исследований

Методика проведения исследований [14, 15] трактора в составе с транспортным прицепом позволила изучить влияние параметров упруго-демпфирующего механизма на показатели работы трактора при работе с прицепом.

Для получения одинаковых показателей при сравнительных испытаниях и снижения влияния таких параметров как коэффициент полезного действия силовой передачи и колёсных движителей, сопротивление самопередвижению трактора, контрольные опыты проводились на одной дороге в течение рабочего дня [16]. Это грунтовая полевая дорога учебно-опытного фермерского хозяйства на территории учебного полигона Азово-Черноморского инженерного института - филиала Донского государственного аграрного университета. Опыты проводились при движении трактора с прицепом на 8 и 9 передаче основного ряда скоростей коробки передач. Общий вид испытываемого трактора-макета в агрегате с транспортным прицепом ПТС-6 и измерительным комплексом лаборатории ТЛ-2 на базе автомобиля ГАЗ-66 приведен на рис. 4.



а)



б)

Рис. 4. Общий вид испытываемого трактора-макета в агрегате с транспортным прицепом ПТС-6 и измерительным комплексом лаборатории ТЛ-2 на базе автомобиля ГАЗ-66: а) – вид сбоку; б) – вид спереди

При проведении сравнительных опытов использовался тот же самый трактор, но с заблокированным упруго-демпфирующим механизмом. Управление трактором с прицепом во всех вариантах осуществлялось одним и тем же трактористом первого класса. Время опыта и пройденный путь фиксировались при помощи системы накопления информации, описанной ранее. Обработка результатов эксперимента осуществлялась на персональном компьютере с использованием пакета специальных программ [17]. Измерительное оборудование позволило получить числовые временные ряды, на основе которых получены вероятностные характеристики процесса работы [17, 18].

Применяя классические методы анализа временных рядов, был проведен корреляционно – спектральный анализ, методика которого описана в работах [15, 18-23]. Этот ана-

лиз позволяет оценить частотные составляющие при применении упруго-демпфирующего механизма в силовой передаче трактора тягового класса 1,4. [24-27].

Для оценки сходства и различия двух процессов используют функцию взаимной корреляции. С помощью этой функции можно измерить запаздывание во времени двух процессов. В нашем случае необходимо измерить скорость прохождения сигнала от датчика частоты вращения коленчатого вала двигателя (Датчик 1) до датчика оборотов ведущего колеса трактора (Датчик 2). Изменение сигнала являются случайными, однако не верно считать, что они не связаны между собой. Колебания нагрузки, проходящие по валопроводу, будут проходить через оба датчика. Таким образом, на одном из датчиков должен появиться сигнал, очень похожий на сигнал, наблюдаемый на другом датчике (либо на Датчике 1, либо на Датчике 2). Иначе говоря, имеется связь между двумя сигналами. Если вычислить функцию взаимной корреляции этих двух сигналов, то можно узнать величину временного запаздывания между сигналами. После чего легко определить скорость прохождения колебаний нагрузки по валопроводу. Корреляция между сигналами от датчиков при запаздывании на время τ_0 принимает максимальное значение. Отношение расстояния между датчиками к временному запаздыванию определяет скорость прохождения колебаний.

$$V(\omega) = \frac{D_{1-2}}{\tau_0},$$

где $V(\omega)$ – скорость распространения колебаний (сигнала) по валопроводу, м/с; D_{1-2} – расстояние между датчиками-преобразователями сигнала, м; τ_0 – временное запаздывание сигнала, с.

Нами определена взаимная корреляционная функция двух случайных процессов частоты вращения коленчатого вала и частоты вращения ведущего колеса (рис. 5 и рис. 6), которая позволяет оценить параметры и свойства, двух случайных процессов. На рисунках взаимная корреляционная функция угловых скоростей представлена для двух

вариантов: опытный вариант-сплошная линия; серийный вариант - прерывистая линия.

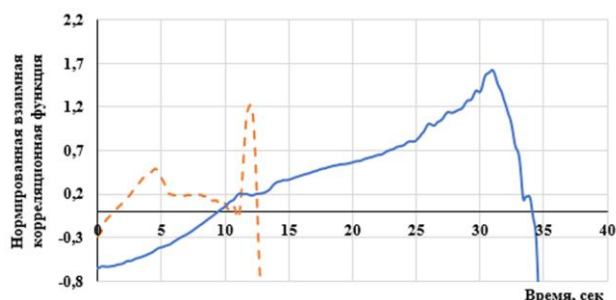


Рис. 5. Совмещенные графики изменения взаимной корреляционной функции угловых скоростей серийного и опытного трактора в агрегате с транспортным прицепом (анализ сигнала от двигателя к ведущему колесу)

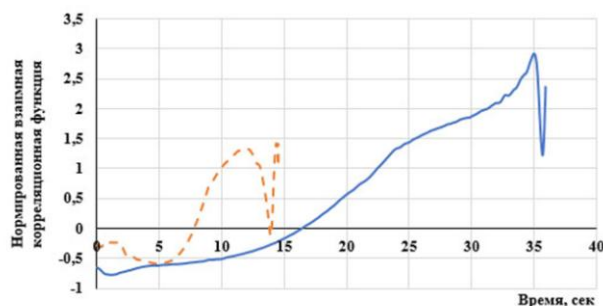


Рис. 6. Совмещенные графики изменения взаимной корреляционной функции угловых скоростей и серийного и опытного трактора в агрегате с транспортным прицепом (анализ сигнала от ведущего колеса к двигателю)

На рис. 5 представлены совмещенные графики изменения взаимной корреляционной функции частоты вращения коленчатого вала и частоты вращения ведущего колеса в опытном и серийном варианте для трактора во время работы с транспортным прицепом, с учетом анализа сигнала от двигателя к ведущему колесу. На рис.6 представлены совмещенные графики изменения взаимной корреляционной функции частоты вращения коленчатого вала и частоты вращения ведущего колеса в опытном и серийном варианте для трактора во время работы в агрегате с транспортным прицепом, с учетом анализа сигнала от ведущего колеса к двигателю.

Рис. 5 и рис. 6 показывают корреляцию между частотой вращения коленвала двигателя и частотой вращения ведущего колеса в варианте трактора без упруго-демпфирую-

щего механизма в силовой передаче. В опытном варианте корреляция отрицательная. Серийный вариант находится в прямой корреляции в начальный период (разгон) и в процессе движения. Максимальная корреляция наступает на четвертой секунде. Далее идет снижение до нуля. Что означает конец разгона.

Рис. 7 - 9 показывают изменения мнимой части, действительной части и модуля функции взаимной спектральной плотности угловых скоростей (вращения коленвала двигателя и ведущего колеса) опытного и серийного трактора в агрегате с транспортным прицепом.

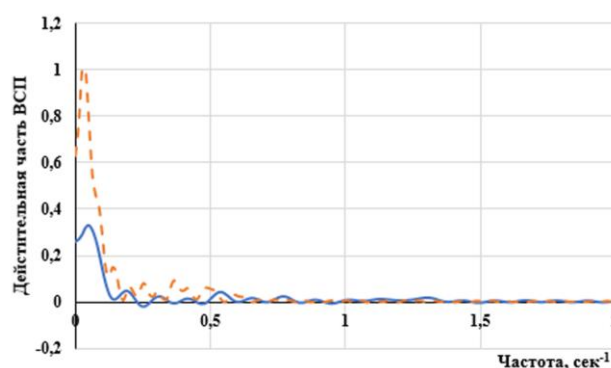


Рис. 7. Графики изменения действительной части функции взаимной спектральной плотности угловых скоростей опытного и серийного трактора в агрегате с транспортным прицепом

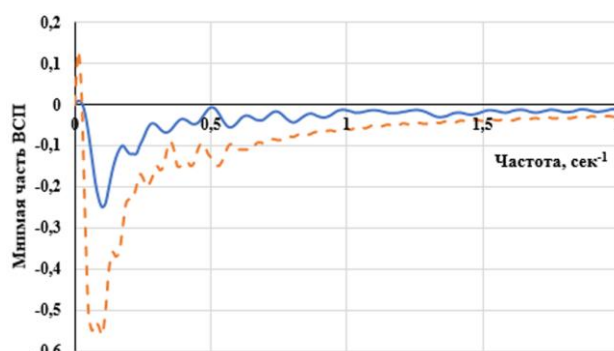


Рис. 8. Графики изменения мнимой части функции взаимной спектральной плотности угловых скоростей опытного и серийного трактора в агрегате с транспортным прицепом

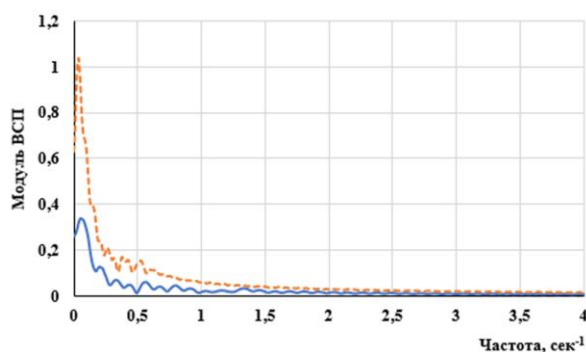


Рис. 9. Графики изменения модуля функции взаимной спектральной плотности угловых скоростей опытного и серийного трактора в агрегате с транспортным прицепом

Рис. 7 - 9 показывают смещение частоты возмущающих воздействий и уменьшение их величины (действительной и мнимой части) в серийном варианте. Сравнивая модуль взаимной спектральной плотности видны вершины на низкой частоте ($\omega = 0,1 \text{ с}^{-1}$) для серийного и опытного вариантов. Преимущества опытного варианта в том, что величина взаимной спектральной плотности ниже и площадь под кривой меньше в опытном варианте.

4. Заключение

Анализ взаимной корреляционной функции двух процессов (частоты вращения ко-

ленчатого вала двигателя и ведущего колеса) показывает изменение скорости проходящих частот нагрузки по валопроводу). Отношение времени прохождения (прохождение сигнала в опытном тракторе по отношению к серийному варианту) возмущений по валопроводу при агрегатировании трактора с транспортным прицепом уменьшается на 39,9%.

Анализ взаимной спектральной плотности (частоты вращения коленчатого вала двигателя и ведущего колеса), показывает смещение (по отношению к серийному варианту) частоты возмущающих воздействий и уменьшение их величины при агрегатировании трактора с транспортным прицепом на 68,3%. Величина взаимной спектральной плотности меньше в опытном варианте трактора, что может означать то, что упруго-демпфирующий механизм, как элемент силовой передачи, поглощает часть колебаний нагрузки по распространяющимся по валопроводу.

Проведённые исследования доказали, что упруго-демпфирующий механизм поглощает частоты нагрузки и снижает их скорость распространения по валопроводу силовой передачи трактора.

Список литературы

1. Попов И.П. Упругие сцепки составного сельскохозяйственного транспортно-технологического средства // Вестник НГИ-ЭИ. 2021. № 4(119). С. 21-30. DOI: 10.24412/2227-9407-2021-4-21-30.
2. Melikov I., Kravchenko V., Senkevich S., Hasanova Ye., Kravchenko L. Traction and energy efficiency tests of oligomeric tires for category 3 tractors // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2019. V. 403. P. 012126. DOI: 10.1088/1755-1315/403/1/012126
3. Сенькевич С.Е., Васильев Е.К., Сенькевич А.А. Результаты применения гидропневматического демпфирующего устройства в силовой передаче трактора малого класса тяги для улучшения показателей ра-

References

1. Popov I.P. Elastic couplings of a composite agricultural transport and technological means. *Vestnik NGIEI*, 2021, No. 4 (119). pp. 21-30. DOI: 10.24412 / 2227-9407-2021-4-21-30. (In Russian)
2. Melikov I., Kravchenko V., Senkevich S., Hasanova Ye., Kravchenko L. Traction and energy efficiency tests of oligomeric tires for category 3 tractors // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2019. V. 403. P. 012126. DOI: 10.1088/1755-1315/403/1/012126
3. Senkevich S.Ye., Vasilyev Ye.K., Senkevich A.A. The results of the use of a hydropneumatic damping device in the power transmission of a tractor of a small traction class to improve performance. *Agrotehnika i*

боты // Агротехника и энергообеспечение. 2018. № 4 (21). С. 128-139.

4. Senkevich S., Kravchenko V., Duriagina V., Senkevich A., Vasilev E. Optimization of the Parameters of the Elastic Damping Mechanism in Class 1,4 Tractor Transmission for Work in the Main Agricultural Operations // In: Vasant P., Zelinka I., Weber GW. (eds) Intelligent Computing & Optimization. ICO 2018. Advances in Intelligent Systems and Computing. Springer, Cham. 2018. V. 866. P. 168-177. DOI https://doi.org/10.1007/978-3-030-00979-3_17

5. Senkevich S.E., Sergeev N.V., Vasilev E.K., Godzhaev Z.A., Babayev V. Use of an Elastic-Damping Mechanism in the Tractor Transmission of a Small Class of Traction (14 kN): Theoretical and Experimental Substantiation // (Chapter 6) Handbook of Advanced Agro-Engineering Technologies for Rural Business Development. Hershey, Pennsylvania (USA): IGI Global, 2019. P. 149-179. DOI: 10.4018/978-1-5225-7573-3.ch006

6. Сенькевич С.Е. Анализ результатов экспериментальных исследований трактора класса 1.4 модернизированного гидропневматическим демпферным устройством в силовой передаче // Агротехника и энергообеспечение. 2019. № 3 (24). С. 8-16.

7. Senkevich S., Duriagina V., Kravchenko V., Gamolina I., Pavkin D. Improvement of the Numerical Simulation of the Machine-Tractor Unit Functioning with an Elastic-Damping Mechanism in the Tractor Transmission of a Small Class of Traction (14 kN) // In: Vasant P., Zelinka I., Weber GW. (eds) Intelligent Computing and Optimization. ICO 2019. Advances in Intelligent Systems and Computing. Springer, Cham. 2020. V. 1072. P.204-213. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-030-33585-4_20

8. Senkevich S., Bolshev V., Ilchenko E., Chakrabarti P., Jasiński M., Leonowicz Z., Chaplygin M. Elastic Damping Mechanism Optimization by Indefinite Lagrange Multipliers // IEEE Access, vol. 9, pp. 71784-71804, 2021, DOI: 10.1109/ACCESS.2021.3078609.

9. Senkevich, S.E., Lavrukhin P.V., Senkevich A.A., Ivanov P.A., Sergeev N.V. Improvement of Traction and Coupling Proper-

energoobes-pechenie, 2018, No. 4 (21), pp. 128-139. (In Russian)

4. Senkevich S., Kravchenko V., Duriagina V., Senkevich A., Vasilev E. Optimization of the Parameters of the Elastic Damping Mechanism in Class 1,4 Tractor Transmission for Work in the Main Agricultural Operations // In: Vasant P., Zelinka I., Weber GW. (eds) Intelligent Computing & Optimization. ICO 2018. Advances in Intelligent Systems and Computing. Springer, Cham. 2018. V. 866. P. 168-177. DOI https://doi.org/10.1007/978-3-030-00979-3_17

5. Senkevich S.E., Sergeev N.V., Vasilev E.K., Godzhaev Z.A., Babayev V. Use of an Elastic-Damping Mechanism in the Tractor Transmission of a Small Class of Traction (14 kN): Theoretical and Experimental Substantiation // (Chapter 6) Handbook of Advanced Agro-Engineering Technologies for Rural Business Development. Hershey, Pennsylvania (USA): IGI Global, 2019. P. 149-179. DOI: 10.4018/978-1-5225-7573-3.ch006

6. Senkevich S.Ye. Analysis of the results of experimental studies of a tractor of class 1.4 modernized with a hydropneumatic damper device in a power transmission. *Agrotekhnika i energo-obespechenie*, 2019, No. 3 (24), pp. 8-16. (In Russian)

7. Senkevich S., Duriagina V., Kravchenko V., Gamolina I., Pavkin D. Improvement of the Numerical Simulation of the Machine-Tractor Unit Functioning with an Elastic-Damping Mechanism in the Tractor Transmission of a Small Class of Traction (14 kN) // In: Vasant P., Zelinka I., Weber GW. (eds) Intelligent Computing and Optimization. ICO 2019. Advances in Intelligent Systems and Computing. Springer, Cham. 2020. V. 1072. P.204-213. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-030-33585-4_20

8. Senkevich S., Bolshev V., Ilchenko E., Chakrabarti P., Jasiński M., Leonowicz Z., Chaplygin M. Elastic Damping Mechanism Optimization by Indefinite Lagrange Multipliers // IEEE Access, vol. 9, pp. 71784-71804, 2021, DOI: 10.1109/ACCESS.2021.3078609.

9. Senkevich, S.E., Lavrukhin P.V., Senkevich A.A., Ivanov P.A., Sergeev N.V. Improvement of Traction and Coupling Properties of the Small Class Tractor for Grain Crop

ties of the Small Class Tractor for Grain Crop Sowing by Means of the Hydropneumatic Damping Device // In V. Kharchenko, & P. Vasant (Eds.), Handbook of Re-search on Energy-Saving Technologies for Environmentally-Friendly Agricultural Development. Hershey, PA: IGI Global, 2020. P. 1-27. DOI:10.4018/978-1-5225-9420-8.ch001

10. Senkevich S., Kravchenko V., Lavrukhin P., Ivanov P., Senkevich A. Theoretical Study of the Effect of an Elastic-Damping Mechanism in the Tractor Transmission on a Machine-Tractor Unit Performance While Sowing // (Chapter 17) Handbook of Research on Smart Computing for Renew-able Energy and Agro-Engineering. Hershey, Pennsylvania (USA): IGI Global, 2020. P. 423-463. DOI: 10.4018/978-1-7998-1216-6.ch017

11. Сенькевич С.Е., Ильченко Е.Н., Годжаев З.А., Дурягина В.В. Результаты проведения полевых исследований трактора класса тяги 1,4 с упруго-демпфирующим механизмом в силовом приводе // Известия МГТУ МАМИ. 2020. № 4(46). С. 76-87. DOI 10.31992/2074-0530-2020-46-4-76-87.

12. Сенькевич С.Е., Крюковская Н.С. Анализ экспериментальных исследований трактора, оснащенного упруго-демпфирующим механизмом в трансмиссии, при движении в составе транспортного тракторного агрегата // Тракторы и сельхозмашины. 2020. № 6. С. 59-66. DOI 10.31992/0321-4443-2020-6-59-66.

13. Сенькевич С.Е., Ильченко Е.Н., Кравченко В.А., Дурягина В.В., Годжаев З.А., Алексеев И.С. Автоматическое устройство для снижения жесткости трансмиссии транспортного средства: патент на изобретение № 2739100 Российская Федерация; опубл. 21.12.2020, Бюл. №36.

14. Кравченко В.А., Сенькевич А.А., Сенькевич С.Е., Максименко В.А. Модернизация посевного машинно-тракторного агрегата на базе трактора класса 1,4 // Международный научный журнал. 2008. № 1. С. 57-62.

15. Веденяпин, Г.В. Общая методика экспериментального исследования и обработки опытных данных. М.: Колос, 1973. 199 с.

Sowing by Means of the Hydropneumatic Damping Device // In V. Kharchenko, & P. Vasant (Eds.), Handbook of Re-search on Energy-Saving Technologies for Environmentally-Friendly Agricultural Development. Hershey, PA: IGI Global, 2020. P. 1-27. DOI:10.4018/978-1-5225-9420-8.ch001

10. Senkevich S., Kravchenko V., Lavrukhin P., Ivanov P., Senkevich A. Theoretical Study of the Effect of an Elastic-Damping Mechanism in the Tractor Transmission on a Machine-Tractor Unit Performance While Sowing // (Chapter 17) Handbook of Research on Smart Computing for Renew-able Energy and Agro-Engineering. Hershey, Pennsylvania (USA): IGI Global, 2020. P. 423-463. DOI: 10.4018/978-1-7998-1216-6.ch017

11. Senkevich S.Ye., Ilchenko Ye.N., Godzhaev Z.A., Duryagina V.V. Results of field research of a tractor of traction class 1.4 with an elastic-damping mechanism in a power drive. *Izvestiya MGTU MAMI*, 2020, No. 4 (46), pp. 76-87. DOI 10.31992 / 2074-0530-2020-46-4-76-87. (In Russian)

12. Senkevich S.Ye., Kryukovskaya N.S. Analysis of experimental studies of a tractor equipped with an elastic-damping mechanism in the transmission, when moving as part of a transport tractor unit. *Traktory i selkhoz mashiny*, 2020, No 6, pp. 59-66. DOI 10.31992/0321-4443-2020-6-59-66. (In Russian)

13. Patent RU 2739100. *Avtomaticheskoe ustroystvo dlya snizheniya zhestkosti trans-missii transportnogo sredstva* [Automatic device for reducing the rigidity of the vehicle's transmission]. Senkevich S.Ye., Ilchenko Ye.N., Kravchenko V.A., Duryagina V.V., Godzhaev Z.A., Alekseyev I.S. Declared 13.08.2020. Published 21.12.2020. (In Russian)

14. Kravchenko V.A., Senkevich A.A., Senkevich S.Ye., Maksimenko V.A. Modernization of a sowing machine-tractor unit based on a tractor of class 1.4. *Mezhdunarodnyy nauchnyy zhurnal*, 2008, No 1, pp. 57-62. (In Russian)

15. Vedenyapin, G.V. *Obshchaya metodika eksperimentalnogo issledovaniya i obra-botki opytnykh dannykh* [General method of experimental research and processing of experimental data]. Moscow: Kolos, 1973. 199 p.

16. Сергиенко А.Б. Цифровая обработка сигналов. М.: Питер, 2002. 604 с.
17. Liljedahl J.B., Turnquist P.K., Smith D.W., Hoki M. Tractors and their power units // Van Nostrand Reinhold, New York. 1996. P. 364.
18. Бойко Б.П., Тюрин В.А. Спектр сигнала: учебно-методическое пособие. Казань: Казанский федеральный университет, 2014. 38 с.
19. Бендат, Д., Пирсол А. Применение корреляционного и спектрального анализа. М.: Мир, 1983. 312 с.
20. Мясникова Н.В., Берестень М.П. Экспресс-анализ сигналов в технических системах. Пенза: ПГУ, 2012. 151 с.
21. Мясникова Н.В., Строганов М.П., Берестень М.П. Спектральный анализ на основе исследования экстремальных значений процесса // Датчики систем измерения, контроля и управления: Межвуз. сб. науч. тр. Пенза: Изд-во Пенз. гос. техн. ун-та, 1995. Вып. 15. С. 80–82.
22. Хованова Н. А., Хованов И. А. Методы анализа временных рядов // Учеб. пособие. Саратов: Изд-во ГосУНЦ" Колледж", 2001. 120 с.
23. Brockwell P.J., Davis R.A. Introduction to time series and forecasting. Springer. 2016. P. 425.
24. Cryer J.D., Chan K.S. Time Series Analysis with Applications in R. Second Edition Springer Science & Business Media. 2008. P. 492.
25. Klenke A. Probability theory: a comprehensive course. Springer Science & Business Media, 2014. P. 638.
26. Schmetterer L. Introduction to mathematical statistics. Springer Science & Business Media, 2012. Vol. 202.
27. Turner J.C. Modern applied mathematics: probability, statistics, operational research. English University Press, 1970. P. 502.
16. Sergienko A.B. *Tsifrovaya obrabotka signalov* [Digital signal processing]. Moscow: Peter, 2002. 604 p. (In Russian)
17. Liljedahl J.B., Turnquist P.K., Smith D.W., Hoki M. Tractors and their power units // Van Nostrand Reinhold, New York. 1996. P. 364.
18. Boyko B.P., Tyurin V.A. *Spektr signala: uchebno-metodicheskoe posobie* [Signal spectrum: training manual]. Kazan: Kazan Federal University, 2014. 38 p. (In Russian)
19. Bendat, D., Pirsol A. *Primenenie korrelyatsionnogo i spektralnogo analiza* [Application of correlation and spectral analysis]. Moscow: Mir, 1983. 312 p. (In Russian)
20. Myasnikova N.V., Beresten M.P. *Ekspress-analiz signalov v tekhnicheskikh sistemakh* [Express analysis of signals in technical systems]. Penza: PSU, 2012. 151 p. (In Russian)
21. Myasnikova N.V., Stroganov M.P., Beresten M.P. Spectral analysis based on the study of extreme values of the process. *Datchiki sistem izmereniya, kontrolya i upravleniya: Mezhvuz. sb. nauch. tr. Penza: Izd-vo Penz. gos. tekhn. un-ta, 1995, No. 15, pp. 80–82.* (In Russian)
22. Khovanova NA, Khovanov IA *Metody analiza vremennykh ryadov* [Methods of time series analysis]. Proc. in a way. Saratov: Publishing house of GosUNTs "College", 2001. 120 p. (In Russian)
23. Brockwell P.J., Davis R.A. Introduction to time series and forecasting. Springer. 2016. P. 425.
24. Cryer J.D., Chan K.S. Time Series Analysis with Applications in R. Second Edition Springer Science & Business Media. 2008. P. 492.
25. Klenke A. Probability theory: a comprehensive course. Springer Science & Business Media, 2014. P. 638.
26. Schmetterer L. Introduction to mathematical statistics. Springer Science & Business Media, 2012. Vol. 202.
27. Turner J.C. Modern applied mathematics: probability, statistics, operational research. English University Press, 1970. P. 502.

УДК (УДК) 625.731.08

ФИЗИКО-МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ НАЛИПАНИЯ ГРУНТА НА
ПОВЕРХНОСТЬ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ЗЕМЛЕРОЙНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИНPHYSICAL-MATHEMATICAL MODEL OF GROUND ADHESION ON THE SURFACE
OF THE EXCAVATING PARTS OF EARTHMOVING MACHINESСладкова Л.А., Григорьев П.А.
Sladkova L.A., Grigorev P.A.Российский университет транспорта (Москва, Россия)
Russian University of Transport (Moscow, Russian Federation)

Аннотация. Изнашиванием поверхностей рабочих органов землеройных машин при их взаимодействии с грунтом, а также проблемой налипаемости грунтов на поверхности рабочих органов машин и методами борьбы занимались большое количество отечественных и зарубежных ученых. Известно, что классическая теория резания грунтов базируется на эмпирических зависимостях, полученных экспериментальным путем. Они позволяют, в основном, раскрыть сущность процесса копания грунта, но отличаются друг от друга, как по своему описанию, так и по количественным результатам. В настоящей статье авторы предлагают на основе теории вероятностей теоретические исследования процесса копания грунта и взаимодействия рабочего органа с грунтом. Полученные результаты подтверждены авторами предыдущих исследований. Разработанная физическая модель взаимодействия частиц грунта с поверхностью рабочего органа при адгезии позволяет раскрыть физическую причину процесса изнашивания поверхности рабочих органов.

Ключевые слова: физико-математическая модель, копание грунта, резание грунта, липкость, изнашивание, адгезия, когезия.

Дата принятия к публикации: 28.10.2021
Дата публикации: 25.12.2021

Сведения об авторах:

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

Григорьев Павел Александрович – кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Наземные транспортно-технологические средства» ФГАОУ ВО «Российский университет транспорта», e-mail: grigorievpavel1996@yandex.ru.

ORCID: 0000-0002-5409-6250

Abstract. A large number of domestic and foreign scientists were engaged in the wear of the surfaces of the excavating parts of earthmoving machines during their interaction with the ground, as well as the problem of the adhesion of soils on the surface of the working excavating parts of machines and methods of struggle. It is known that the classical theory of digging is based on empirical dependencies obtained experimentally. They allow, basically, to reveal the essence of the process of dredging, but they differ from each other, both in their description and in the number of results. In this article, the authors propose, on the basis of probability theory, theoretical studies of the process of dredging and the interaction of the excavating part with the soil. The authors of previous studies confirm the obtained results. The developed physical model of the interaction of soil particles with the surface of the excavating part during adhesion allows us to reveal the physical cause of the process of wear of the surface of the excavating parts.

Keywords: physical-mathematical model, dredging, digging, tackiness, wear, adhesion, cohesion.

Date of acceptance for publication: 28.10.2021
Date of publication: 25.12.2021

Authors' information:

Lubov 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, Assistant Professor of the Department Ground transportation and technological means at Russian University of Transport, e-mail: grigorievpavel1996@yandex.ru.

1. Введение

Налипание грунта на поверхности рабочих органов не теряет своей актуальности из-за отсутствия физико-математической модели, способной раскрыть физическую сущность этого процесса, который можно было бы оценить количественно. Существующие в настоящее время математические зависимости представляют собой эмпирические функции, полученные экспериментальным путем. В некоторых из них даже не соблюдена размерность. Создание модели процесса взаимодействия грунта с поверхностью рабочего органа землеройных машин и выявление физических основ налипания его на поверхность рабочего органа позволит разработать эффективные способы борьбы не только с этим явлением, но и с изнашиваемостью рабочего органа. В свою очередь полученное решение позволит повысить производительность машин.

Первое, что бросается в глаза в практике эксплуатации машин, что при взаимодействии рабочего органа с грунтом, имеет место износ, который носит абразивный характер. Поэтому создание модели рационально начинать с вопроса, касающегося непосредственного контакта грунта с поверхностью рабочего органа, который называется изнашиванием.

2. Вероятностная модель взаимодействия частиц грунта при изнашивании

Рассмотрим теоретические аспекты взаимодействия поверхности рабочего органа машины с грунтом при изнашивании.

Часть частиц грунта, являющихся подвижными относительно неподвижного рабочего органа, например, землеройно-транспортной машины (в дальнейшем, просто машины), закрепляются на последнем и удерживаются там, в течение некоторого времени. Время и путь, проходимый каждой частицей, неодинаковы. Другие частицы грунта соприкасаются с поверхностью рабочего органа, перекатываясь между ним и грунтом. Таким образом, в процессе изнашивания будут участвовать не все частицы грунта и не

все время. Действие частиц грунта на рабочий орган различно и носит случайный характер, а число частиц достаточно велико. Таким образом, явления, происходящие в процессе абразивного изнашивания можно описать законами теории вероятностей.

Разрушение материала рабочего органа могут производить как частицы грунта, закрепленные на наконечнике, так и свободные частицы грунта. Вероятность $P(S)$ (частоту) [1 - 4] их воздействия на рабочий орган можно описать уравнением:

$$P(S) = [N_0 - n(S)] / N_0, \quad (1)$$

где N_0 – общее число частиц грунта в зоне трения; $n(S)$ – число частиц грунта, выбывших из зоны трения S .

При этом, для определения разрушающего действия абразивных частиц следует учитывать, какая их доля способна оказывать вредное воздействие и в течение какого времени, это влияние будет сказываться. Исходя из сказанного, зависимость (1) представим в виде:

$$P(S) = [N_0 - n(S)] f(S) / N_0, \quad (2)$$

где $f(S)$ – коэффициент эффективности, показывающий, какая доля частиц оказывает влияние на изнашивание.

Вероятность выбывания $Q(S)$ частиц грунта из зоны трения [1 - 4] определим как

$$Q(S) = 1 - P(S) = n(S) / N_0. \quad (3)$$

Пусть $N(S)$ – число частиц грунта, воздействующих на рабочий орган на отрезке пути от S до $S + \Delta S$. Тогда число выбывших из зоны трения частиц на этом участке за время t будет равно

$$n(S) = N(S) - N(S + \Delta S). \quad (4)$$

Исходя из вышеприведенного предположения и учитывая выражение (3), запишем:

$$N(S) = P(S) N_0;$$

$$N(S + \Delta S) = P(S + \Delta S) N_0. \quad (5)$$

Очевидно, что с увеличением толщины вырезаемого слоя грунта (глубины резания), число частиц, взаимодействующих с наконечником, возрастает. Тогда вероятность (частота) выбывания частиц грунта равна

$$Q(S) = \int_0^S n(S) dS. \quad (6)$$

С другой стороны, выражение (6) представляет работу при непрерывной замене выбывших частиц.

Средняя частота выбывания частиц грунта на участке рабочего органа, равна:

$$\nu(S) = Q(S) / \Delta S = n(S) / N_0 \Delta S. \quad (7)$$

Из выражения (7) определим общее число частиц, выбывших из зоны контакта:

$$n(S) = \nu(S) N_0 \Delta S. \quad (8)$$

Общее число частиц, участвующих в разрушении поверхности рабочего органа машины за время t и выбывших из зоны контакта на длине пути резания l (длина пути рыхления рабочим органом рыхлителя, формирование призмы волочения рабочим органом отвального типа, набор грунта в ковш экскаватора и т.п.):

$$\Omega(S) = Q(S) + \omega \int_0^S n(S) N_0 dS. \quad (9)$$

Предположим, что число частиц грунта равно λ . Рассмотрим интенсивность их выбывания на участке ΔS . Здесь ΔS – интервал пути. Считаем, что выбывание частиц на всем пути по времени не изменяется. Тогда, используя зависимости (5) и (7), получим:

$$P(S) = [N_0 - n(S)] f(S) / N_0; \quad (10)$$

$$\lambda(S) = N_0 [P(S + \Delta S) - P(S)] / N_{CP}, \quad (11)$$

где $N_{CP} = N_0 - n(S)$.

Вероятность воздействия частиц грунта на поверхность рабочего органа будет равна:

$$P(S) = C - \int_0^S \lambda(S) dS$$

или

$$\ln P(S) = \int_0^S \lambda(S) dS, \quad (12)$$

Где C – постоянная интегрирования, определяемая начальными условиями при разработке грунтов.

Интенсивность выбывания частиц, как функция пути дает представление о процессе изнашивания поверхности рабочего органа машины.

Среднее время разрушающего действия частиц грунта на рабочий орган запишем в виде интегрального уравнения:

$$T = \int_0^\infty P(t) dt \text{ или } T = \frac{1}{N_0} \sum_{i=1}^{N_0} t_i, \quad (13)$$

где t_i – время действия i -й частицы грунта.

Пусть за время T линейный износ рабочего органа равен Δl . Тогда, используя формулу (13), время t до величины l критического износа определится по формуле:

$$t = \frac{10^{4/T}}{\Delta l} \cdot \frac{1}{3600} = l \sum_{i=1}^{N_0} \frac{t_i}{\Delta l N_0}. \quad (14)$$

Зависимость (14) позволяет определить среднее время до полного износа рабочего органа.

Тогда, в свою очередь, скорость изнашивания равна:

$$V = \frac{\Delta l \cdot 10^{-4}}{4 \sum_{i=1}^{N_0} t_i}. \quad (15)$$

Время действия i -й частицы грунта, используя предположения, сделанные в начале статьи, можно определить, как:

$$t_i = \frac{L}{V_{p.o.}} = \frac{\sum_{i=1}^H L_i}{V_{p.o.} N_0}, \quad (16)$$

где L_i – линейный размер режущей кромки рабочего органа машины; $V_{p.o.}$ – скорость перемещения рабочего органа; H – глубина резания.

Зависимость (15) позволяет определять интенсивность износа различных поверхностей, подвергающихся абразивному износу. Для этого достаточно знать величину Δl , характеризующую глубину деформации материала рабочего органа при соприкосновении его с абразивной средой.

Формулы (14 - 16) справедливы при определении равномерного полного линейного износа поверхности рабочего органа.

Используя зависимость (16) определим, например, необходимое число наконечников рыхлителя в смену при интенсивности износа со скоростью V :

$$k = \frac{t_{cm}}{t}, \quad (17)$$

где t_{cm} – продолжительность смены; t – время, затрачиваемое на критический износ наконечника рыхлителя.

По предложенным зависимостям рассчитаем износ наконечников рыхлителя в зависимости от крупности частиц на длине пути резания $L_1 = 1$ м (табл. 1). Длину поверхности наконечника, находящуюся в контакте с грунтом, примем равной 67 мм (передняя часть нижней грани). За скорость перемещения наконечника в грунте примем максимально допустимую рабочую скорость базового тягача $V=1,1$ м/с.

По формуле (14) среднее время разрушающего действия i -й частицы равно:

$t_i = 67 \cdot 10^{-3} / 1,1 = 60,3 \cdot 10^{-3}$ с. Тогда на длине пути резания число частиц грунта, контактирующего с наконечником (табл. 1), будет равно:

$$N_0 = \frac{L_i}{d_i},$$

где d_i – диаметр частицы.

Величина износа наконечника рыхлителя под действием одной i -й частицы грунта равна

$$\Delta l = \frac{l}{N_0}.$$

Таблица 1

Изнашивающая способность грунтов в зависимости от крупности частиц

Тип грунта	Диаметр частицы d , мм	Время действия i -й частицы t , с	Число частиц грунта в зоне трения $N_0 \cdot 10^{-5}$	Износ от действия i -й частицы $\Delta l \cdot 10^{-3}$, мм	Время до полного износа t , мм	Скорость износа v , мкм/ч	Скорость износа экспериментальная v , мкм/ч [5]	Число наконечников в смену k , шт
Пески, с включениями гравия и дресвы	2	$60,3 \cdot 10^{-3}$	0,5	140	83,7	207	265...350	0,098
	5		0,2	350	33,5	522	400...650	0,245
	10		0,1	700	16,7	1044	-	0,49
	15		0,066	1061	11,1	1334	-	0,74
	20		0,05	1400	8,3	2088	-	1,01
	35		0,029	2417	4,9	3636	3333	1,67
	40		0,025	2800	4,2	4176	4000	1,95
	50		0,020	3500	3,4	5220	5555	2,41
	70		0,014	5000	2,3	7461	7777	3,57
	80		0,012	5833	2,0	8703	-	4,10
	90		0,011	6364	1,8	9450	-	4,56
	100		0,010	7000	1,7	10440	-	4,82

Скорости износа наконечников рыхлителей, вычисленные по предлагаемой выше методике экспериментально подтверждены в данной работе и в исследованиях А.К. Рейша, Ю.А. Ветрова [6 - 8].

3. Физическая модель взаимодействия частиц грунта с поверхностью рабочего органа при адгезии

Рассмотрим схему взаимодействия грунтовой стружки массой m с рабочим органом землеройной машины (рис. 1).

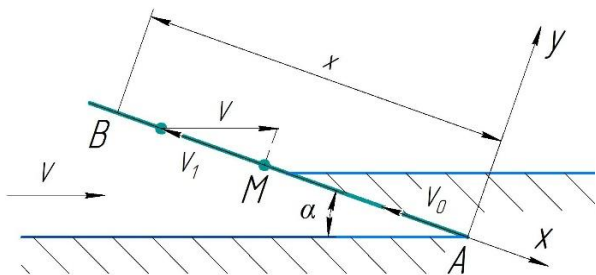


Рис. 1. Взаимодействие грунтовой стружки с поверхностью рабочего органа

Пусть рабочий орган машины перемещается в грунте с рабочей скоростью V .

В трудах отечественных авторов классической теории копания грунта А.Н. Зеленина, Н.Г. Домбровского, Ю.И. Ветрова [9] считается, что грунт по поверхности рабочего органа перемещается с постоянной скоростью (по крайней мере, нигде не отмечено, что она является переменной). На наш взгляд данное утверждение имеет недостаток, в силу особенностей физико-механических свойств грунта: влажности, липкости, гранулометрического состава и др.

Очевидно, что в точке А (рис. 1) в момент встречи рабочего органа с грунтом, скорость перемещения грунтовой стружки по поверхности рабочего органа равна нулю. По мере продвижения рабочего органа вперед скорость грунтовой стружки будет изменяться и перемещается по поверхности рабочего органа уже с другой скоростью.

Считаем, что скорость перемещения рабочего органа в грунте является постоянной величиной, т.е. $V = \text{const}$ (рис.1). Тогда, через промежуток времени t , в произвольной точке М, скорость перемещения грунтовой стружки по поверхности рабочего органа достигнет величины V_1 , которая равна:

$$V_1 = V \cos \alpha, \quad (18)$$

где α – угол резания рабочего органа, являющийся постоянной величиной.

Однако, на наш взгляд, применительно к теории резания грунта величина угла α в зависимости (18) не является углом резания, представляет некий угол $\alpha_1 \neq \alpha$, отличный от угла α . Он зависит от изменения вертикальной составляющей скорости резания грунта и определяется, как говорилось выше,

числом частиц, взаимодействующих с поверхностью рабочего органа машины. Таким образом, видно, что скорость V_1 будет переменной величиной.

Стружка грунта, пройдя участок длиной x за время t и достигнув максимальной скорости $V_{\max}$, далее замедляет свое движение (рис. 2) в результате действия силы трения $F_{\text{тр}}$ и адгезионно-когезионных сил F_a и F_k (рис. 3).

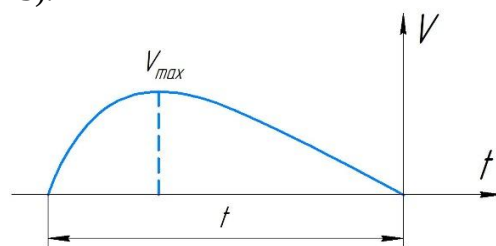


Рис. 2. Изменение скорости перемещения грунтовой стружки по поверхности рабочего органа

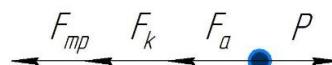


Рис. 3. Схема распределения сил по поверхности рабочего органа при взаимодействии с грунтом

При достижении нулевой скорости можно наблюдать процесс налипания грунта на поверхность рабочих органов. Изменение скорости свидетельствует о динамическом режиме перемещения стружки грунта, которое можно представить в виде уравнения динамического равновесия:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = F_{\text{тр}} + C_0 - P, \quad (19)$$

где P – тяговое усилие базовой машины, Н; C_0 – сила сцепления грунта [2], которая, на наш взгляд, определяется как:

$$C_0 = C_1 + C_2 + C_3, \quad (20)$$

C_1 – непосредственное сцепление грунта с грунтом; C_2 – сцепление зацепления частиц грунта друг за друга, образующих толщу грунта на поверхности рабочего органа; C_3 – когезионное сцепление частиц грунта, т.е. слипание частиц грунта между собой.

Последние две составляющих можно отнести к силам когезии – связи между части-

цами грунта, которые определяют толщину налипания слоя грунта, образуя когезионную прочность.

Усилие сцепления C_0 ведет к налипанию на рабочие поверхности слоя грунта толщиной до нескольких десятков сантиметров. Исследования, проводимые авторами по оценке сил сцепления, показывают различные числовые значения показателей сцепления.

Масловым Н.Н. [9] экспериментальным путем в табличном варианте получены результаты исследований зависимости между усилием сцепления и углом внутреннего трения для глин, суглинков и супесей. Проведенная обработка результатов эксперимента, с величиной среднеквадратического отклонения не ниже 0,9856 позволила получить эмпирические зависимости для определения усилия сцепления в зависимости от угла внутреннего трения грунта φ (табл. 2).

Таблица 2
Зависимость усилия сцепления от угла внутреннего трения грунта

Тип грунта	Зависимость
глина	$C_0 = 0,0404e^{0,1331\varphi}$
суглинок	$C_0 = 0,0114e^{0,1546\varphi}$
супесь	$C_0 = 0,001\varphi^2 - 0,0283\varphi + 0,1983$

С другой стороны, авторами [10, 11] была установлена связь между крупностью частиц грунта и силой сцепления:

$$C_0 = 72,47r^{0,5302}, \quad (21)$$

где r – радиус частиц грунта, м.

Из уравнения (19) видно, что условия равновесия $F_{mp} + C_0 = P$, что свидетельствует о начале процесса налипания грунта на поверхность рабочего органа. Данный вывод подтвержден практическими наблюдениями о положении налипшего грунта на поверхность рабочего органа, который образуется на расстоянии от режущей кромки, образуя, так называемое, ядро уплотнения.

Решение уравнения (19) приведем к виду:

$$\frac{dx}{dt} = \int_0^t \left(\frac{F_{mp}}{m} + \frac{C_0}{m} - \frac{P}{m} \right) dt + C_1 \rightarrow$$

$$x = \int_0^t \left(\frac{F_{mp}}{m} + \frac{C_0}{m} - \frac{P}{m} \right) dt + C_1 \quad (22)$$

где C_1 и C_2 постоянные интегрирования, определяемые из граничных (начальных) условий.

На первый взгляд уравнение (22) во времени носит линейный характер. Исследуем слагаемые уравнения (22). Здесь тяговое усилие P определяется как отношение мощности базовой машины к рабочей скорости ее перемещения с учетом коэффициента полезного действия. Ее в расчетах можно условно принять постоянной величиной. Однако, видно, что масса отделяемой грунтовой стружки перемещаемой по поверхности рабочего органа является величиной переменной и равна:

$$m = xhl\gamma, \quad (23)$$

x – величина перемещения грунтовой стружки по поверхности рабочего органа; h – толщина вырезаемой стружки; L – длина режущей кромки рабочего органа; γ – объемная масса грунта.

Величина C_1 (постоянная интегрирования) равна:

$$C_1 = \left(-fg \cos \alpha - \frac{C_0}{xhl\gamma} + \frac{P}{xhl\gamma} \right) t. \quad (24)$$

После несложных математических преобразований определено, что первое слагаемое (сила трения) является постоянной величиной, не зависящей от величины перемещения грунтовой стружки:

$$\frac{F_{mp}}{m} = gf \cos \alpha, \quad (25)$$

где g – ускорение свободного падения, f – коэффициент трения грунта по стали.

Таким образом, видно, что сила трения является постоянной величиной, зависящей от величины коэффициента трения f по поверхности рабочего органа.

На наш взгляд, на величину перемещения грунтовой стружки по поверхности рабочего органа, оказывает влияние величина C_0 . При ее оценке авторами [10, 11] также было установлено, что липкость грунта зависит не только от крупности частиц, но и от темпе-

ратуры (табл. 3), при повышении которой она снижается.

Таблица 3

Силы адгезии для грунтов с различным гранулометрическим составом [3, 4]

Радиус частиц, $R \times 10^{-6}$, м	Температура, °C		
	20	40	80
5	153,92	88,63	27,88
10	255,63	136,00	43,51
20	367,58	208,34	65,85
40	537,41	272,67	87,09
50	594,12	310,23	97,70
100	840,15	443,45	145,18
250	1340	733,78	237,36
500	1862	1024	363,06

Из наблюдений Сладковой Л.А. [5] следует, что при взаимодействии с грунтом рабочий орган машины (наконечники рыхлителей, зубья ковшей экскаваторов) нагревается до температуры низкого отпуска (соломенный цвет). Наблюдалось свечение в темноте указанных элементов, причем судя по градиенту максимальная температура нагрева приходится на место, связанное с макси-

мальной скоростью перемещения грунтовой стружки или на наличие зоны максимального давления со стороны грунта на поверхность рабочего органа.

Анализируя уравнения (табл. 2) и (21) установлено, что скорость перемещения грунтовой стружки по поверхности рабочего органа и липкость грунта C_0 , имеющая не последнее значение на процесс копания грунта рабочими органами машин не является линейной функцией и зависит от физико-механических свойств грунта и температуры нагрева рабочего органа в момент его контакта с грунтом.

4. Заключение

Разработанная физико-математическая модель взаимодействия грунта с поверхностью рабочих органов землеройно-транспортных машин позволила рассмотреть процесс копания грунта под другим углом зрения и выявить причины неравномерности изнашивания поверхностей рабочих органов машин.

Список литературы

1. Краснов М.Л. Вся высшая математика. 3-е изд., испр. М: URSS, 2007. 294 с.
2. Мятлев В.Д., Панченко Л.А., Ризниченко Г.Ю., Терехин А.Т. Теория вероятностей и математическая статистика. Математические модели. 2-е изд., испр. и доп. М.: Издательство Юрайт, 2017. 321 с.
3. Серовайский С.Я. История математики. Эволюция математических идей. Вычислительная математика. Теория вероятностей. Информатика. Математическая логика. Книга 3. М.: USSR, 2019. 240 с.
4. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. 5-е изд. М.: Высш. шк., 1998. 576 с.
5. Сладкова Л.А. Создание самозатачивающихся наконечников рыхлителей повышенной долговечности для разработки многолетнемерзлых грунтов. дисс. ... канд. техн. наук по спец. 05.05.04, Москва, 1990. 248 с.
6. Рейш, А.К., Борисов С.М., Бандаков

References

1. Krasnov M.L. Vsyaya vysshaya matematika: uchebnik dlya studentov vysshikh tekhnicheskikh uchebnykh zavedeniy. Moskva, URSS. 2007, 294 p. (In Russian)
2. Myatlev V.D., Panchenko L.A., Riznichenko G.Yu., Terekhin A.T. Teoriya veroyatnostey i matematicheskaya statistika. Matematicheskkiye modeli. Moskva, Izdatelstvo Yurayt, 2017. 321 p. (In Russian)
3. Serovayskiy S.Ya. Istoriya matematiki. Evolyutsiya matematicheskikh idey. Vychislitelnaya matematika. Teoriya veroyatnostey. Informatika. Matematicheskaya logika. Kniga 3. Moskva, USSR. 2019, 240 p. (In Russian)
4. Venttsel E.S. Teoriya veroyatnostey [Probability Theory]. Moskva, Vyssh. shk., 1998. 576 p. (In Russian)
5. Sladkova L.A. Sozdaniye samozatachivayushchikhsya nakonechnikov rykhlyteley povyshennoy dolgovechnosti dlya

Б.Ф. Машины для земляных работ. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Стройиздат, 1981. 352 с.

7. Рейш А.К., Нарциссова Н.В. Прогнозирование скорости изнашивания шарниров в строительных и дорожных машинах // Строительные и дорожные машины, 1984. № 8. С. 22-24.

8. Ветров Ю.А., Фомин А.В. Расчет оптимального срока службы наконечника рыхлителя // Горные, строительные и дорожные машины: Республиканский межведомственный научно-технический сборник, 1983. Выпуск 35. С. 5-9.

9. Зеленин А.Н., Баловнев В.И., Керов И.П. Машины для земляных работ. М.: Машиностроение, 1975. 422 с.

10. Гончаров С.А., Потапов С.А. Влияние температуры на липкость связных пород // Изв. ВУЗов. Горный журнал, 1976. с. 74-77.

11. Калачев В.Я. Новая методика изучения липкости глинистых грунтов. М.: МГУ, 1975. 89 с.

† *razrabotki mnogoletnemerzlykh gruntov*. Diss. Cand. Sci. (Engineering). Moskva, 1990. 248 p. (In Russian)

† 6. Reysh. A.K., Borisov S.M., Bandakov B.F. *Mashiny dlya zemlyanykh rabot* [Machines for moving the earth]. Moskva, Stroyizdat, 1981. 352 p. (In Russian)

† 7. Reysh A.K., Nartsissova N.V. *Prognostirovaniye skorosti iznashivaniya sharnirov v stroitelnykh i dorozhnykh mashinakh*. *Stroitelnyye i dorozhnyye mashiny*, 1984, No.8, pp. 22-24. (In Russian)

† 8. Vetrov Yu.A., Fomin A.V. *Raschet optimalnogo sroka sluzhby nakonechnika rykhlytelya*. *Gornyye, stroitelnyye i dorozhnyye mashiny: Respublikanskiy mezhvedomstvennyy nauchno-tekhnicheskij sbornik*, 1983. Vol. 35, p. 5-9. (In Russian)

† 9. Zelenin A.N., Balovnev V.I., Kerov I.P. *Mashiny dlya zemlyanykh rabot* [Machines for moving the earth]. Moskva, Mashinostroyeniye, 1975. 422 p. (In Russian)

† 10. Goncharov S.A., Potapov S.A. *Vliyaniye temperatury na lipkost svyaznykh porod*. *Izv. VUZov. Gornyy zhurnal*, 1976. p. 74-77. (In Russian)

† 11. Kalachev V.Ya. *Novaya metodika izucheniya lipkosti glinistykh gruntov*. Moskva, MGU, 1975. 89 p. (In Russian)

УДК (UDC) 629.5

МОДЕЛИРОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ ВОДООТРАЖАЮЩЕГО ЩИТА
ПЛАВАЮЩЕЙ МОБИЛЬНОЙ МАШИНЫMODELING OF THE LOAD OF A WATER-REFLECTING SHIELD
OF A FLOATING MOBILE MACHINEТаричко В.И.¹, Шалупина П.И.¹, Емельянова Г.А.²
Tarichko V.I.¹, Shalupina P.I.¹, Emelianova G.A.²

1 – АО «Брянский автомобильный завод» (Брянск, Россия)

1 – Bryansk Automobile Plant JSC (Bryansk, Russian Federation)

2 – ФГАОУ ВО «Российский университет транспорта» (Москва, Россия)

2 – Russian University of Transport (MIIT) (Moscow, Russian Federation)

Аннотация. Плавающие мобильные машины получили широкое распространение в качестве базы для создания транспортно-технологических комплексов. Они также могут использоваться в качестве шасси базовых станций мобильных транспортно-перезгрузочных канатных комплексов. Одним из важнейших узлов, обеспечивающих безопасное плавание является водоотражающий щит, повышающий плавучесть и препятствующий заливу машины встречной волной. В статье рассмотрена методика моделирования и результаты расчета водоотражающего щита плавающей мобильной машины производства АО «БАЗ».

Ключевые слова: плавающая машина, водоотражающий щит, нагруженность, прочность

Дата принятия к публикации: 29.10.2021
Дата публикации: 25.12.2021

Сведения об авторах:

Таричко Вадим Игоревич – кандидат технических наук, заместитель генерального директора – главный конструктор АО «Брянский автомобильный завод», e-mail: 32.6909@mail.ru.

Шалупина Павел Игоревич – начальник конструкторского бюро расчетов и надежности АО «Брянский автомобильный завод», e-mail: p.shalupina@gmail.com.

Емельянова Галина Александровна – доктор технических наук, профессор кафедры «Мосты и тоннели» ФГАОУ ВО «Российский университет транспорта», e-mail: ga_emel@mail.ru.

Abstract. Floating mobile machines have become widespread as a base for the creation of transport and technological complexes. They can also be used as the chassis of base stations of mobile transport and reloading rope complexes. One of the most important components ensuring safe navigation is a wave-reflecting shield that increases buoyancy and prevents the car from being flooded by an oncoming wave. The article discusses the methodology of modeling and the results of calculating the water-reflecting shield of a floating mobile machine manufactured by JSC «BAZ».

Keywords: floating machine, water-reflecting shield, loading, strength.

Date of acceptance for publication: 29.10.2021
Date of publication: 25.12.2021

Authors' information:

Vadim I. Tarichko – Candidate of Technical Sciences, Deputy general director – General designer, Bryansk Automobile Plant JSC, e-mail: 32.6909@mail.ru.

Pavel I. Shalipina – Head of the Design Bureau of Calculations and Reliability, Bryansk Automobile Plant JSC, e-mail: p.shalupina@gmail.com.

Galina A. Emelianova – Doctor of Technical Sciences, Professor of bridge and tunnels department, Russian University of Transport (MIIT), e-mail: ga_emel@mail.ru.

Благодарности

Исследование выполнено при финансовой поддержке гранта Президента РФ для государственной поддержки молодых российских ученых-докторов наук №МД-422.2020.8

Acknowledgements

The study was supported by Presidential Grant for Governmental Support to Young Russian Scientists No. №MD-422.2020.8

1. Введение

Плавающие мобильные машины различной конструкции получили широкое распространение в качестве базы для создания транспортно-технологических комплексов. Они также могут использоваться в качестве шасси базовых станций мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов. Что особенно важно для базовой станции, перебрасываемой на сторону, противоположную от препятствия, в качестве которого часто выступает водная преграда [1-4]. Одним из важнейших узлов, обеспечивающих безопасное плавание является водоотражающий щит, повышающий остойчивость и плавучесть,

препятствующей заливу машины встречной волной. Также в процессе эксплуатации базовой станции, оснащенной водоотражающим щитом, он играет роль дополнительной массы-противовеса, обеспечивающей повышение общей устойчивости машины против опрокидывания под действием значительных горизонтальных нагрузок от натяжения канатной системы и веса транспортируемого груза [5, 6].

Объектом исследования является водоотражающий щит, устанавливаемый на мобильную машину производства АО «Брянский автомобильный завод». Общий вид водоотражающего щита представлен на рис. 1.

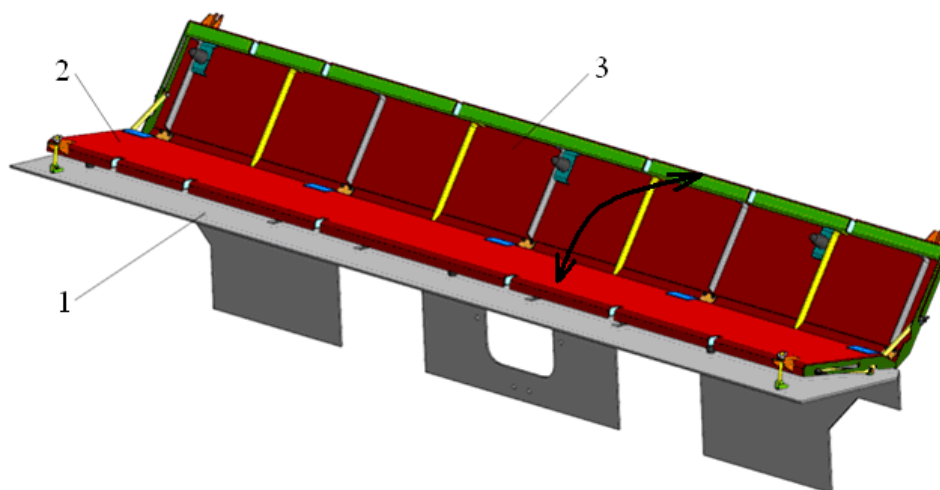


Рис. 1. Общий вид водоотражающего щита: 1 – листы кабины мобильной машины, 2 – водоотражающий щит в транспортном положении, 3 – водоотражающий щит в рабочем положении

Элементы водоотражающего щита для облегчения конструкции изготавливаются из алюминиевого сплава, кронштейны крепления – из стали 08Ю, петли – из стали 10ХСНД.

2. Расчетная нагрузка на водоотражающий щит

Согласно [7] давление воды на щит определяется по формуле:

$$p = \varepsilon \cdot v^2,$$

где ε – коэффициент сопротивления для плавающей машины; v – скорость движения машины.

В расчетах коэффициент ε принимается равным $25 \dots 50 \text{ кгс}^2/\text{м}^4$. При этом меньшее значение принимается для машин, имеющих удобообтекаемые формы корпуса. Для исследуемой машины $\varepsilon = 50 \text{ кгс}^2/\text{м}^4$, $v = 9 \text{ км/ч}$. Таким образом, давление, действующее на водоотражающий щит, равно 3066 Па.

3. Моделирование напряженно-деформированного состояния водоотражающего щита

Оценка напряженно-деформированного состояния водоотражающего щита проводилась на базе метода конечных элементов (МКЭ) [8-13] в нелинейной постановке.

На основе твердотельной модели (рис. 1) разработана идеализированная модель водоотражающего щита (рис. 2).

Все элементы в идеализированной модели представляют собой совокупность твердых и оболочечных тел.

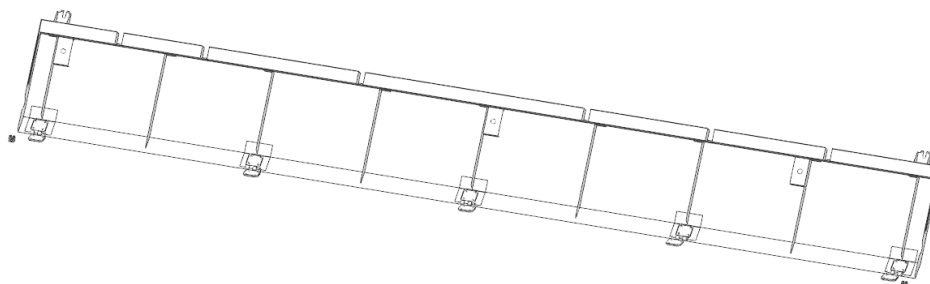


Рис. 2. Идеализированная модель водоотражающего щита

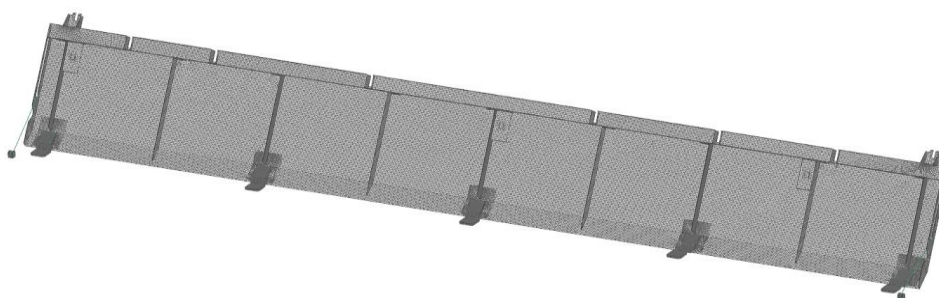


Рис. 3. Конечноэлементная модель водоотражающего щита

Оболочками моделируются листовые (тонкостенные) тела. Расположение оболочек соответствует положению срединных поверхностей листовых тел. Их геометрия аппроксимируется плоскими оболочечными 3- и 4-узловыми конечными элементами, твердых тел – объемными тетраэдральными 4-узловыми конечными элементами. Элементы крепления водоотражающего щита моделируются при помощи абсолютно жестких 1D-элементов. В конечноэлементной модели разрешено вращение петель.

Общий вид разработанной конечноэлементной модели представлен на рис. 3.

Средний размер плоских конечных элементов равен 5 мм, объемных – 3 мм. Количество узлов в конечноэлементной модели составляет 154 203, элементов – 188 626.

Листовые элементы соединены между собой посредством инструмента моделирования «сшивка», при использовании которого грани «сшиваются» между собой в единое тело по совпадающим ребрам. В дальнейшем образуется сплошная согласованная конечноэлементная сетка.

Дополнительно для передачи жесткости в некоторых частях модели применяются спе-

циальные объекты моделирования типа «склейка», которые технически реализуются в виде абсолютно жестких соединений.

Также между элементами скрепление осуществляется посредством балочных элементов, имитирующих болтовое соединение. Тело болта моделируется балочным элементом, имеющим геометрические размеры и свойства материала болта, а взаимодействие шляпки или гайки с конструкцией – элементами связи, что обеспечивает корректную силовую схему в области болтового соединения.

В модели закреплены кронштейны крепления водоотражающего щита и петли, присоединяемые к кабине машины.

Нагрузки, рассчитанные в п.п. 4.1, прикладываются к поверхности водоотражающего щита, согласно рис. 4.

4. Результаты моделирования напряженно-деформированного состояния водоотражающего щита

Результаты моделирования напряженно-деформированного состояния водоотражающего щита плавающей машины (напря-

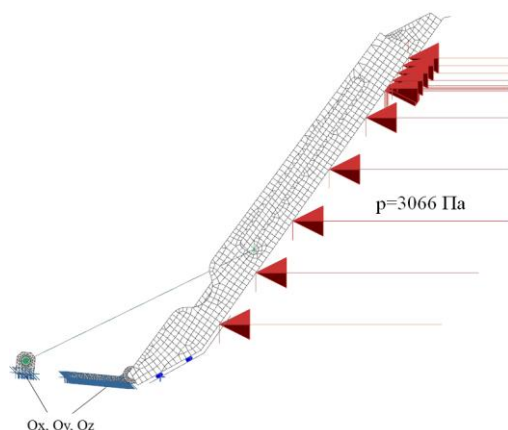


Рис. 4. Приложенные нагрузки и закрепления

жения и деформации) приведены на рис. 5–7.

Результаты моделирования напряженно-деформированного состояния водоотражающего щита при преодолении водных

преград при скорости движения 9 км/ч и высоте волны 500 мм сведены в таблицу.

Таблица
Результаты моделирования напряженно-деформированного состояния и их оценка

Элемент / локализация	Максимальные напряжения, МПа	Допускаемые напряжения, МПа	Коэффициент запаса прочности по σ_T	Максимальные перемещения, мм
Листовые тела	94,35	112	2,01	11,224
Петли	296,451	325	1,31	—

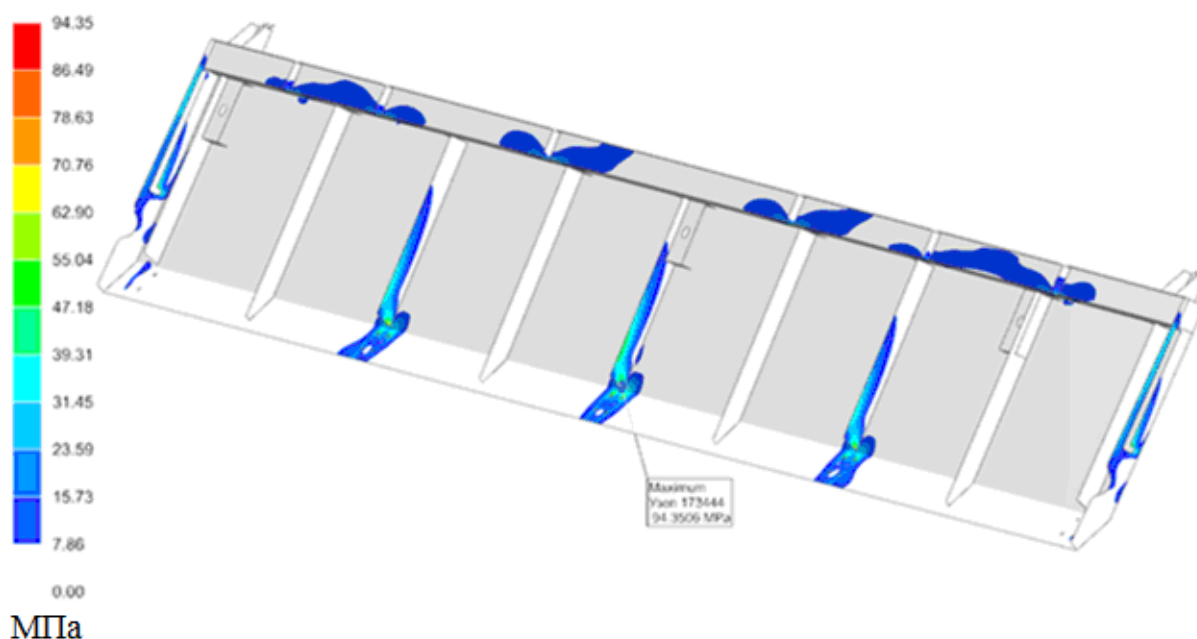


Рис. 5. Результаты моделирования напряженно-деформированного состояния водоотражающего щита: картина напряжений в листовых телах, МПа

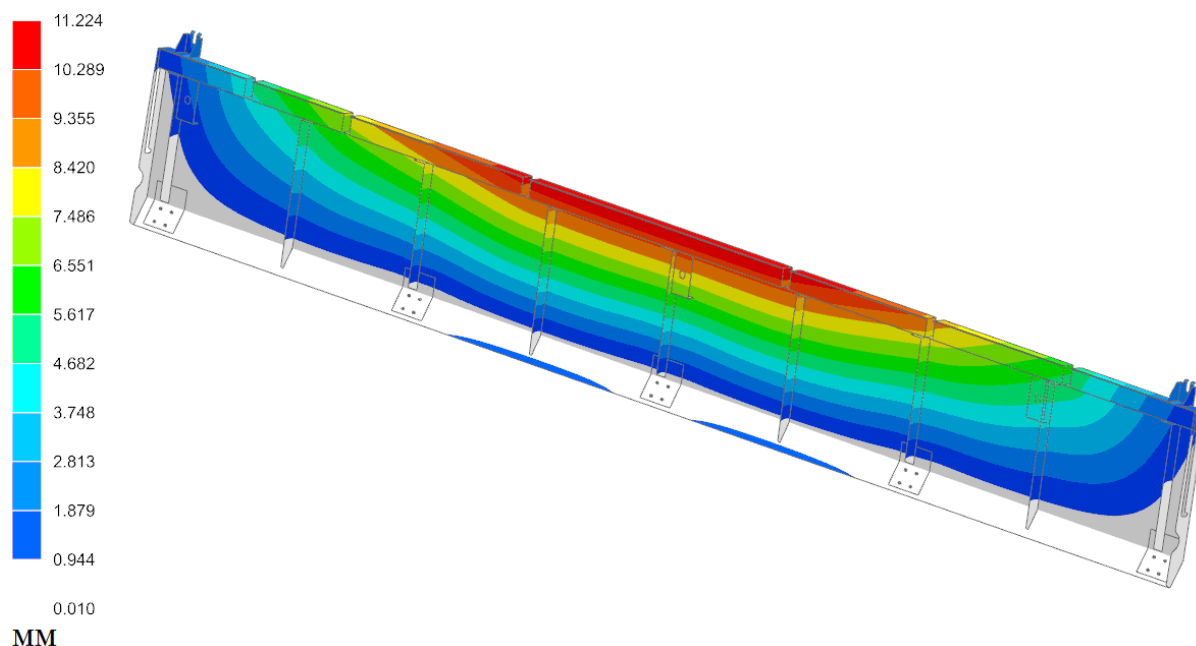


Рис. 6. Результаты моделирования напряженно-деформированного состояния водоотражающего щита: картина перемещений вдоль вертикальной оси при вывешенном положении изделия без уклона и ветра, мм

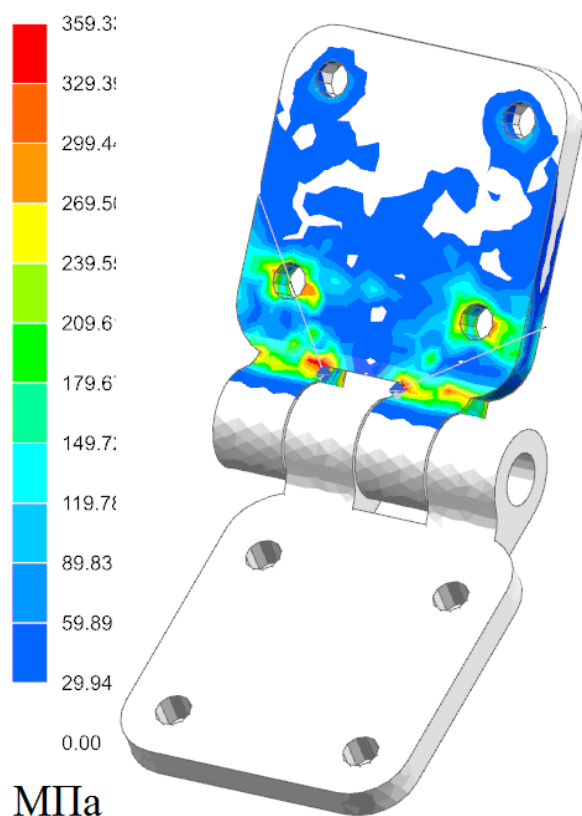


Рис. 7. Картина напряжений в объемных телах (элементах крепления), МПа

4. Основные результаты и выводы

1. Анализ данных, приведенных в таблице, показывает, что коэффициент запаса прочности в алюминиевых деталях составляет 2,01, а в стальных деталях – 1,31, что удовлетворяет условию прочности.

2. Максимальные перемещения в конструкции составляют 11,224 мм.

Для повышения точности результатов моделирования в ходе дальнейших исследований будут использоваться методы численного моделирования гидродинамики.

Список литературы

1. Лагереv И.А., Таричко В.И., Солдатченков С.П., Игнатов Д.А. Создание экспериментального макета мобильной канатной дороги с использованием 3D-печати // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. №2. С. 221-230. DOI:10.22281/2413-9920-2019-05-02-221-230
2. Лагереv А.В., Таричко В.И., Лагереv И.А. Компонировка технологического оборудования на базовом шасси мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2020. №3. С. 388-403. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-03-388-403
3. Таричко В.И., Лагереv И.А. Концепция создания мобильных канатных дорог на базе колесных шасси // Инновационное развитие подъемно-транспортной техники. Материалы Всероссийской научно-практической конференции. 2019. С. 84-87.
4. Лагереv А.В., Лагереv И.А., Таричко В.И. Конструкции и основы проектирования мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов. Брянск: РИСО БГУ, 2020. 207 с.
5. Короткий А.А., Лагереv А.В., Месхи Б.Ч., Лагереv И.А., Панфилов А.В., Таричко В.И. Транспортно-логистические технологии и машины для цифровой урбанизированной среды. Ростов-на-Дону: ДГТУ, 2019. 268 с.
DOI: <http://doi.org/10.5281/zenodo.3551132>
6. Лагереv 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: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2019-05-02-209-220>
7. Аксенов П.В., Кононович Ю.А. Плавающие колесные и гусеничные машины. Конструкция, теория и расчет. Москва: Воениздат, 1963. 269 с.
8. Вершинский А.В., Лагереv И.А., Шубин А.Н., Лагереv А.В. Численный анализ металлических конструкций подъемно-

References

1. Lagerev I.A., Tarichko V.I., Soldatchenkov S.P., Ignatov D.A. The experimental model creation of a mobile ropeway by 3D-printing. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.2, pp. 221-230. DOI:10.22281/2413-9920-2019-05-02-221-230 (In Russian)
2. Lagerev A.V., Tarichko V.I., Lagerev I.A. Placement of technological equipment on the basic chassis of the mobile transportation and reloading rope complex. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No.3, pp. 388-403. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-03-388-403 (In Russian)
3. Tarichko V.I., Lagerev I.A. The concept of creating mobile ropeways based on special wheeled chassis. *Materialy Vseross. nauchnoprakt. konf. «Innovatsionnoe razvitie podemno-transportnoy tekhniki»*, Bryansk, BGTU, 2019, pp. 84-87. (In Russian)
4. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Tarichko V.I. *Konstruktsii i osnovy proektirovaniya mobilnykh transportno-peregruzochnykh kanatnykh kompleksov* [Structures and design fundamentals of mobile transporting and overloading rope facilities]. Bryansk, RISO BGU, 2020. 207 p. (In Russian)
5. Korotkiy A.A., Lagerev A.V., Meskhi B.Ch., Lagerev I.A., Panfilov A.V., Tarichko V.I. *Transportno-logisticheskie tekhnologii i mashiny dlya tsifrovoy urbanizirovannoy sredy* [Transport and logistics technologies and machines for the digital urban environment]. Rostov-on-Don, Don State Technical University, 2019. 268 p. DOI: <http://doi.org/10.5281/zenodo.3551132> (In Russian)
6. Lagerev A.V., Tarichko V.I., Soldatchenkov S.P. General stability of a base vehicle of a mobile ropeway. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.2, pp. 210-220.
DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2019-05-02-209-220> (In Russian)
7. Aksenov P.V., Kononovich Yu.A. *Plavayushie kolesnye i gusenichnye mashiny* [Floating wheeled and tracked vehicles]. Moscow, Voenizdat, 1963. 269 p. (In Russian)

транспортных машин. Брянск: РИО БГУ, 2014. 186 с. DOI:10.5281/zenodo.1202237

9. Вершинский А.В., Лагереv И.А., Шубин А.Н., Лагереv А.В. Расчет металлических конструкций подъемно-транспортных машин методом конечных элементов. Брянск: РИО БГУ, 2015. 210 с. DOI: 10.5281/zenodo.1202240

10. Киятина, И.И. Формирование компетенций в области современных сквозных цифровых технологий у обучающихся по направлению «Реклама и связи с общественностью» / И.И. Киятина, И.А. Лагереv // Ученые записки Брянского государственного университета. 2020. №2. С. 11-15.

11. Лагереv И.А. Расчеты грузоподъемных машин методом конечных элементов. Брянск: Изд-во БГТУ, 2013. 116 с.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1202235>

12. Лагереv А.В., Мильто А.А., Лагереv И.А. Универсальная методика динамического анализа гидравлических кранов-манипуляторов // Вестник Брянского государственного технического университета. 2013. №3. С. 24-31.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1302038>

13. Лагереv А.В., Лагереv И.А., Мильто А.А. Универсальная методика определения напряжений в стержневых элементах конструкций гидравлических кранов-манипуляторов в задачах динамики // Вестник Брянского государственного университета. 2013. №4. С. 21-27. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1302198>

8. Vershinckii A.V., Lagerev I.A., Shubin A.N., Lagerev A.V. *Chislennyyi analiz metallicheskih konstruksii podemno-transportnykh maschin* [Numerical analysis of metal constructions of lifting-transport machines]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Universitet, 2014. 186 p. DOI:10.5281/zenodo.1202237 (In Russian).

9. Vershinckii A.V., Lagerev I.A., Shubin A.N., Lagerev A.V. *Raschet metallicheskih konstruksii podemno-transportnykh maschin metodom konechnykh elementov* [Calculation of metal structures of lifting and transport machines by the finite element method]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Universitet, 2015. 210 p. DOI: 10.5281/zenodo.1202240 (In Russian).

10. Kiyutina I.I., Lagerev I.A. Formation of competencies in the field of modern end-to-end digital technologies for students in the direction of PR, *Uchenye zapiski Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No.2, pp. 11-15. (In Russian)

11. Lagerev I.A. *Raschet gruzopodemnykh maschin metodom konechnykh elementov* [Calculations of lifting machines by the finite element method]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Tekhnicheskiiy Universitet, 2013. 116 p.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1202235> (In Russian)

12. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Universal technique for analysing hydraulic articulating crane dynamics. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2013, No.3, pp. 24-31. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1302038> (In Russian)

13. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Milto A.A. Universal technique for stress analysis of beam elements of articulating cranes in case of dynamic load. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2013, No.4, pp. 21-27.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1302198> (In Russian)

УДК 629.114.46(575.3)

ОЦЕНКА ФОРМИРОВАНИЯ РЕСУРСА ШИН ГРУЗОВЫХ
АВТОМОБИЛЕЙ В ГОРНЫХ УСЛОВИЯХ ПРИ СТРОИТЕЛЬСТВЕ
РОГУНСКОЙ ГИДРОЭЛЕКТРОСТАНЦИИASSESSMENT OF THE RESOURCE FORMATION OF TRUCK TIRES IN
MOUNTAINOUS CONDITIONS DURING THE CONSTRUCTION OF THE ROGUN
HYDRO POWER PLANTSУмирзоков А.М.¹, Джобиров Ф.И.¹, Сайдуллозода С.С.^{1,2}, Бердиев А.Л.¹
Umirezokov A.M.¹, Jobirov F.I.¹, Saidullozoda S.S.^{1,2}, Berdiev A.L.¹¹Таджикский технический университет им. акад. М.С. Осими (Душанбе, Таджикистан)²Южно-Уральский государственный университет (Челябинск, Россия)¹Tajik Technical University named after acad. M.S. Osimi, (Dushanbe, Republic of Tajikistan)²South Ural State University, (Chelyabinsk, Russian Federation)

Аннотация. В суровых горных условиях эксплуатации грузовых автомобилей при строительстве гидротехнических сооружений автомобильная шина является наиболее уязвимым элементом, определяющим эффективность транспортного процесса и себестоимость грузоперевозок. Из-за значительного снижения ресурса шин грузовых автомобилей в суровых условиях гор заметно повышаются затраты на эксплуатацию автомобиля. Цель исследования связана с оценкой, корректированием и нормированием ресурса, а также с планированием затрат на приобретение и всего жизненного цикла шин грузовых автомобилей, эксплуатируемых в горных условиях. Работа посвящена оценке формирования ресурса шин грузовых автомобилей в горных условиях строительства Рогунской ГЭС с учетом влияния наиболее значимых факторов. Для оценки формирования ресурса шин грузовых автомобилей в горных условиях строительства Рогунской ГЭС использован комплексный научный подход с учетом наиболее значимых факторов. Оценка влияния колебаний внешних воздействий на объект исследования в зависимости от условий и характера протекания процесса формирования ресурса шин осуществлялась вероятностно-статистическим методом, а эмпирические характеристики распределения вышеуказанных факторов рассчитывались по методу В.И. Романовского. Приведенная в статье упрощенная математическая модель может быть рекомендована при корректировании ресурсов шин грузовых автомобилей в горных условиях при строительстве (на примере строительства Рогунской ГЭС). Практическая значимость работы связана с подбором и планированием потребности в автомобильных шинах, эксплуатируемых в горных условиях. Результаты исследований могут быть рекомендованы для оценки ресурса шин различных типоразмеров и конструктивных исполнений, монтируемых на грузовых автомобилях различных модификаций, эксплуатируемых в различных дорожно-климатических условиях при строительстве.

Abstract. In the harsh mountainous conditions of the operation of trucks during the construction of hydraulic structures, the car tire is the most vulnerable element that determines the efficiency of the transport process and the cost of transportation. Due to a significant decrease in the resource of truck tires in the harsh mountain conditions, the cost of operating a vehicle increases significantly. The purpose of the study is related to the assessment, adjustment and regulation of the resource, as well as planning the costs of purchasing and the entire life cycle of truck tires operated in mountainous conditions. The work is devoted to the assessment of the formation of the resource of truck tires in the mountainous conditions of the construction of the Rogun HPP, taking into account the influence of the most significant factors. To assess the formation of the resource of truck tires in the mountainous conditions of the construction of the Rogun HPP, an integrated scientific approach was used, taking into account the most significant factors. The assessment of the influence of fluctuations of external influences on the object of research, depending on the conditions and nature of the process of formation of the tire resource was carried out by the probabilistic-statistical method, and the empirical characteristics of the distribution of the above factors were calculated by the method of V.I. Romanovsky. The simplified mathematical model presented in the article can be recommended when adjusting the tire resources of trucks in mountainous conditions during the construction of hydraulic structures (for example, the construction of the Rogun HPP). The practical significance of the work is associated with the selection and planning of the need for automobile tires, operated in mountain conditions. The research results can be recommended for assessing the resource of tires of various standard sizes and designs mounted on trucks of various modifications, operated in various road and climatic conditions during the construction of hydraulic structures.

Ключевые слова: автомобильная шина, ресурс, горные условия, радиальная нагрузка, температура шины, неровность дороги.

Keywords: car tire, resource, mountain conditions, radial load, tire temperature, road roughness.

Дата принятия к публикации: 29.09.2021
Дата публикации: 25.12.2021

Date of acceptance for publication: 29.09.2021
Date of publication: 25.12.2021

Сведения об авторах:

Умирзоков Ахмад Маллабоевич – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Эксплуатация автомобильного транспорта» Таджикского технического университета им. акад. М.С. Осими, e-mail: ahmad.umirzokov@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-9966-2359

Джобиров Фируз Изатуллоевич – старший преподаватель кафедры «Эксплуатация автомобильного транспорта» Таджикского технического университета им. акад. М.С. Осими, e-mail: jobirov.firuz@mail.ru.

ORCID: 0000-0003-3819-1378

Сайдуллозода Сайвали Сайдулло – аспирант кафедры «Колесные и гусеничные машины» ФГА-ОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет» (НИУ), e-mail: saivali.saidullo@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-9663-2453

Бердиев Алишер Лугмонович – старший преподаватель кафедры «Эксплуатация автомобильного транспорта» Таджикского технического университета им. акад. М.С. Осими, e-mail: alik8405@inbox.ru.

ORCID: 0000-0002-8013-4716

Authors' information:

Ahmad M. Umirzokov – Candidate of Technical Sciences, associate professor, associate professor of the Department of Operation of Automobile Transport, Tajik Technical University named after acad. M.S. Osimi, e-mail: ahmad.umirzokov@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-9966-2359

Firuz I. Jobirov – Senior lecturer of the Department of Operation of Automobile Transport, Tajik Technical University named after acad. M.S. Osimi, e-mail: jobirov.firuz@mail.ru.

ORCID: 0000-0003-3819-1378

Saivali S. Saidullozoda – Postgraduate of the Department of Wheeled and Tracked Vehicles, South Ural State University, e-mail: saivali.saidullo@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-9663-2453

Alisher L. Berdiev – Senior lecturer of the Department of Operation of Automobile Transport, Tajik Technical University named after acad. M.S. Osimi, e-mail: alik8405@inbox.ru.

ORCID: 0000-0002-8013-4716

1. Введение

Значимость факторов, влияющих на формирование ресурса шин грузовых автомобилей в горных условиях при строительстве Рогунской ГЭС обоснована по результатам теоретических исследований на основе предположений о том, что основными значимыми факторами являются дорожные и климатические условия, а также радиальная нагрузка, приложенная к колесам автомобиля.

На основе априорных данных установлено, что для горных условий эксплуатации грузовых автомобилей при строительстве Рогунской ГЭС характерны следующие особенности:

- Ресурс шин грузовых автомобилей в горных условиях значительно отличается от нормативного ресурса, установленного заводом изготовителем, а интенсивность изнашивания рисунка протектора высокая. Наблюдается также частое снятие с эксплуата-

ции шин грузовых автомобилей по причине механических повреждений, не подлежащих восстановлению.

- В данных условиях такие факторы как высота над уровнем моря, надежность водителя, скорость движения автомобиля (в условиях строительства Рогунской ГЭС средняя скорость движения автомобилей самосвалов за езду небольшая и составляет примерно 11...20 км/ч), вид погрузки и т.п. относятся к категории малозначимых факторов. Следовательно, в процессе экспериментальных исследований, влияние названных факторов не принимались во внимание.

2. Материалы и методы исследования

При эксплуатации грузовых автомобилей в сложных горных условиях строительства гидротехнических сооружений на ресурс автомобильной шины, так или иначе, влияют свыше сорока факторов, которые характери-

зуются непостоянством и варьируют в достаточно широких пределах [1]. Более того, сочетание влияния большого разнообразия факторов, определяющих износ, следовательно, и срок службы шины, также отличается изменчивостью и относится к событию, имеющего вероятностный характер с широкими пределами значений числовых показателей [2-4]. Можно предполагать, что при оценке и корректировании ресурса шин грузовых автомобилей невозможно учитывать влияние каждого из названных факторов в отдельности [5]. Для этой цели в качестве наиболее значимых факторов, определяющих формирование ресурса шин грузовых автомобилей, можно выделить дорожно-климатические условия и радиальную нагрузку. Тогда упрощенная математическая модель для корректирования ресурса шин грузовых автомобилей в горных условиях при строительстве (на примере строительства Рогунской ГЭС) $L_{ш}^k$ можно выразить следующей зависимостью

$$L_{ш}^k = L_{ш}^n \cdot k_D \cdot k_T \cdot k_N \cdot k_{np} = L_{ш}^n \cdot (1 - k_d) \cdot k_T \cdot k_N \cdot k_{np}, \quad (1)$$

где $L_{ш}^n$ – нормативный ресурс шины грузового автомобиля в нормальных условиях эксплуатации, тыс. км (для шин типоразмера 18.00-25 $L_{ш}^n = 45$ тыс. км); $k_D = (1 - k_d)$ – обобщающий динамический коэффициент корректирования ресурса шин; k_d – динамический коэффициент дорожных условий; k_T – корректирующий коэффициент влияния температуры окружающей среды на формирование ресурса шин; k_N – корректирующий коэффициент влияния радиальной нагрузки на формирование ресурса шин; k_{np} – корректирующий коэффициент, учитывающий влияние прочих факторов на формирование ресурса шин.

Значение корректирующего коэффициента определяется с учетом среднего значения радиальной нагрузки, действующей на отдельную шину $P_{ш}^{cp}$

$$P_{ш}^{cp} = \frac{\sum P}{n_k} \cdot \eta, \quad (2)$$

где $\sum P$ – суммарное значение радиальной нагрузки, передаваемой от автомобиля к дорожному полотну посредством шины, Н; η –

коэффициент распределения веса автомобиля по осям; n_k – число колес автомобиля на каждой оси, шт.

Суммарное значение радиальной нагрузки $\sum P$, передаваемой от автомобилей-самосвалов, цементовозов, бензовозов и тому подобных грузовых автомобилей к дорожному полотну можно определить из выражения:

$$\sum P = (m_c + \frac{m_g}{2}) \cdot g \cdot \eta, \quad (3)$$

где m_c – полная снаряженная масса автомобиля, кг; m_g – масса груза, кг; g – ускорение свободного падения, м/с².

На основе выдвинутых теоретических предположений о том, что колебания значимых внешних воздействий подчиняются нормальному закону распределения, результаты экспериментальных исследований обрабатывались методами математической статистики [6]. В процессе экспериментальных исследований определялись основные вероятностно-статистические характеристики внешних воздействий, определяющих ресурс шин грузовых автомобилей в реальных условиях эксплуатации (рис. 1 и 2).

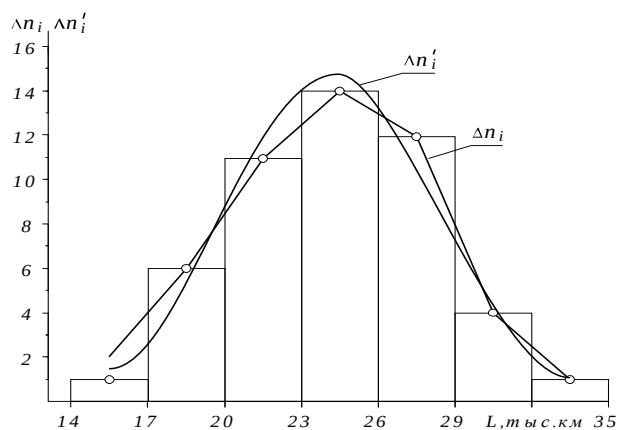


Рис. 1. Графики функций эмпирических и теоретических частот распределения ресурсов шин типоразмера 18.00-25, смонтированных на автомобилях-самосвалах БелАЗ-7540В, эксплуатируемых в условиях строительства Рогунской ГЭС: $L_{cp} = 25,14$ тыс. км; $\sigma = 4,05$ тыс. км; $v = 16\%$

При этом, по результатам экспериментальных исследований определялись основные вероятностно-статистические характеристики значимых факторов, формирующих

ресурс шины: дорожных условий, температуры шины, относительной радиальной нагрузки, а также интенсивности изнашивания рисунка протектора шин, установленных на грузовых автомобилях БелАЗ-7540В, SHACMAN-SX3256DR384, HOWO-336 и Dongfeng-DFL3251A.

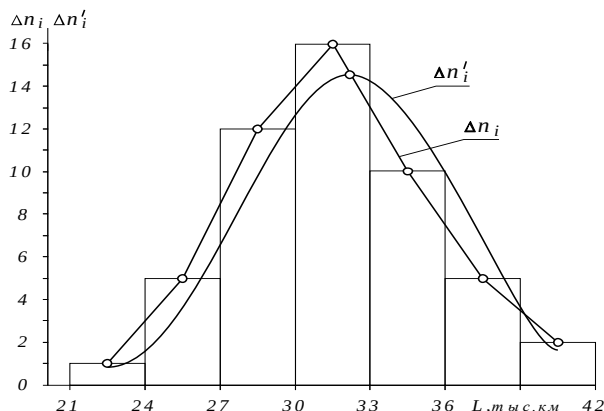


Рис. 2. Графики функций эмпирических и теоретических частот распределения ресурсов шин типоразмера 12.00-20, монтированных на автомобилях-самосвалах SHACMAN-SX3256DR384, HOWO-336, Dongfeng-DFL3251A, эксплуатируемых в условиях строительства Рогунской ГЭС: $L_{cp} = 32,2$ тыс. км; $\sigma = 4,1$ тыс. км; $\nu = 12,7\%$

Эмпирические распределения сопоставлялись с теоретическими по критерию согласия Пирсона χ^2 [7, 8]. Результаты расчетов показывают, что эмпирические характеристики распределения факторов хорошо согласуются с теоретическим нормальным законом распределения. Вероятности согласия распределений внешних воздействий $P(\chi^2)$ при этом находились в пределах 0,32...0,83.

Для указанных параметров определялись: математические ожидания, средние квадратичные отклонения, дисперсии, коэффициенты вариации, а также спектральные плотности.

Динамика процессов формирования ресурсов шин грузовых автомобилей наиболее полно проявляется в характере протекания их корреляционных функций и спектральных плотностей. Спектральные плотности внешних воздействий являются дополнительными оценками, характеризующими их динамику в частотной области [9].

Распределение среднего значения ресурса по месяцам года, а также результаты спектрального анализа процесса изнашивания шин типоразмера 18.00-25 грузовых автомобилей БелАЗ-7540В, эксплуатируемых в условиях строительства Рогунской ГЭС, представлены на рис. 3.

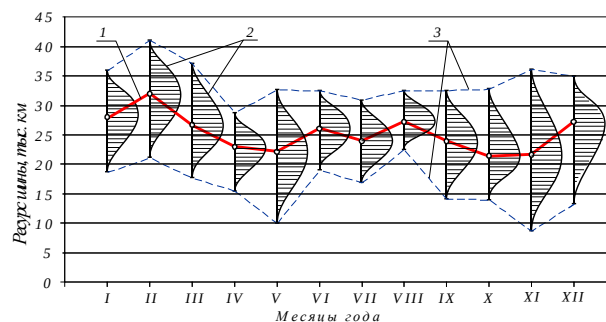


Рис. 3. Распределение среднего значения ресурса шин типоразмеров 18.00-25 грузовых автомобилей БелАЗ-7540В, эксплуатируемых в условиях строительства Рогунской ГЭС по месяцам года:
1 — среднее значение ресурса шин до снятия их с эксплуатации; 2 — спектральные плотности распределения ресурса шин;
3 — границы спектров распределения ресурсов шин.

Как видно из графика, границы спектров распределения ресурсов шин грузовых автомобилей БелАЗ-7540В, эксплуатируемых в условиях при строительстве гидротехнического сооружения изменяются в достаточно широких пределах. При этом нижнее, верхнее и среднее значения границ спектра ресурса шин составляют $L_{min} = 8,2$ тыс. км, $L_{max} = 41,8$ тыс. км, $L_{cp} = 24,9$ тыс. км. Ресурсы шин по месяцам года распределяются в основном по нормальному закону с коэффициентами вариаций $\nu = 6,0...41,2\%$.

Распределение среднего значения ресурса шин по месяцам года, а также результаты спектрального анализа процесса изнашивания шин типоразмера 12.00-20, монтируемых на грузовых автомобилях Китайского производства SHACMAN-SX3256DR384, HOWO-336 и Dongfeng-DFL3251A, эксплуатируемых в условиях строительства Рогунской ГЭС, представлены на рис. 4.

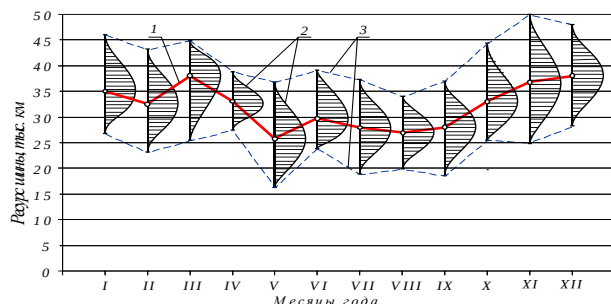


Рис. 4. Распределение среднего значения ресурса шин типоразмеров 12.00-20 грузовых автомобилей SHACMAN-SX3256DR384, XOWO-336, Dongfeng-DFL3251A, эксплуатируемых в условиях строительства Рогунской ГЭС по месяцам года:
1 – среднемесячный ресурс шин до снятия их с эксплуатации; 2 – спектральные плотности распределения ресурса шин; 3 – границы спектров распределения ресурсов шин

Как видно из графика, границы спектров распределения ресурсов шин грузовых автомобилей SHACMAN-SX3256DR384, XOWO-336, Dongfeng-DFL3251A, эксплуатируемых в горных условиях при строительстве изменяются в достаточно широких пределах.

При этом нижнее, верхнее и среднее значения границ спектра ресурса шин составляют $L_{min} = 16,1$ тыс. км, $L_{max} = 50,0$ тыс. км, $L_{cp} = 32,1$ тыс. км. Ресурсы шин по месяцам года распределяются в основном по нормальному закону с коэффициентами вариаций $v = 6,4...42,3\%$.

3. Результаты исследования

В реальных условиях эксплуатации грузовых автомобилей, в большинстве случаев, имеет место комплексное или одновременное влияния множества факторов, обуславливающих их ресурс [10].

Рассмотрим совместное влияние наиболее значимых факторов на формирование ресурса шины.

Совместное влияние дорожных условий и радиальной нагрузки на интенсивность изнашивания рисунка протектора, а, следовательно, и ресурса шин грузовых автомобилей в условиях строительства Рогунской ГЭС при условно постоянной температуре поверхности шины представлено на рис. 5.

Из анализа приведенного графика видно, что наибольшее влияние на формирование ресурсов шин грузовых автомобилей в условиях строительства Рогунской ГЭС оказывают дорожные условия, которые характеризуются неровностью дорожного полотна, которая варьирует в пределах от 6,0 до 8,0 м/км и выше.

Не менее важным сочетанием факторов, определяющим интенсивность изнашивания рисунка протектора или ресурсов шин грузовых автомобилей, является совместное влияние неровности дороги и температуры поверхности шины [11, 12].

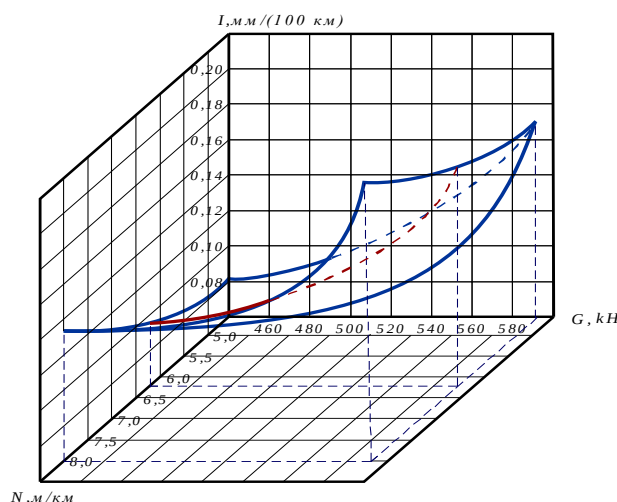


Рис. 5. Зависимость интенсивности износа рисунка протектора шины типоразмера 18.00-25 от радиальной нагрузки и неровности дороги

Следует отметить, что влияние неровности дороги на формирование ресурса шины усугубляется повышением температуры ее поверхности. Экспериментально установлено, что для условий строительства Рогунской ГЭС, в летний период эксплуатации автомобилей, температура поверхности шины не редко достигает 80°C и выше. При этом разница температур между поверхностью шины и окружающим воздухом варьирует в пределах $45...55^\circ\text{C}$.

Зависимость интенсивности изнашивания рисунка протектора шин типоразмера 18.00-25 для условий эксплуатации в горных карьерах строительства Рогунской ГЭС представлена на рис. 6.

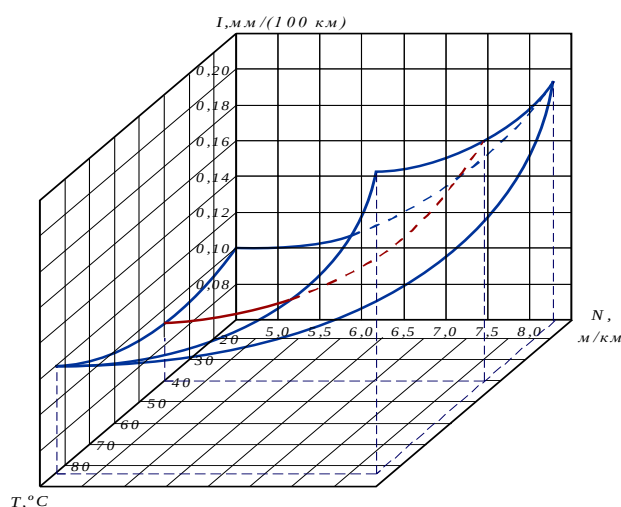


Рис. 6. Зависимость интенсивности износа рисунка протектора шины типоразмера 18.00-25 от температуры шины и неровности дороги

Из анализа приведенного графика следует, что под совместным влиянием дорожных условий и температуры поверхности шины заметно повышается интенсивность изнашивания рисунка протектора. Влияние сложности дорожных условий, определяемых, в данном случае, неровностью дорожного полотна значительно растет с повышением температуры шины из-за снижения механических свойств резины и ухудшения ее структурных показателей.

Приблизительно такой же эффект наблюдается при совместном влиянии радиальной нагрузки и температуры поверхности шины. Зависимость совместного влияния радиальной нагрузки и температуры поверхности шины при одинаковых дорожных условиях представлена на рис. 7.

Экспериментальные данные по совместному влиянию названных факторов получены в условиях одного маршрута движения с максимально возможными вариациями радиальной нагрузки (полной массы автомобиля) и температуры поверхности шины. При этом температура поверхности шины, как и при прежних опытах, варьировала в пределах 50...80°C, а полная масса автомобиля составляла 45...57 т для автомобилей-самосвалов БелАЗ-7540В.

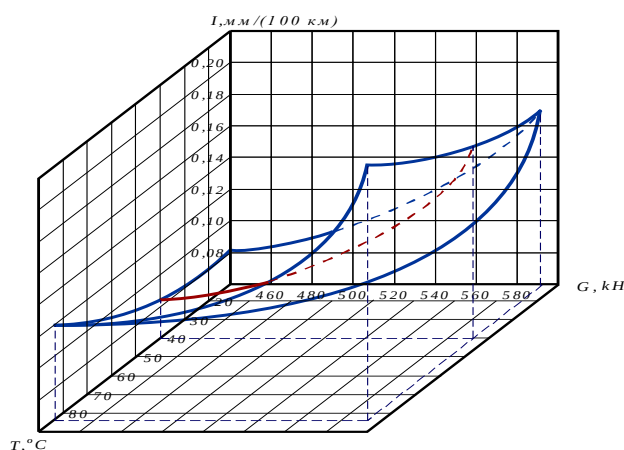


Рис. 7. Зависимость интенсивности износа рисунка протектора шины типоразмера 18.00-25 от радиальной нагрузки и температуры шины

4. Выводы

1. Из всего разнообразия факторов, формирующих ресурс шин грузовых автомобилей в условиях строительства Рогунской ГЭС, наиболее значимыми являются: дорожные условия; температура поверхности шины; радиальная нагрузка, приложенная к колесам автомобиля.

Все остальные малозначимые факторы объединены в единый фактор, именуемый как прочие факторы.

Значимость факторов, влияющих на ресурс шин грузовых автомобилей, установлены по рекомендациям Кузнецова Е.С. на основе многофакторной математической модели.

2. По результатам экспериментальных исследований, определялись основные вероятностно-статистические характеристики значимых факторов, формирующих ресурс шин.

Установлено, что ресурсы шин грузовых автомобилей распределяются по нормальному закону и характеризуются следующими показателями:

- для шин типоразмеров 18.00-25: $L_{cp} = 25,14$ тыс. км; $\sigma = 4,05$ тыс. км; $\nu = 16,00\%$;
- для шин типоразмеров 12.00-20: $L_{cp} = 32,2$ тыс. км; $\sigma = 4,1$ тыс. км; $\nu = 12,7\%$.

Список литературы

1. Горюнов С.В. Функциональная модель прогнозирования долговечности шин карьерных автосамосвалов // Известия МГТУ МАМИ. 2013. Т. 1. № 2(16). С. 149-154.
2. Турсунов А.А. Управление работоспособностью автомобилей в горных условиях эксплуатации. Душанбе: Ирфон, 2003. 356 с.
3. Умирзоков А.М., Саибов А.А., Джобиров Ф.И., Абаев А.Х., Бердиев А.Л. Классификация факторов, влияющих на пробег шин в условиях высокогорных карьеров // Политехнический вестник. Серия: Инженерные исследования. 2018. № 3(43). С. 44-48.
4. Umirzokov A.M., Mallaboev U.M., Saidullozoda S.S., Khabibullozoda Kh.Kh. Classification of factors influencing the reliability of the driver-vehicle-road-environment (DVRE) system in the conditions of mountain quarries. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020, Vol. 817(1), 012036. DOI: 10.1088/1757-899X/817/1/012036.
5. Бакеев Р.Б. Проблема определения и корректирования нормативов ресурса автомобильных шин // Проблемы эксплуатации автомобилей, строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин: Межвузовский сб. научн. тр. Тюмень: ТГНУ, 2001. С. 3-5.
6. Умирзоков А.М., Саибов А.А., Абаев А.Х., Бердиев А.Л., Джобиров Ф.И. Вероятностно-статистическая оценка влияния факторов, влияющих на пробег автомобильных шин в условиях высокогорных карьеров // Политехнический вестник. Серия: Инженерные исследования. 2018. № 3(43). С. 40-44.
7. Гафарова Л.М., Завьялова И.Г., Мустафин Н.Н. Об особенностях применения критерия согласия Пирсона χ^2 // Экономические и социально-гуманитарные исследования. 2015. № 4(8). С. 63-67.
8. Методика статистической обработки эмпирических данных / РТМ 44-62. М.: Госстандарт, 1966. 101 с.
9. ГОСТ 21878-76. Случайные процессы и динамические системы. Термины и

References

1. Goryunov S.V. Functional model for predicting the durability of tires of mining dump trucks. *Izvestiya MSTU MSMBU*, 2013, No. 2(16), pp. 149-154. (In Russian).
2. Tursunov A.A. *Upravleniye rabotosposobnost'yu avtomobiley v gornyykh usloviyakh ekspluatatsii* [Vehicle performance management in mountainous operating conditions]. Dushanbe: Irfon, 2003, 356 p. (In Russian).
3. Umirzokov A.M., Saibov A.A., Dzhobirov F.I., Abaev A.Kh., Berdiev A.L. Classification of factors affecting tire mileage in high-mountain quarries. *Polytechnic Bulletin. Series: Engineering Research*, 2018, No. 3(43), pp. 44-48. (In Russian).
4. Umirzokov A.M., Mallaboev U.M., Saidullozoda S.S., Khabibullozoda Kh.Kh. Classification of factors influencing the reliability of the driver-vehicle-road-environment (DVRE) system in the conditions of mountain quarries. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2020, Vol. 817(1) 012036. DOI: 10.1088/1757-899X/817/1/012036.
5. Bakeev R.B. The problem of determining and adjusting the standards for the resource of car tires. *Problems of the operation of cars, construction, road and hoisting-and-transport machines: Interuniversity collection of scientific papers*. Tyumen, TSOGU, 2001, pp. 3-5. (In Russian).
6. Umirzokov A.M., Saibov A.A., Abaev A.Kh., Berdiev A.L., Dzhobirov F.I. Probabilistic-statistical assessment of the influence of factors affecting the mileage of car tires in the conditions of high-mountain quarries. *Polytechnic Bulletin. Series: Engineering Research*, 2018, No. 3(43), pp. 40-44. (In Russian).
7. Gafarova L.M., Zavyalova I.G., Mustafin N.N. On the peculiarities of applying the Pearson χ^2 criterion of agreement. *Economic and social and humanitarian studies*, 2015, No. 4(8), pp. 63-67. (In Russian).
8. *Metodika statisticheskoy obrabotki empi-richeskikh dannykh* [Methodology for statistical processing of empirical data] RTM 44-62. Moscow, Gosstandard, 1966. 101 p. (In Russian).

определения. М.: Изд-во стандартов, 1976. 22 с.

10. Щекочихин А.В. Факторы, влияющие на ресурс шин при эксплуатации // Приоритетные научные направления: от теории к практике. 2015. № 17. С. 120-124.

11. Кадыров А.С., Кабикенов С.Ж., Жаркенов Н.Б., Нурмаганбет Н.С., Методика определения прогнозируемого ресурса автомобильных шин большегрузных автосамосвалов по эксплуатационным показателям // Успехи современного естествознания. 2015. № 1-4. С. 648-650.

12. Горюнов С.В., Шарипов В.М. Прогнозирование долговечности пневматических шин карьерных автосамосвалов // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2015. № 11. С. 127-130.

9. GOST 21878-76. *Random processes and dynamical systems. Terms and Definitions*. Moscow, Publishing house of standards, 1976. 22 p. (In Russian).

10. Shchekochikhin A.V. Factors affecting the tire life during operation. *Priority scientific directions: from theory to practice*, 2015, No. 17, pp. 120-124. (In Russian).

11. Kadyrov A.S., Kabikenov S.Zh., Zharkenov N.B., Nurmaganbet N.S. Methods for determining the predicted resource of automobile tires of heavy-duty dump trucks by performance. *Successes of modern natural science*, 2015, No. 1-4, pp. 648-650. (In Russian).

12. Goryunov S.V., Sharipov V.M. Prediction of the durability of pneumatic tires for mining dump trucks. *Mining information and analytical bulletin (scientific and technical journal)*, 2015, No. 11, pp. 127-130. (In Russian)

УДК (UDC) 629.35

ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ ЭЛЕМЕНТОВ КРЕПЛЕНИЯ КАБИНЫ
КОЛЕСНОГО ШАССИ ВЫСОКОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИASSESSMENT OF THE STRENGTH OF THE CABIN MOUNTING ELEMENTS
OF THE HIGH-CAPACITY WHEELED CHASSISШалупина П.И.¹, Артемова А.А.²
Shalupina P.I.¹, Artyomova A.A.²¹ – АО «Брянский автомобильный завод» (Брянск, Россия)² – Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)¹ – Bryansk Automobile Plant JSC (Bryansk, Russian Federation)² – Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. В статье рассматриваются вопросы моделирования напряженно-деформированного состояния узлов крепления кабины колесного шасси высокой грузоподъемности. Определены основные расчетные нагрузки. Построены геометрические и расчетные конечноэлементные модели, учитывающие особенности металлической конструкции. Применена методика склейки элементов сеточной модели. Учитывается контактное взаимодействие деталей. На основе выполненных расчетов сделаны выводы о соответствии разработанной конструкции требованиям прочности.

Ключевые слова: колесное шасси, кабина, крепление, рама, напряженно-деформированное состояние.

Дата принятия к публикации: 04.10.2021
Дата публикации: 25.12.2021

Сведения об авторах:

Шалупина Павел Игоревич – начальник конструкторского бюро расчетов и надежности АО «Брянский автомобильный завод»,
e-mail: p.shalupina@gmail.com.

Артемова Анна Алексеевна – студент ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского»,
e-mail: a.artemova25@yandex.ru.

Abstract. The article deals with the issues of modeling the stress-strain state of the attachment points of the cab of a wheeled chassis of high load capacity. The main design loads are determined. Geometric and computational finite element models are constructed, taking into account the features of the metal structure. The technique of gluing elements of the grid model is applied. The contact interaction of the parts is taken into account. Based on the calculations performed, conclusions are drawn about the compliance of the developed structure with the strength requirements.

Keywords: wheeled chassis, cab, mount, frame, stress-strain state.

Date of acceptance for publication: 04.10.2021
Date of publication: 25.12.2021

Authors' information:

Pavel I. Shalipina – Chief specialist of the Design Bureau of Calculations and Reliability, Bryansk Automobile Plant JSC, e-mail: p.shalupina@gmail.com.

Anna A. Artyomova – student, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University,
e-mail: a.artemova25@yandex.ru.

Благодарности

Исследование выполнено при финансовой поддержке гранта Президента РФ для государственной поддержки молодых российских ученых-докторов наук №МД-422.2020.8

Acknowledgements

The study was supported by Presidential Grant for Governmental Support to Young Russian Scientists No. №MD-422.2020.8

1. Введение

Мобильные транспортно-перегрузочные канатные комплексы [1-4] используются для выполнения транспортных операций (перевозки грузов и пассажиров) в труднодоступ-

ной местности, а также в сложных оперативных условиях. Оборудование канатной дороги размещается на колесных шасси высокой грузоподъемности [5, 6].

Одним из важнейших этапов обеспечения надежности и безопасности транспортных машин является оценка их динамической нагруженности и выполнение прочностных расчетов [7-10].

В работе рассмотрен вопрос исследования напряженно-деформированного состояния элементов крепления кабины к раме колесного шасси высокой грузоподъемности, используемого для размещения оборудования мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса.

2. Конструкция крепления кабины к раме колесного шасси

Элементы крепления кабины устанавливаются на раму шасси. Их расположение на раме показано на рис. 1.

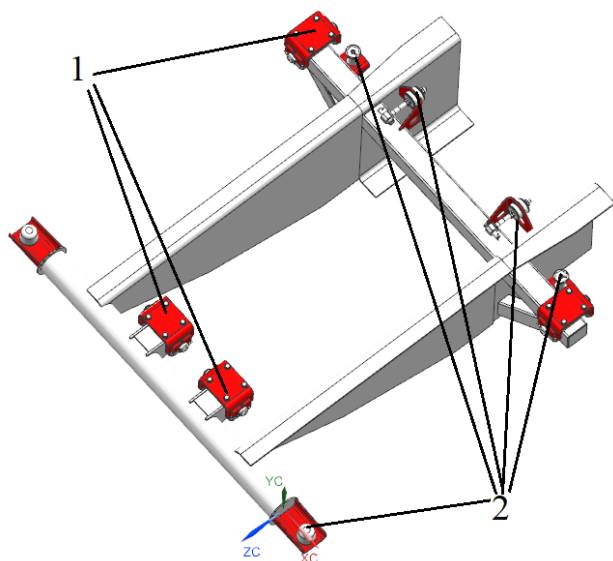


Рис. 1. Конструкция крепления кабины к раме колесного шасси: 1 – основные опоры, 2 – дополнительные опоры (в том числе с реактивными тягами)

В ходе исследования разработана идеализированная геометрическая твердотельная модель объекта (рис. 2). Для этого согласно известным методикам [11-13] использовалась CAD-система. Идеализированная модель не учитывает фаски, скругления, галтели и проточки в деталях, поскольку указанные элементы не оказывают существенного влияния на результаты расчета [11, 12].

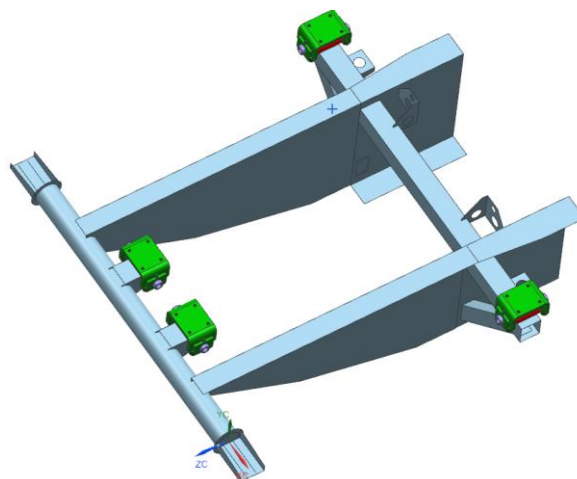


Рис. 2. Идеализированная модель крепления кабины к раме колесного шасси

Крепление кабины должно выдержать нагрузку, которая складывается из веса бронированной кабины, экипажа, оборудования заказчика. Центр масс кабины совпадает с геометрическим центром кабины и расположен на продольной оси симметрии.

3. Определение расчетных нагрузок на элементы крепления кабины к раме колесного шасси

Расчетные нагрузки, действующие на элементы крепления кабины можно вычислить с использованием динамических моделей, построенных с использованием подходов, приведенных в работе [14]. Параметры модели определяются на основе выражений, приведенных в работах [14-17].

Расчетная схема динамической модели показана на рис. 3. Уравнения движения системы выглядят следующим образом.

$$\begin{cases} M\ddot{x} + c_1(x - \xi + \varphi a) + c_2(x - \xi - \varphi b) + \\ + \alpha_1(\dot{x} - \dot{\varphi} a) + \alpha_2(\dot{x} - \dot{\varphi} b) = 9,81M + Q; \\ J\ddot{\varphi} - \alpha_1(\dot{x} - \dot{\varphi} a) - \alpha_2(\dot{x} - \dot{\varphi} b) = 0, \end{cases}$$

где m , J – масса и момент инерции кабины; x , φ – координаты (линейная и угловая); c_1 , c_2 – жесткости элементов крепления; α_1 , α_2 – вязкости элементов крепления; a , b – расстояние по горизонтали от центра тяжести кабины до креплений; ξ – динамическое смещение рамы под кабиной, вычисленное по методике [14]; Q – дополнительные динамические нагрузки.

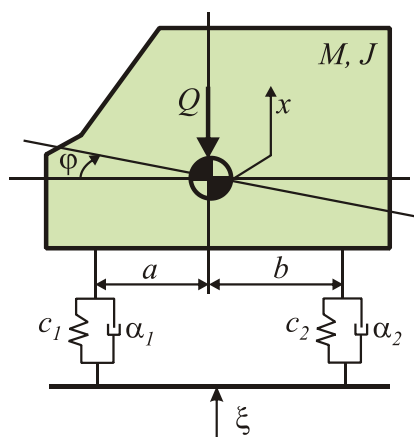


Рис. 3. Расчетная схема креплений кабины

Второй подход к определению расчетных режимов базируется на выборе расчетных режимов движения и соответствующих максимальных инерционных ускорений. Именно такой способ использовался в данном исследовании. Значения инерционных нагрузок приведены в табл. 1, где g – ускорение свободного падения.

Таблица 1
 Характеристики режимов нагружения

Режим	Характеристики режима движения		
	Режим движения	Направление действия нагрузки	Величина нагрузки
I	Покой	– Y	1,0g
IIa	Удар о препятствие	+ Y	3,0g
IIб		– Y	
IIIa	Поворот	+ X	1,5g
IIIб		– X	
IVa	Ускорение	– Z	1,5g
IVб	Торможение	+ Z	

В соответствии с общими положениями расчета рассматриваются два варианта распределения нагрузки: только на основные опоры; на все опоры (основные, дополнительные и реактивные тяги).

4. Расчетная модель для исследования напряженно-деформированного состояния тягово-сцепного устройства

Тонкостенные тела в идеализированной модели представлены в виде оболочек, геометрия которых в дальнейшем аппроксимируется плоскими трех- и четырех-узловыми

конечными элементами. Геометрия массивных деталей (кронштейнов основных опор, их втулок и труб) аппроксимируется объемными четырех-узловыми конечными элементами тетраэдральной формы. Взаимодействие между различными элементами конструкции обеспечивается применением специальных объектов моделирования типа «склейка» и «сшивка» согласно методике, изложенной в работе [18].

Кабина в модели представлена в виде элемента сосредоточенной массы, расположенном в заданном центре масс кабины. Нагрузка от кабины на кронштейны передается при помощи специальных интерполяционных конечных элементов распределения массовых нагрузок.

Общий вид разработанной конечно-элементной модели представлен на рис. 4. Средний размер конечного элемента в модели составляет 10 мм, общее количество узлов – 54954 шт., элементов – 98908 шт.

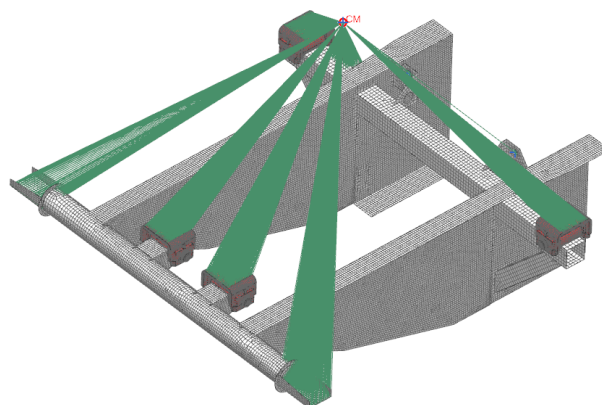


Рис. 4. Конечноэлементная модель кабины

Моделирование напряженно-деформированного состояния рамы базовой станции мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса выполнено методом конечных элементов [18, 19, 22].

5. Результаты расчета напряженно-деформированного состояния креплений кабины

Результаты расчетов креплений кабины в виде картин эквивалентных напряжений в конструкции представлены на рис. 5 – рис. 18.

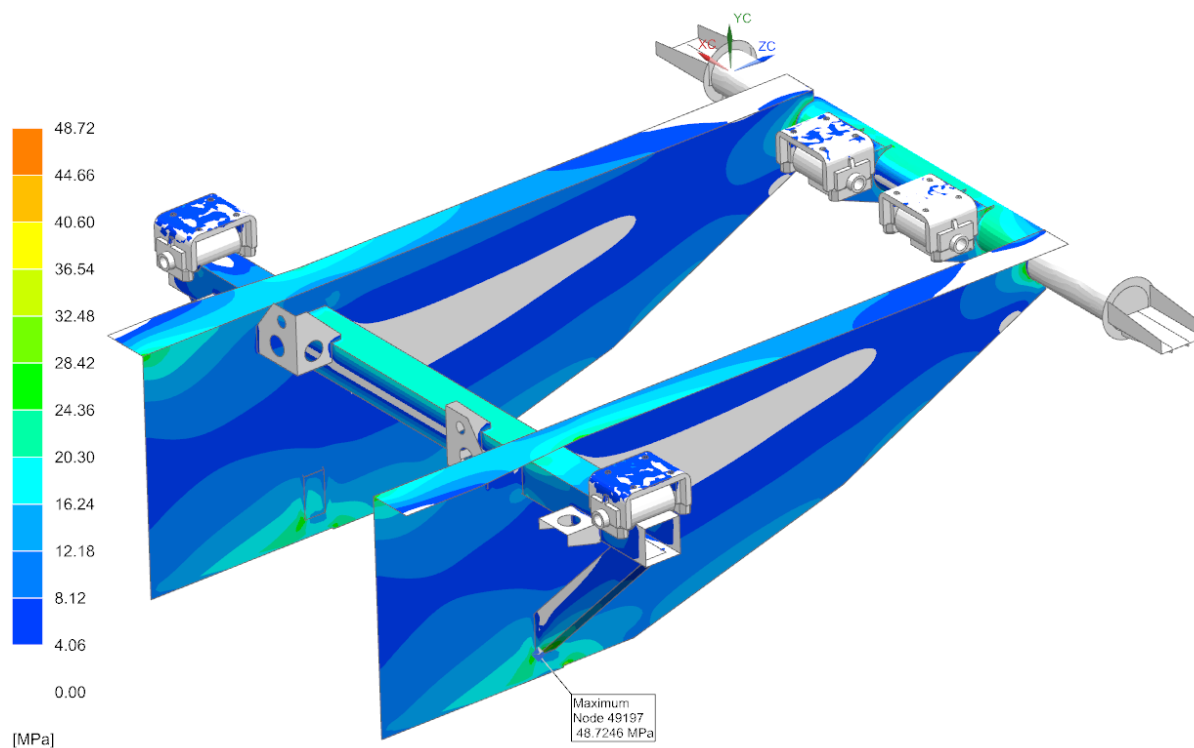


Рис. 5. Напряжения при режиме I (покой), нагрузка на основные опоры, МПа

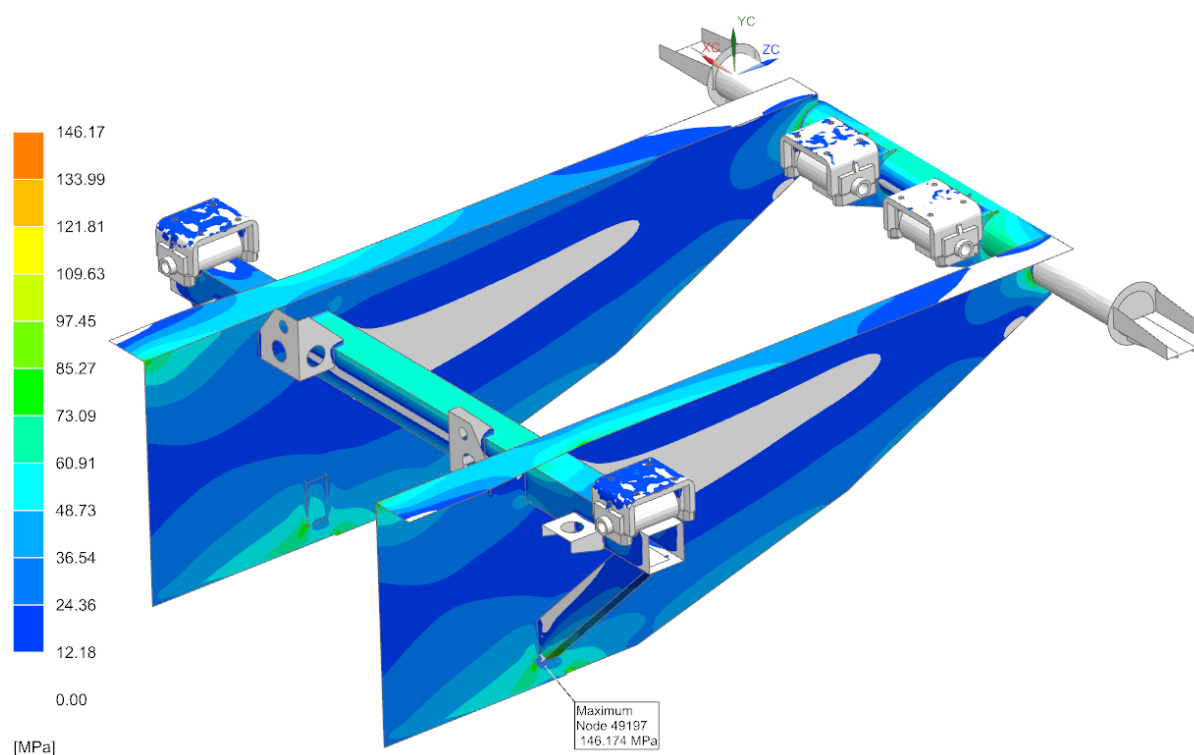


Рис. 6. Напряжения при режиме IIa (удар о препятствие в направлении +Y) нагрузка на основные опоры, МПа

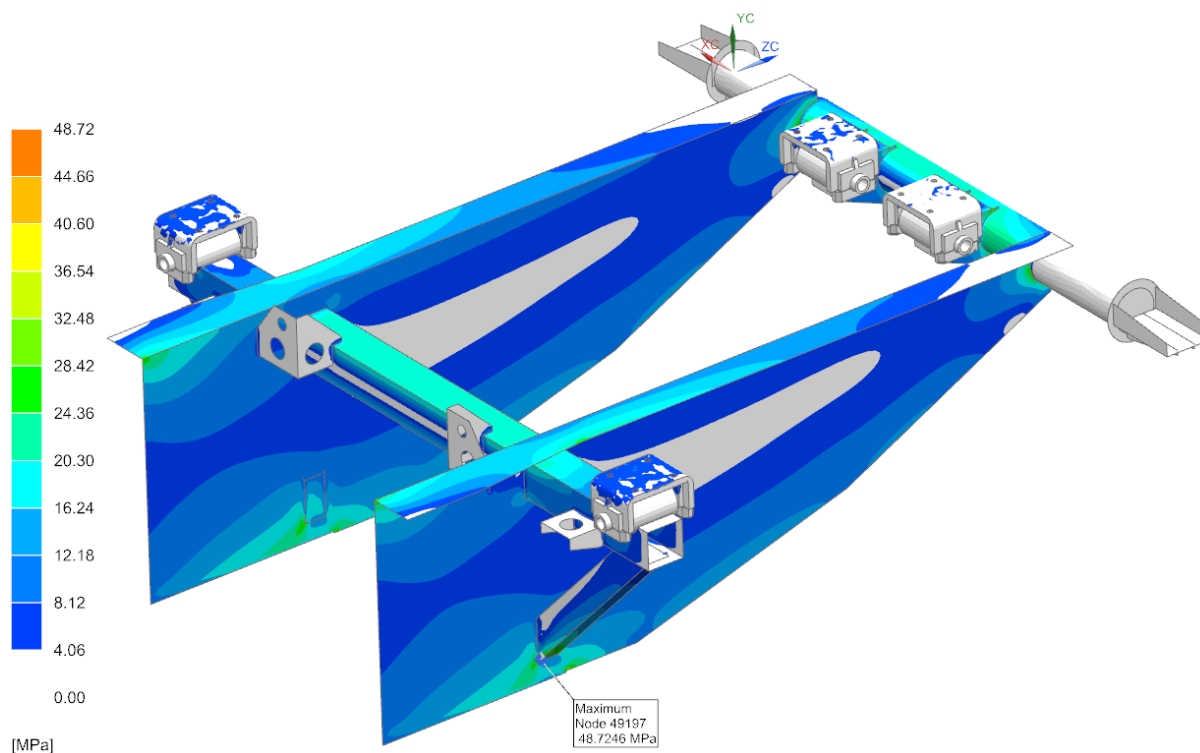


Рис. 7. Напряжения при режиме IIб (удар о препятствие в направлении $-Y$)
нагрузка на основные опоры, МПа

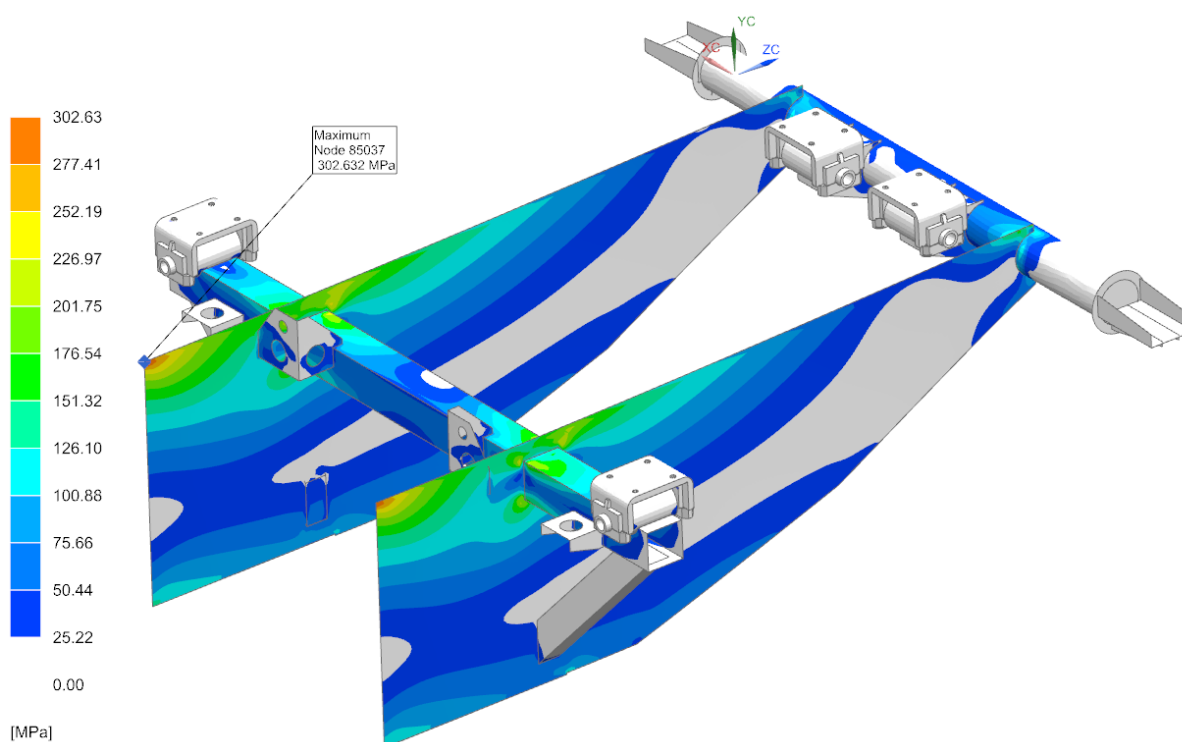


Рис. 8. Напряжения при режиме IIIа (поворот в направлении $+X$)
нагрузка на основные опоры, МПа

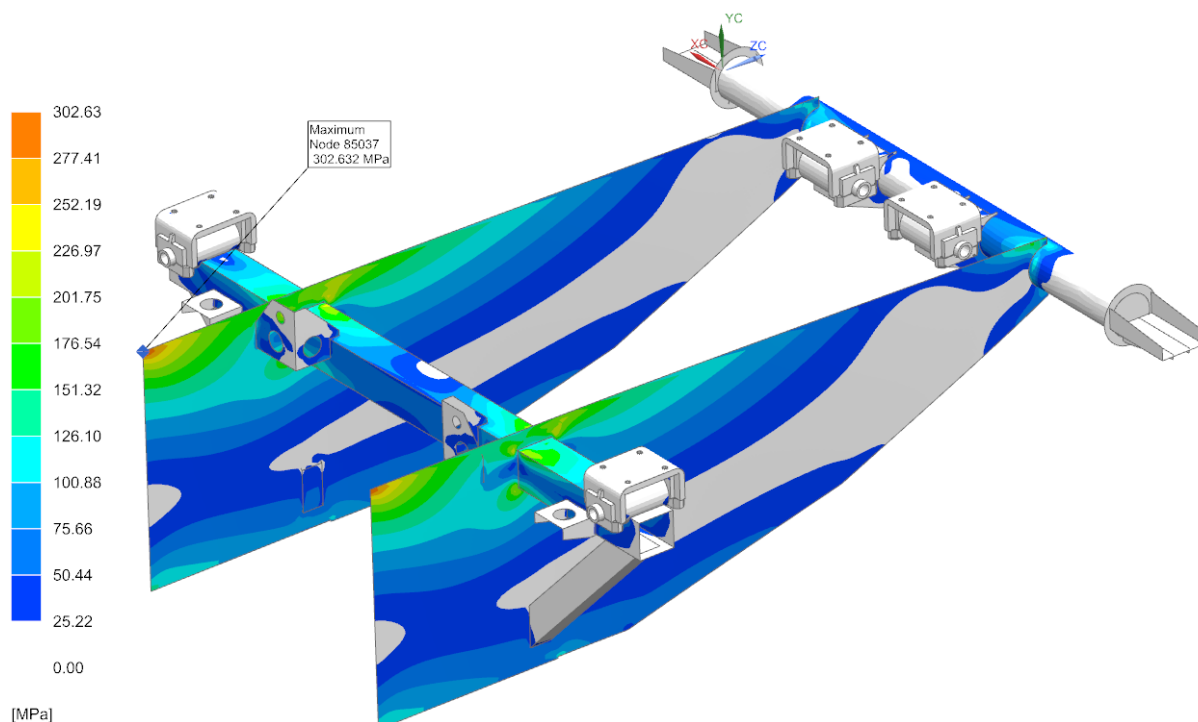


Рис. 9. Напряжения при режиме IIIб (поворот в направлении $-X$)
нагрузка на основные опоры, МПа

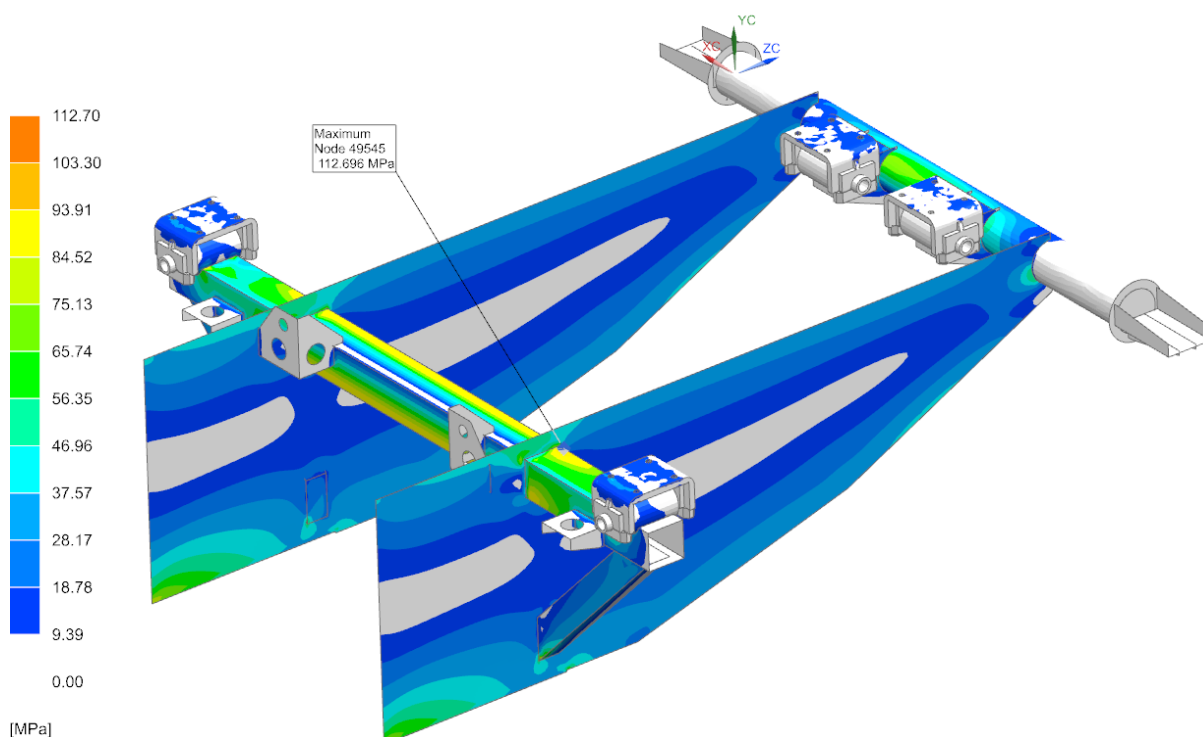


Рис. 10. Напряжения при режиме IVa (ускорение в направлении $-Z$)
нагрузка на основные опоры, МПа

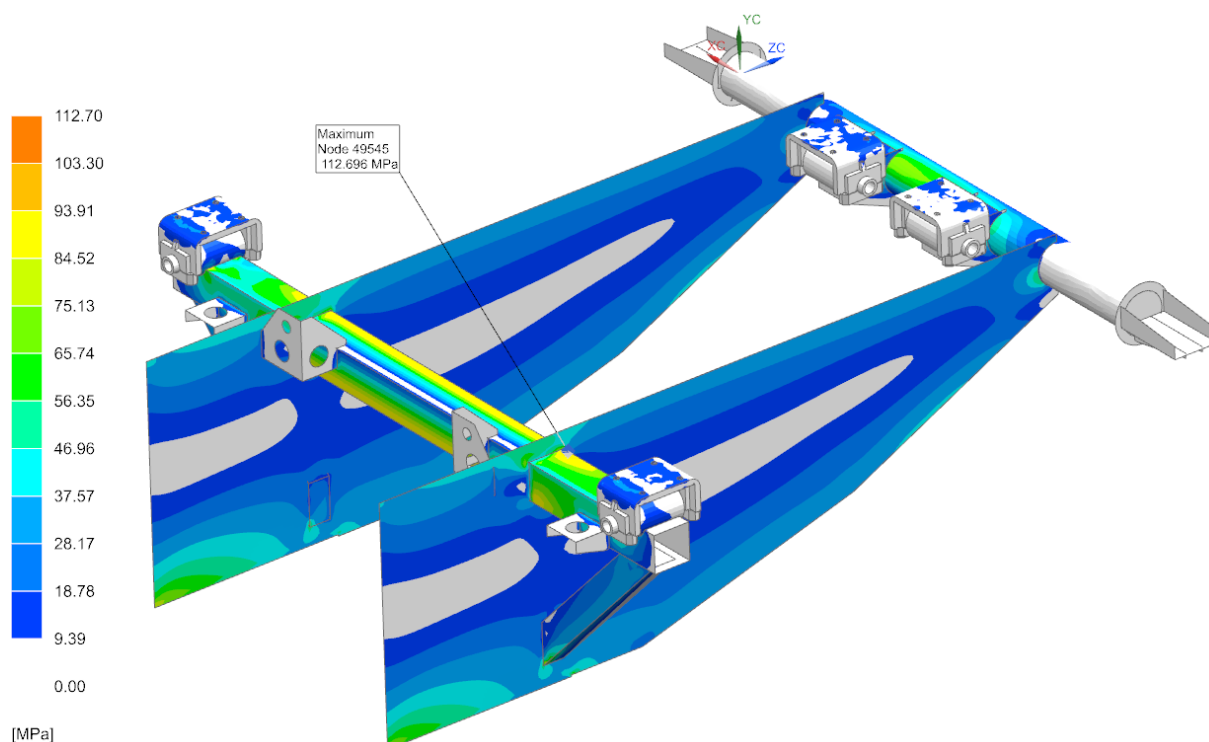


Рис. 11. Напряжения при режиме IVб (торможение в направлении +Z)
нагрузка на основные опоры, МПа

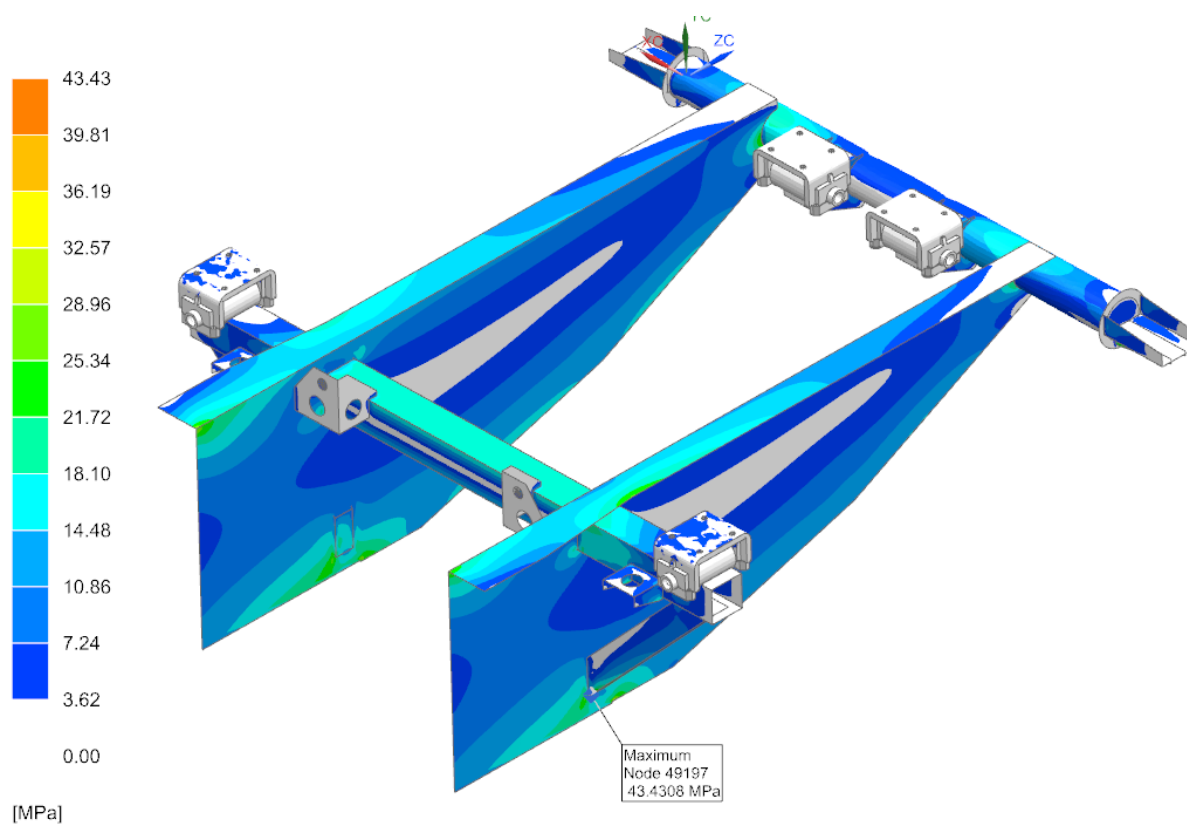


Рис. 12. Напряжения при режиме I (покой), нагрузка на все опоры, МПа

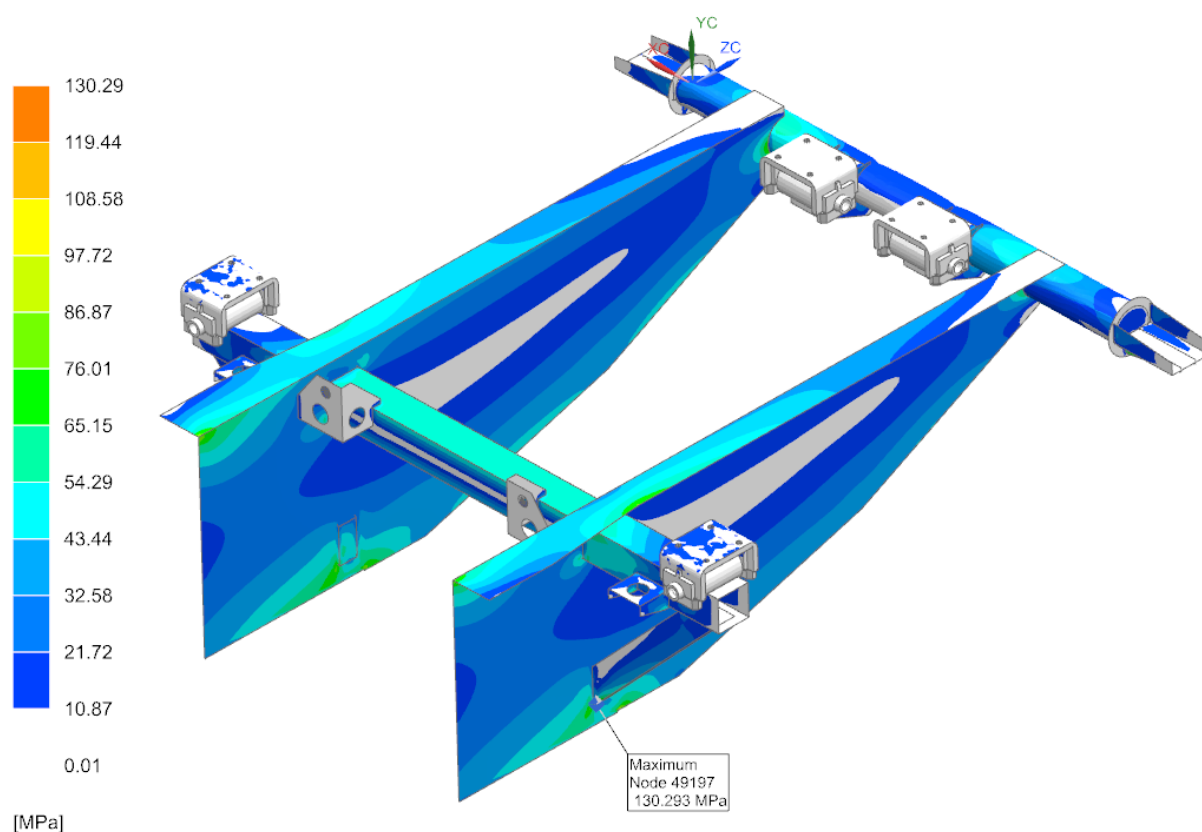


Рис. 13. Напряжения при режиме Па (удар о препятствие в направлении +Y)
нагрузка на все опоры, МПа

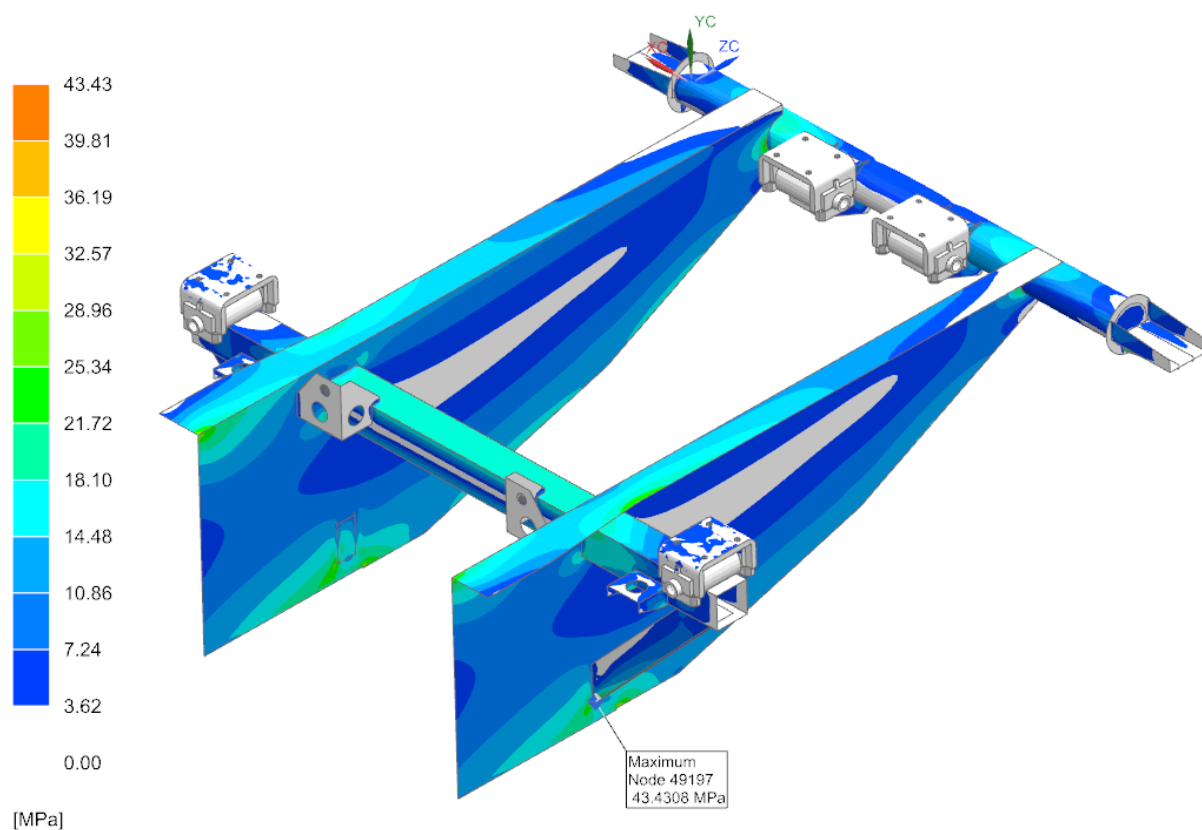


Рис. 14. Напряжения при режиме Пб (удар о препятствие в направлении -Y)
нагрузка на все опоры, МПа

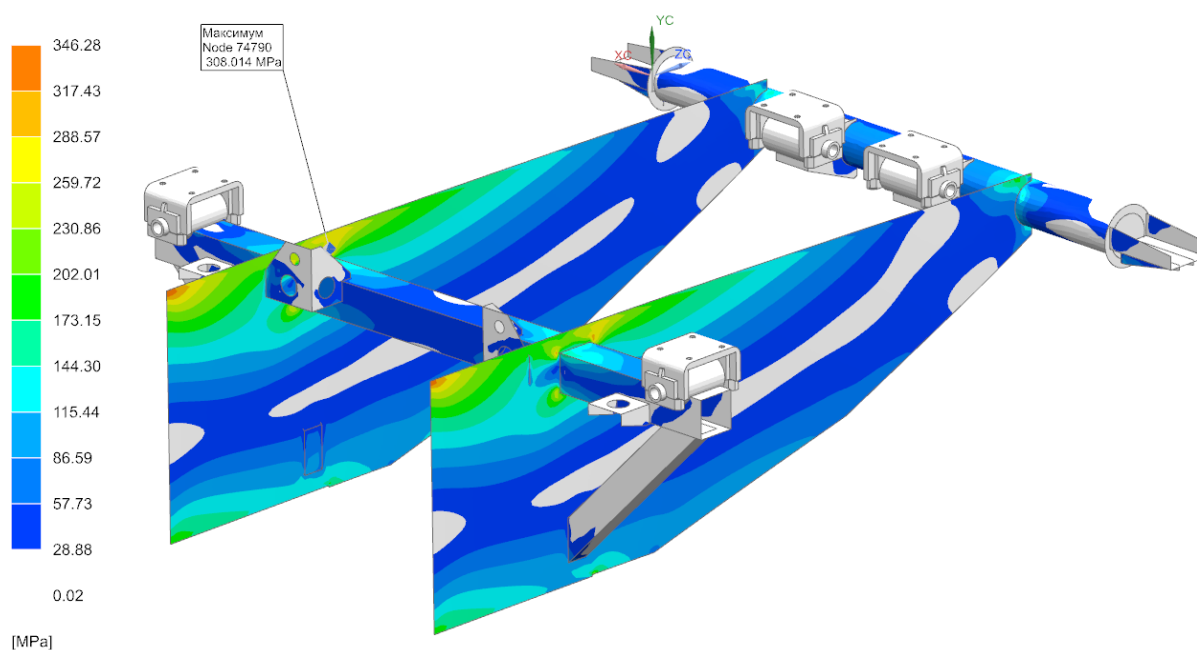


Рис. 15. Напряжения при режиме IIIa (поворот в направлении +X)
нагрузка на все опоры, МПа

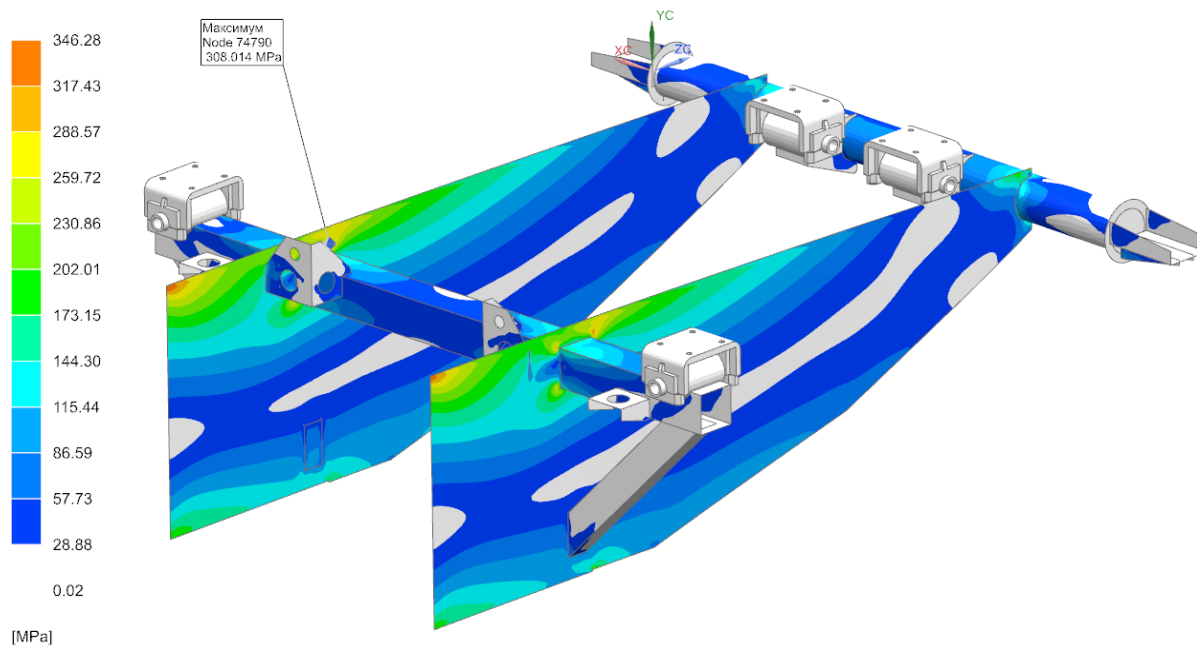


Рис. 16. Напряжения при режиме IIIб (поворот в направлении -X)
нагрузка на все опоры, МПа

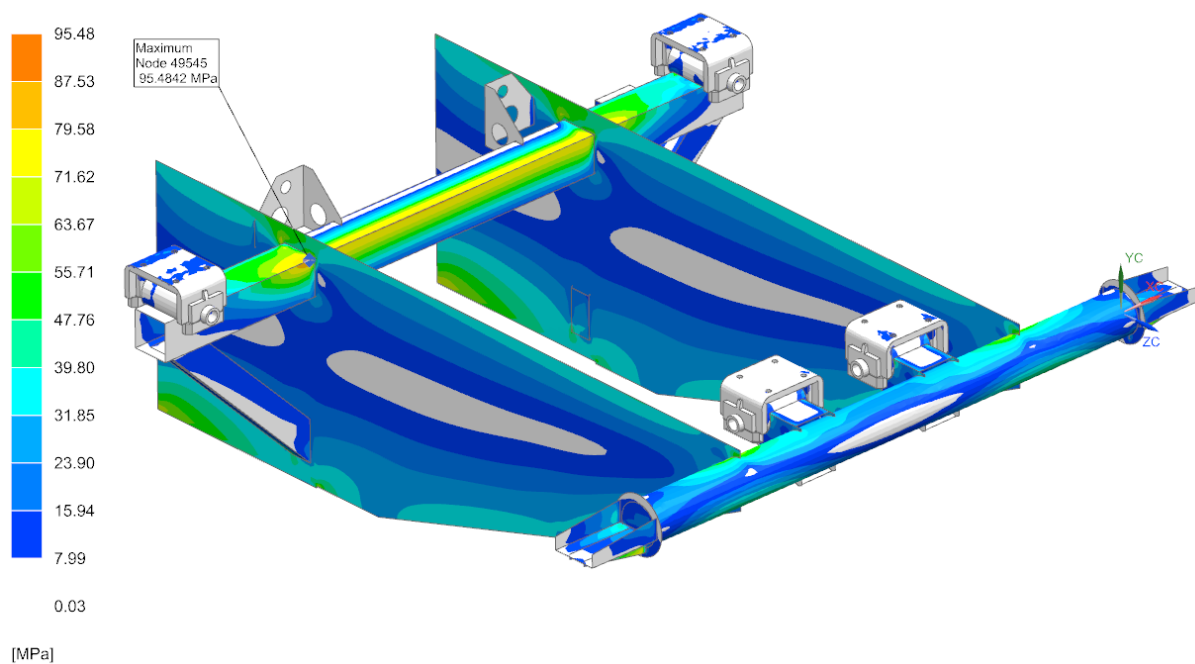


Рис. 17. Напряжения при режиме IIIб (поворот в направлении $-X$)
нагрузка на все опоры, МПа

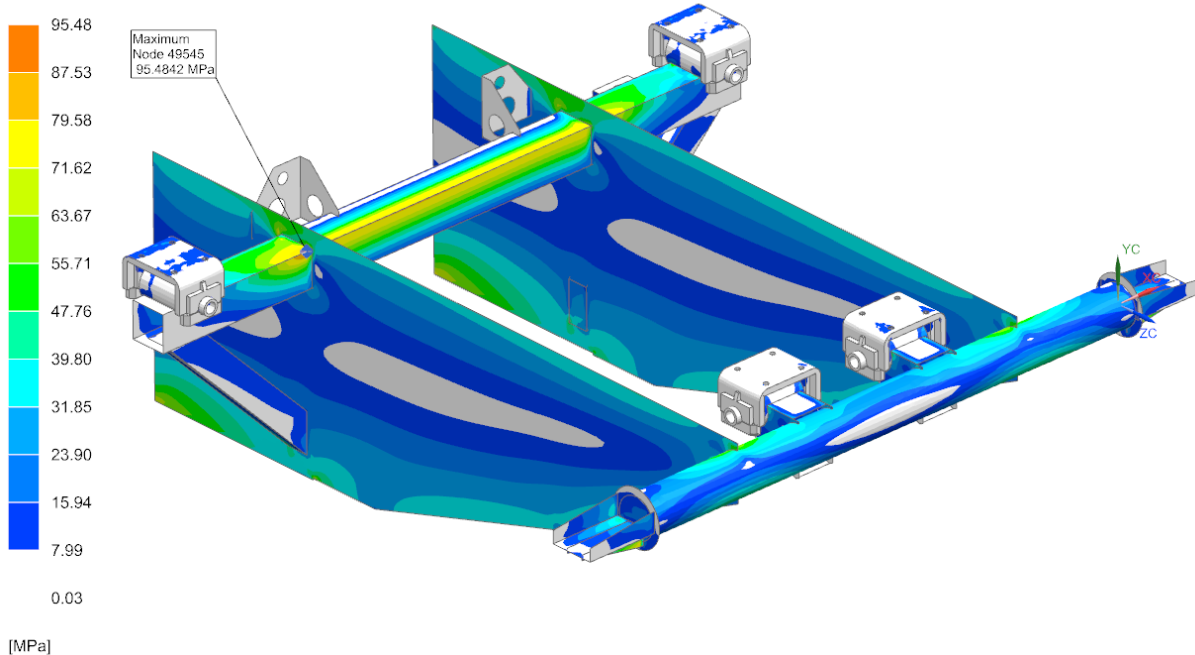


Рис. 18. Напряжения при режиме IVa (ускорение в направлении $-Z$)
нагрузка на все опоры, МПа

Сводная табл. 2 содержит информацию о результатах расчета.

Таблица 2
Результаты расчета и их оценка

Зона	Максимальные напряжения, МПа	Допускаемые напряжения, МПа	Коэффициент запаса
Нагрузка на основные опоры			
I	48,724	180	4,43
IIa	146,17	180	1,47
IIб			
IIIa	302,63	325	1,28
IIIб			
IVa	112,70	180	1,91
IVб			
Нагрузка на все опоры			
I	43,43	180	4,97
IIa	130,29	180	1,66
IIб			
IIIa	308,01	325	1,27
IIIб			
IVa	95,48	180	2,26
IVб			

Список литературы

1. Лагереv А.В., Таричко В.И., Лагереv И.А. Компоновка технологического оборудования на базовом шасси мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2020. №3. С. 388-403. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-03-388-403

2. Лагереv И.А., Лагереv А.В., Таричко В.И. Варианты компоновки основного технологического оборудования на базовых шасси мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов и их сравнительный анализ // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2021. № 3. С. 236-250. DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-03-236-250

3. Таричко В.И., Лагереv И.А. Концепция создания мобильных канатных дорог на базе колесных шасси // Инновационное развитие подъемно-транспортной техники. Материалы Всероссийской научно-практической конференции. 2019. С. 84-87.

6. Основные выводы

В ходе исследования разработаны математические модели для анализа напряженно-деформированного состояния креплений кабины шасси высокой грузоподъемности.

Результаты проведенных расчетов показали, что прочность рассмотренной конструкции элементов крепления кабины шасси высокой грузоподъемности обеспечена. При этом для конструкции минимальный коэффициент запаса прочности по пределу текучести составляет 1,27.

Наиболее нагруженными являются: зона примыкания трубы задней опоры к лонжерону при режимах движения, связанных с поворотами (коэффициент запаса прочности в наиболее неблагоприятном режиме составляет 1,27); зона примыкания подкосов трубы задних опор к лонжеронам при высоких значениях вертикальных ускорений (3g), (коэффициент запаса прочности в наиболее неблагоприятном режиме составляет 1,47).

References

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

2. Lagerev I.A., Lagerev A.V., Tarichko V.I. Variants of the layout of the main technological equipment on the base chassis of mobile transport and reloading rope complexes and their comparative analysis. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2021, No.3, pp. 236-250. DOI: 10.22281/2413-9920-2021-07-03-236-250 (In Russian)

3. Tarichko V.I., Lagerev I.A. The concept of creating mobile ropeways based on special wheeled chassis. *Materialy Vseross. nauchnoprakt. konf. «Innovatsionnoe razvitie podemno-transportnoy tekhniki»*, Bryansk, BGTU, 2019, pp. 84-87. (In Russian)

4. Лагереv А.В., Лагереv И.А. Оптимальное проектирование линий канатного метро в условиях сильно урбанизированной городской среды // Известия Московского государственного технического университета МАМИ. 2015. Т.1. №1. С. 57-65.

5. Короткий А.А., Лагереv А.В., Месхи Б.Ч., Лагереv И.А., Панфилов А.В., Таричко В.И. Транспортно-логистические технологии и машины для цифровой урбанизированной среды. Ростов-на-Дону: ДГТУ, 2019. 268 с.

DOI: <http://doi.org/10.5281/zenodo.3551132>

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

7. Лагереv И.А. Сравнительный анализ гидравлических кранов-манипуляторов транспортно-технологических машин и гидравлических манипуляторов промышленных роботов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2016. №3. С. 16-49. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1198767>

8. Гринчар Н.Г. Надежность гидроприводов строительных, путевых и подъемно-транспортных машин. М.: ООО «Издательский дом «Автограф», 2016. 368 с.

9. Гринчар Н.Г., Гринчар Н.Н. Основы надежности машин. М.: ФГБУ ДПО «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2021. 503 с.

10. Ковалев А.В., Трушин Н.Н., Сальников В.С. Прогнозирование технического состояния технологического оборудования // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2014. №11-2. С. 554-559.

11. Вершинский А.В., Лагереv И.А., Шубин А.Н., Лагереv А.В. Численный анализ металлических конструкций подъемно-транспортных машин. Брянск: РИО БГУ, 2014. 186 с.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1202237>

12. Вершинский А.В., Лагереv И.А., Шубин А.Н., Лагереv А.В. Расчет металлических конструкций подъемно-транспортных машин методом конечных

4. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Optimal design of cable subway lines in a highly urbanized city environment. *Izvestiya MGTU "MAMI"*, 2015, Vol.1, No.1, pp. 57-65. (In Russian)

5. Korotkiy A.A., Lagerev A.V., Meskhi B.Ch., Lagerev I.A., Panfilov A.V., Tarichko V.I. *Transportno-logisticheskie tekhnologii i mashiny dlya tsifrovoy urbanizirovannoy sredy* [Transport and logistics technologies and machines for the digital urban environment]. Rostov-on-Don, Don State Technical University, 2019. 268 p. DOI: <http://doi.org/10.5281/zenodo.3551132> (In Russian)

6. 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)

7. Lagerev I.A. Comparative analysis of hydraulic crane-manipulating installations transport and technological machines and industrial robots hydraulic manipulators. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No.3, pp. 16-49. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1198767> (In Russian)

8. Grinchar N.G. *Nadezhnost gidroprivodov stroitelnykh, putevykh i podmno-transportnykh mashin* [Reliability of hydraulic drives of construction, track and lifting and transport machines]. Moscow, ООО «Izdatelskiy dom «Avtograf», 2016, pp. 368. (In Russian)

9. Grinchar N.G., Grinchar N.N. *Osnovy nadezhnosti mashin* [Fundamentals of machine reliability]. Moscow, FGBU DPO «Uchebno-metodicheskiy tsentr na zeleznodorojnom transporte», 2021, pp. 503. (In Russian)

10. Kovalev A.V., Trushin N.N., Salnikov V.S. The prediction of the technical condition of equipment. *Izvestiya Tulkogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskie nauki*, 2014, No.11-2, pp. 554-559. (In Russian)

11. Vershinckii A.V., Lagerev I.A., Shubin A.N., Lagerev A.V. *Chislennyy analiz metallicheskih konstruktsiy podmno-transportnykh maschin* [Numerical analysis of

элементов. Брянск: РИО БГУ, 2015. 210 с.
DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1202240>

13. Киятина, И.И. Формирование компетенций в области современных сквозных цифровых технологий у обучающихся по направлению «Реклама и связи с общественностью» / И.И. Киятина, И.А. Лагереv // Ученые записки Брянского государственного университета. 2020. №2. С. 11-15.

14. Лагереv И.А. Динамическая нагруженность крана-манипулятора самоходной машины для сварки трубопроводов при движении с грузом // Подъемно-транспортное дело. 2013. №1. С. 4-7.

15. Лагереv И.А., Мильто А.А., Лагереv А.В. Снижение ударной нагрузки, вызываемой люфтом в шарнирных соединениях звеньев крано-манипуляторных установок // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2015. № 2. С. 37-44.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1198382>

16. Лагереv И.А., Мильто А.А., Лагереv А.В. Эффективность упругого демпфирования в шарнирных соединениях стрел крано-манипуляторных установок при повышенных зазорах // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2016. № 1. С. 18-36.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1198446>

17. Анцев В.Ю., Шафорост А.Н., Трушин Н.Н. Верификация математической модели структурно-параметрического синтеза системы подъемно-транспортных машин цехов и участков машиностроительных предприятий // Материалы Международной научно-технической конференции «Наземные транспортно-технологические комплексы и средства. Тюмень: ТИУ, 2020. С. 32-36.

18. Таричко В.И., Шалупина П.И. Моделирование нагруженности полуприцепа мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2021. №1. С. 73-81.
DOI: 10.22281/2413-9920-2019-07-01-73-81

metal constructions of lifting-transport machines]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Universitet, 2014. 186 p.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1202237> (In Russian).

12. Vershinckii A.V., Lagerev I.A., Shubin A.N., Lagerev A.V. *Raschet metallicheskih konstruktsiy podemno-transportnykh maschin metodom konechnykh elementov* [Calculation of metal structures of lifting and transport machines by the finite element method]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Universitet, 2015. 210 p.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1202240> (In Russian).

13. Kiyutina I.I., Lagerev I.A. Formation of competencies in the field of modern end-to-end digital technologies for students in the direction of PR. *Uchenye zapiski Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No.2, pp. 11-15. (In Russian)

14. Lagerev I.A. Trunk pipeline welding machine crane-manipulator dynamics during freight movement. *Podemno-transportnoe delo*, 2013, No.1, pp. 4-7. (In Russian)

15. Lagerev I.A., Milto A.A., Lagerev A.V. Reducing the impact load arising from the looseness in joints of articulating cranes. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2015, No.2, pp. 37-43. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1198382> (In Russian)

16. Lagerev I.A., Milto A.A., Lagerev A.V. Effectiveness of elastic damping in the pivot joints of cargo boom of cranemanipulating installations at large gaps. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No.1, pp. 18-36. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1198446> (In Russian)

17. Antsev V.Yu., Shaforost A.N., Trushin N.N. The prediction of the technical condition of equipment. *Proc. of the Int. conf. «Nazemnye transporyno-tekhnologicheskie mashiny i komplekсы»*, Tumen, 2020, pp. 32-36. (In Russian)

18. Tarichko V.I., Shalupina P.I. Load simulation of a semi-trailer of the mobile transport and overloading rope complex. *Nauchno-*

† *tekhnicheskij vestnik Bryanskogo*
† *gosudarstvennogo universiteta, 2021, No.1,*
† *pp. 73-81. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-07-*
† *01-73-81 (In Russian)*

УДК (УДК) 658.235

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ЗНАЧЕНИЙ ПАРАМЕТРОВ
КОНТЕЙНЕРНОГО ДЕПОDETERMINATION OF RATIONAL VALUES OF THE PARAMETERS OF
THE CONTAINER DEPOTАрипов Н.М., Илесалиев Д.И., Азимов Ф.К., Ибрагимова Г.Р.
Aripov N.M., Ilesaliev D.I., Azimov F.K., Ibragimova G.R.Ташкентский государственный транспортный университет (Ташкент, Узбекистан)
Tashkent State Transport University (Tashkent, Uzbekistan)

Аннотация. На сегодняшний день в связи повышением железнодорожных грузовых перевозок ощущается дефицит контейнеров и при этом вопрос с нехваткой контейнеров не решается долгое время. Это обосновывает практическую актуальность исследования контейнерных депо на железнодорожном транспорте. Еще одной задачей является разработка математических моделей взаимосвязей параметров контейнерного депо. В настоящее время существуют несколько различных методов и способов расчёта и определения параметров контейнерных площадок, анализ которых приведён в статье. Однако, возникает необходимость дополнить, уточнить и унифицировать существующие методы расчёта всевозможных параметров для контейнерного депо, что обосновывает теоретическую актуальность исследования. В связи с чем целью статьи является разработка методики достоверного определения наиболее рациональных значений параметров контейнерного депо, тем самым, совершенствуя и повышая уровень обслуживания клиентов транспорта в целом. Методы исследования базируются на системном анализе и обобщении существующих методов и способов расчёта вместимости контейнерных терминалов. Результаты исследования выражаются в разработанной методике определения вместимости складов на железнодорожном транспорте, которая обеспечивает более квалифицированный расчёт и выбор параметров контейнерных депо, уменьшая ошибочные проектные решения, повышается достоверность проектов развития и совершенствования железнодорожного транспорта и всей транспортной сети.

Ключевые слова: контейнерный терминал, контейнерное депо, вместимость площадки, виловый автопогрузчик.

Дата принятия к публикации: 15.11.2021
Дата публикации: 25.12.2021

Сведения об авторах:

Арипов Назиржон Мукарарович – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Автоматика и телемеханика» Ташкентского государственного транспортного университета/

Abstract. Today, due to the increase in rail freight traffic, there is a shortage of containers, and the issue of shortage of containers has not been resolved for a long time. This substantiates the practical relevance of the study of container depots in railway transport. Another task is the development of mathematical models of the interconnection of the parameters of the container depot. Currently, there are several different methods and methods for calculating and determining the parameters of container sites, the analysis of which is given in the article. However, there is a need to supplement, clarify and unify the existing methods for calculating all kinds of parameters for a container depot, which justifies the theoretical relevance of the study. Connections with which the purpose of the article is to develop a methodology for the reliable determination of the most rational values of the parameters of the container terminal, thereby improving and increasing the level of customer service in transport in general. Research methods are based on a systematic analysis and generalization of existing methods and methods for calculating the capacity of container depots. The results of the study are presented by the developed methodology for determining the capacity of warehouses on railway transport, which provides a more qualified calculation and selection of container depot parameters, as well as a decrease in erroneous design decisions and an increase in the reliability of projects for the development and improvement of railway transport and the transport network as a whole.

Keywords: container terminal, container depot, container yard capacity, lift trucks.

Date of acceptance for publication: 15.11.2021
Date of publication: 25.12.2021

Authors' information:

Nazirjhon M. Aripov – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Department «Automation and telemechanics» at the Tashkent State Transport University.

Илесалиев Дауренбек Ихтиярович – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Транспортно-грузовые системы» Ташкентского государственного транспортного университета, e-mail: ilesaliev@mail.ru

ORCID: 0000-0002-1664-2003

Азимов Фаррух Кахраманович – ассистент кафедры «Транспортно-грузовые системы» Ташкентского государственного транспортного университета, e-mail: farruxa@mail.ru

Ибрагимова Гульшан Руслановна – старший преподаватель кафедры «Организация движения на транспорте» Ташкентского государственного транспортного университета, e-mail: ibragimova.gulshana@mail.ru

ORCID: 0000-0002-5998-533X

Daurenbek I. Ilesaliev – Doctor of Technical Sciences, Professor of Department «Transport cargo systems» at Tashkent State Transport University, e-mail: ilesaliev@mail.ru

ORCID: 0000-0002-1664-2003

Farrukh K. Azimov – Assistant Lecturer of Department «Transport and Cargo Systems» Tashkent State Transport University, e-mail: farruxa@mail.ru

Gulshan R. Ibragimova – Senior Lecturer of the Department of «Organization of traffic on transport» at Tashkent State Transport University, e-mail: ibragimova.gulshana@mail.ru

ORCID: 0000-0002-5998-533X

1. Введение

На сегодняшний день по всему миру наблюдается тенденция развития контейнерных перевозок, однако нельзя сказать тоже самое про уровень контейнеризации в Узбекистане. Это в большей степени связано с дефицитом контейнеров на рынке грузовых перевозок, а также с нехваткой логистических объектов и малой долей транзитных перевозок. Например, парк контейнеров главного оператора страны АО «Узтемирйулконтейнер» составляет менее 1000 штук в двадцатифутовом эквиваленте. В связи с этим, стоит задача в решении данной проблемы путём организации контейнерного депо, которая повысит уровень обслуживания клиентов как железнодорожного транспорта, так и целой транспортной сети.

2. Описание исследования

Современные грузовые терминальные комплексы представляют собой сложные технические объекты. В данном исследовании в качестве основной методологии для изучения контейнерного депо использован системный анализ технического объекта. Согласно которого, любой исследуемый объект можно рассматривать как систему, которая имеет определённые элементы (технологические участки контейнерного депо). Связь между элементами (информационные и контейнерные потоки) объединены общей целью функционирования (рациональное преобразование параметров контейнеропотока).

В связи с чем, в данном исследовании поставлены следующие задачи:

- проанализировать существующие методы определения вместимости контейнерных площадок;
- произвести структурно-параметрическое описание контейнерного депо;
- определить взаимосвязи вместимости контейнерного депо с основными и производными параметрами;
- выполнить сравнительный анализ основных параметров рекомендуемых погрузочно-разгрузочных машин для переработки и штабелирования порожних контейнеров;
- разработать математические модели взаимосвязи параметров контейнерного депо.

3. Анализ исследований по вопросу вместимости контейнерных площадок

В [1] анализируются преимущества и недостатки контейнерных перевозок, выявлен уровень контейнеризации и его влияние на организацию перевозок грузов через систему контейнерных терминалов. Обозначена роль контейнеризации в минимизации срока доставки грузов железнодорожным транспортом.

В [2] приводится краткий анализ научных исследований в области контейнерных перевозок. Автор даёт определение вместимости контейнерного терминала посредством следующей формулы:

$$\sum R = x \cdot y \cdot z, \quad (3)$$

где x, y, z – число контейнеров, размещаемых в ширину, длину участка хранения терминала и число штабелирования контейнеров в высоту соответственно.

Автор приводит варианты схем расположения технологических участков терминала, оснащённым козловым контейнерным краном, считает, что контейнерные козловые краны эффективно могут использоваться при разнообразных вариантах размещения технологических участков (участок хранения, железнодорожный погрузочно-разгрузочный участок и автомобильный погрузочно-разгрузочный участок), потому как сравнительная простота их конструкций и есть основное преимущество козловых контейнерных кранов.

В [3-4] разработан алгоритм определения вместимости контейнерной площадки. Аналитически определено количество контейнеров, размещенных по длине и ширине участка хранения, который обслуживается порталным автопогрузчиком, формулы которых имеют следующий вид:

$$x = \varepsilon \left\{ \frac{B - l_{np} \cdot n_{np}}{4,3} \right\}; \quad (4)$$

$$y = \varepsilon \left\{ \frac{L - e \cdot l_{вых}}{6,3} \right\}, \quad (5)$$

где B – ширина участка хранения контейнеров, м; n_{np} – число боковых проходов вдоль площадки (с двух сторон); l_{np} – ширина продольных проездов, м (для автотранспорта вдоль участка хранения контейнеров); 4,3 – округленная ширина одного продольного ряда, м; $\varepsilon\{\dots\}$ – обозначение целой части числа, получающегося в результате выполнения действий в фигурных скобках; $l_{вых}$ – расстояние по длине участка хранения, (на выход порталного автопогрузчика из зоны складирования с 40-футовым контейнером (проходы устанавливаются в каждом торце участка)); e – число торцов участка хранения контейнеров; L – длина участка хранения контейнеров, м;

В этом же исследовании построен график вместимости площадки в зависимости от числа контейнеров, помещающихся в высоту. В зависимости от оборачиваемости кон-

тейнеров получены результаты возможности переработки контейнеропотока в год.

В [5] приведены преимущества и недостатки, а также технические характеристики козлового порталного пневмокозельного крана. Произведён краткий научный анализ в области исследования технического оснащения контейнерных терминалов. Предложена математическая модель взаимосвязи параметров крана, контейнера и грузового терминала.

Статья [6] посвящена проблеме автоматизированного планирования грузовых работ на железной дороге контейнерного терминала. Автор определяет основные виды работ, которые происходят в процессе выгрузки и погрузки контейнеров. Статья содержит описание метода решения задачи формирования комплекта контейнеров для отгрузки на железнодорожный вагон.

Авторы [7] поставили перед собой задачу улучшить поиск рациональных значений параметров контейнерного терминала. В связи с этим были предложены математические модели взаимосвязи основных значений параметров складских площадей контейнерного терминала, оборудованного ричстакером Kalmar. Приведены зависимости вместимости площадки от длины складской площади. В исследовании также представлены результаты перерабатывающей способности контейнерного терминала за год.

В исследованиях [8-12] рассмотрены вопросы взаимовлияния и взаимосвязи штучных грузов с параметрами грузового терминала на определение количественных показателей вместимости склада штучных грузов.

Контейнерный терминал как сложную техническую систему рассматривают [13]. Методика исследования базируются по схеме марковских случайных процессов. Приводится результирующий вид графа состояний контейнерного терминала, а также пример метода определения количества ричстакеров.

В [14] развиваются методы технологического проектирования морских контейнерных портов и терминалов с точки зрения уточнения представлений о проектируемом

объекте и ужесточения требований к его технико-эксплуатационным характеристикам.

Кузнецов А.Л. и Козлова Е.Ю. [15] сравнили три методики оценки требуемой вместимости склада согласно техно-логического проектирования контейнерных терминалов: через сравнительные величины, по стохастическому методу и на основании развития сценариев. Авторы утверждают, что использование предложенной ими технологии применения проектирования с последовательным сравнением результатов и осознанием границ применимости каждой позволяют избежать серьёзных ошибок, которые могут привести к катастрофическим последствиям в случае создания терминалов.

В [16] авторами проведен анализ вместимости зоны хранения контейнерного терминала при помощи модели «гибели и рождения» теории массового обслуживания, для определения, которой используются разные подходы: вероятностно-статистические методы, имитационное моделирование и математический аппарат систем массового обслуживания, а также выстроены графики зависимости интегральной функции распределения от числа хранящихся на складе контейнеров, с помощью которых можно определить вместимость зоны хранения с заданной вероятностью. Авторы функционирования рассматриваемой системы массового обслуживания описывают процесс «гибели и рождения», где по теории финальные вероятности находятся по формуле при $k \leq n$

$$P(q_k) = \frac{\lambda}{k\mu} \cdot \frac{\lambda}{(k-1)\mu} \dots \frac{\lambda}{\mu} P_0 = \frac{\lambda^k}{\mu^k k!} P_0;$$

при $k \geq n$

$$P(q_k) = \frac{\lambda}{k\mu} \cdot \frac{\lambda}{(k-1)\mu} \dots \frac{\lambda}{\mu} P_0 = \frac{\lambda^k}{\mu^k k!} P_0;$$

где λ – интенсивность входящего потока; k – число занятых мест зоны хранения в q – том состоянии; n – общее число мест в зоне хранения; μ – интенсивность выходящего потока.

В [17] рассмотрены особенности мировой портовой инфраструктуры. По мнению авторов, серьезным препятствием для развития всего промышленного производ-

ства и отдельно транспортной структуры является отставание инфраструктуры российских портов от мирового уровня. Работа проделана с расчетом капитальных затрат на строительство контейнерного терминала. Основной акцент сделан на функционирование существующих и формирование новых транспортных коридоров, которые откроют возможности использования преимуществ территориального расположения России.

В работе [18] проведены исследования по вопросам совершенствования поиска рациональных значений параметров контейнерного терминала, предложены математические модели взаимосвязи основных значений параметров участка хранения контейнерного терминала, оборудованного ричстакером компании Kalmar. Построены зависимости вместимости площадки от длины участка хранения, а также приведены результаты расчета перерабатывающей способности терминала.

Исследование параметров участка основного хранения контейнерного терминала отражено в [19], где проводилось сравнение подъемно-транспортных машин с точки зрения вместимости участка их хранения. Получены результаты, с помощью которых в зависимости от технической оснащенности площадки и срока хранения контейнеров оценена пропускная способность терминала.

В [20] рассмотрены проблемы увеличения перерабатывающей и пропускной способностей морских контейнерных терминалов, а также пути улучшения своевременности грузовых перевозок путем создания «сухих» портов. По разработанной системе параметров «сухих» портов можно сделать выбор стратегии развития морского контейнерного терминала при растущем грузообороте, выполнить оценку затрат системы «морской порт - «сухой» порт». Выявлены особенности построения и исследования имитационной модели системы «морской порт - «сухой» порт» в AnyLogic.

В [21] предлагается выбор наилучшего способа складирования грузов при проектировании склада тарно-штучных грузов, при котором обеспечивается наиболее полное

заполнение объема склада, а также минимальные затраты при перемещении груза внутри склада. При исследовании взаимного влияния параметров друг на друга предложены математические модели, устанавливающие взаимосвязи между отдельными параметрами склада тарно-штучных грузов, а также определены вместимости складов тарно-штучных грузов.

В [22] рассмотрен подход к расчёту минимальной необходимой вместимости склада «сухого» порта для обработки грузопотока, представлена методологическая основа исследования на основе формализации взаимодействия морского терминала и «сухого» порта. Также рассмотрены структурные элементы контейнерного склада сухого порта и определен порядок расчета его основных параметров (таких как объем контейнерного склада и площадь каждой из площадок - для импортных грузов, экспортных грузов и порожних контейнеров), определена годовая и среднесуточная пропускная способность «сухого» порта. Оптимизационной задачей для «сухого» порта стало нахождение минимальных значений параметров контейнерного склада, которые обеспечивают выполнение функций «сухого» порта при заданной пропускной способности.

В зарубежных исследованиях [23-29] при определении вместимости контейнерных терминалов в основном рассчитываются через разработку математических моделей.

Анализ работ, представленных выше, показывает степень изученности вместимости контейнерных терминалов, интерес к уровню охвата контейнеризацией в целом. Однако эти исследования не касались вопросов определения вместимости контейнерных депо.

4. Структурно-параметрическое описание контейнерного депо

Структура контейнерного депо в соответствии с основными положениями системного анализа включает разнообразные взаимосвязи между основными элементами - техноло-

гическими участками и погрузочно-разгрузочными машинами. На рис. 1 показана технологическая структура контейнерного депо. Контейнерное депо в отличие от контейнерного терминала состоит всего из трёх элементов: участка хранения порожних контейнеров, железнодорожного и автомобильного погрузочно-разгрузочного участка. Ввиду этого контейнерное депо имеет более простую структуру.

Задача параметрического описания контейнерного депо сводится к их обстоятельному описанию, математическому вычислению и выражению формул. Для описания контейнерного депо могут быть использованы его представления как комплекса взаимосвязанных элементов и учёта их параметров. Среди всех параметров, характеризующих контейнерное депо, можно выделить две основные группы параметров:

- исходные параметры;
- рассчитываемые параметры.

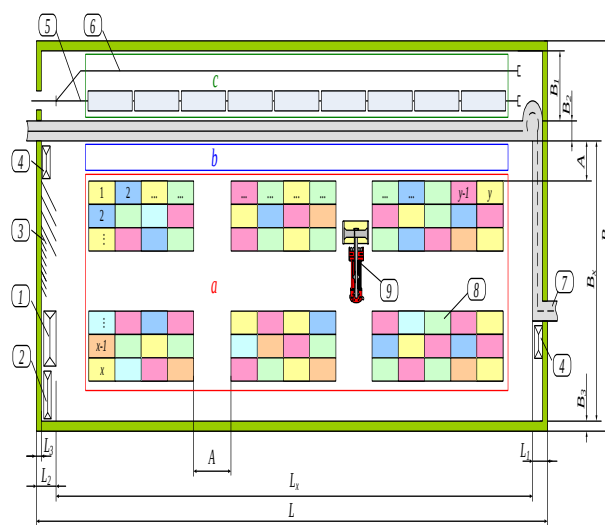


Рис. 1. Схема контейнерного депо по элементам: а – участок хранения порожних контейнеров; b – автомобильный; c – железнодорожный

Обозначение на рис. 1: 1 – Административно-бытовой комплекс; 2 – ремонтная мастерская; 3 – стоянка для легковых и большегрузных автомобилей; 4 – контрольно-пропускной пункт; 5 – железнодорожный погрузочно-разгрузочный участок; 6 – выставочный путь; 7 – автопроезд с двухполосным движением; 8 – штабель порожних кон-

тейнеров; 9 – погрузочно-разгрузочная машина.

Контейнерное депо может быть охарактеризовано следующими основными параметрами: L – длина контейнерного депо, м; L_x – длина участка хранения порожних контейнеров, м; L_1 – часть длины контейнерного депо, занимаемая поперечными проездами для автотранспорта, м; L_2 – часть длины контейнерного депо, занимаемая административно-бытовым комплексом, ремонтными хозяйствами, м; L_3 – ширина газонов вдоль ограждения забора, м; B – ширина контейнерного депо, м; B_x – ширина участка хранения порожних контейнеров, м; B_1 – часть контейнерного депо отведенная на железнодорожный погрузочно-разгрузочный участок, а также на выставочный путь, м; B_2 – часть контейнерного депо отведенная на двухполосный автопроезд, м; B_3 – ширина газонов вдоль ограждения забора, м; A – ширина проезда для погрузочно-разгрузочной машины, м; $l_{жс}$ – длина железнодорожного погрузочно-разгрузочного участка, м; $l_{фр}$ – длина фронта, м; $l_{выс}$ – длина выставочного пути, м; λ – технологический зазор между контейнерами расположенный по длине участка хранения, м; ω – технологический зазор между контейнерами расположенный по ширине участка хранения, м;

В свою очередь контейнер и контейнеропоток характеризуется следующим основными параметрами: l – длина контейнера, м; b – ширина контейнера, м; h – высота контейнера, м; $N_{год}$ – годовой контейнеропоток, ДФЭ/год; $N_{мес}$ – месячный контейнеропоток, ДФЭ/мес; $N_{сут}$ – суточный контейнеропоток, ДФЭ/сут; N_a – годовой контейнеропоток по прибытию и отправлению по автомобильному транспорту, ДФЭ/год; $N_{жс}$ – годовой контейнеропоток по прибытию и отправлению по железнодорожному транспорту, ДФЭ/год;

К временным параметрам относятся: T – число рабочих дней в году, сут.; $t_{мес}$ – количество рабочих дней в месяце, сут.; $t_{см}$ – количество часов в смене, ч; τ – срок хранения порожних контейнеров, сут.; t_{nc} – время на погрузку или разгрузку одного подвижного состава, ч; $t_{ног}$ – время на погрузку одного контейнера, ч; $t_{разг}$ – время на разгрузку од-

ного контейнера, ч; $t_{ц}$ – время рабочего цикла, мин.; $k_{жс}$ – коэффициент неравномерности прибытия и отправления железнодорожным транспортом; k_a – коэффициент неравномерности прибытия и отправления автомобильным транспортом;

К производным параметрам, рассчитываемых на основе основных параметров, относятся: S – площадь занимаемая контейнерным депо, м²; S_x – площадь участка хранения порожних контейнеров, м²; R – ёмкость контейнерного депо, шт.; x – число порожних контейнеров в ширину участка хранения, шт.; y – число порожних контейнеров в длине участка хранения, шт.; z – число штабелируемых порожних контейнеров в высоту, шт.; n_1 – число продольных проходов; n_2 – число поперечных проходов; E – перерабатывающая способность контейнерного депо, конт./год; η – оборачиваемость контейнеров, 1/год; $t_{конт}$ – время затрачиваемое на одну контейнерооперацию, ч; $n_{ваг}$ – количество вагонов по прибытию и отправлению, ваг./сут.; $N_{конт}$ – количество контейнеров по прибытию и отправлению, конт./сут.; k_x – коэффициент использования участка хранения по ширине; k_y – коэффициент использования участка хранения по длине; $n_{жс}$ – количество железнодорожных путей; n_a – количество полос для движения автотранспорта; m_a – количество мест погрузки и разгрузки большегрузных автомобилей; m_c – количество автостоянок для большегрузных автомобилей; x_n – количество подач, под./сут.; $N_{под}$ – количество контейнеров в подаче, конт./под.; m_e – количество вагонов в подаче, ваг./под.; r – потребное количество погрузочно-разгрузочных машин, шт; u – число контейнеров в подвижном составе, шт.; $u_{конт}$ – число контейнеров в вагоне, шт.; p – потребный штат работников контейнерного депо, чел.

На рис. 2 приведена взаимосвязь величины вместимости с основными и производными параметрами контейнерного терминала. Следовательно, сложность структуры склада как системного объекта подтверждено достаточно большим взаимовлиянием исходных и рассчитываемых параметров контейнерного депо. Анализ же рассчитываемых параметров объекта показал их взаимосвязь с вместимо-

стью как важнейшего параметра. Правильно рассчитанная вместимость позволяет с большей точностью определить все остальные па-

раметры, необходимые для повышения функционирования контейнерного депо.

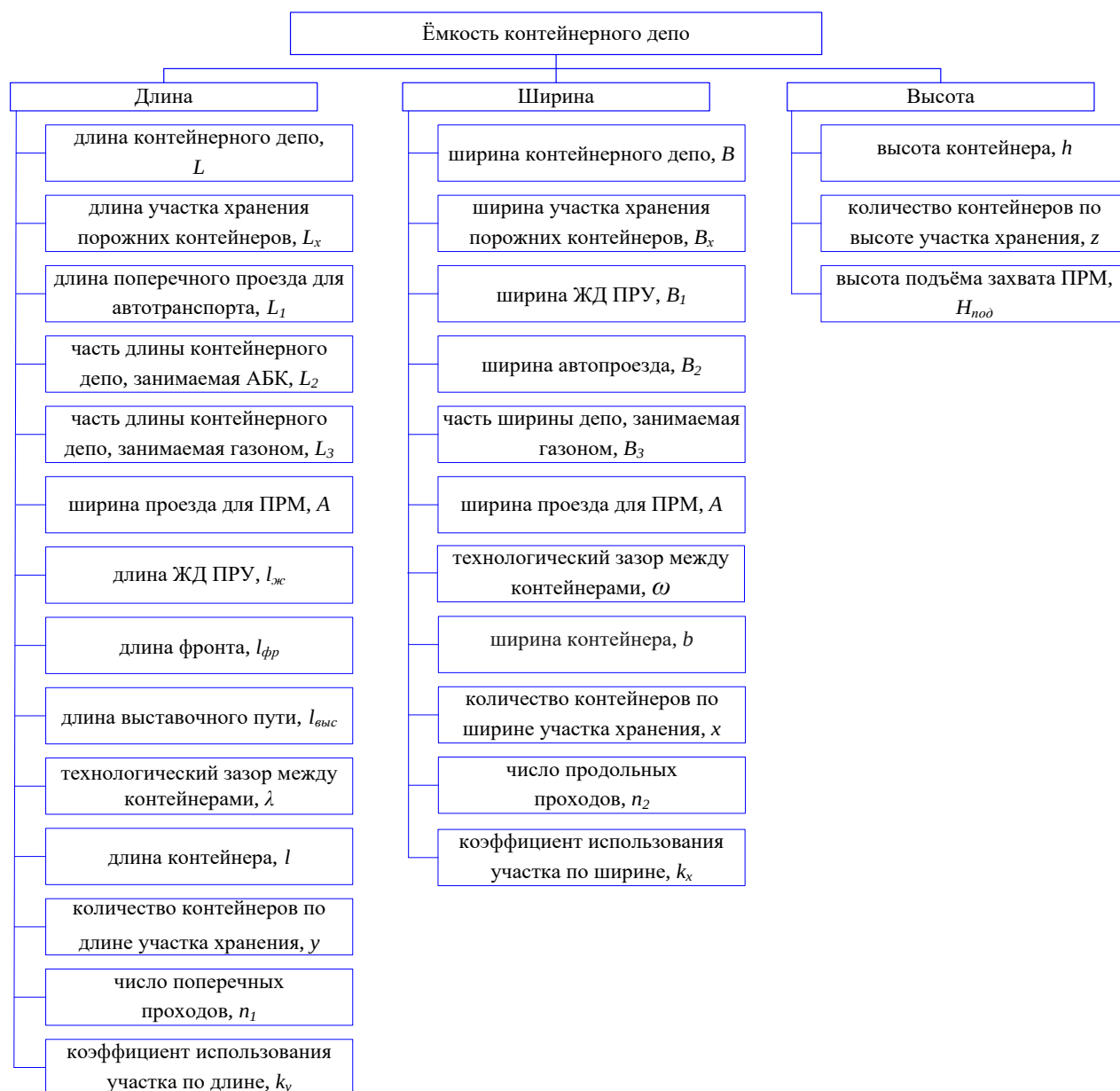


Рис. 2. Взаимосвязь вместимости контейнерного депо с основными и производными параметрами

5. Сравнительный анализ основных параметров погрузочно-разгрузочных машин

Преимущество автопогрузчиков по сравнению с традиционным использованием козловых кранов заключается в следующем: простота и короткие сроки ввода контейнерного депо, отсутствие подкрановых путей,

возможность штабелирования контейнеров выше трёх ярусов и др. Все перечисленные преимущества стали решающими для рекомендации данных типов погрузочно-разгрузочных машин в контейнерном депо.

Оборудование контейнерного депо можно разделить на две подгруппы:

- основное оборудование для переработки и штабелирование порожних контейнеров;

- оборудование вспомогательных служб и сооружений контейнерного депо.

Виды и типы погрузочно-разгрузочных машин связаны с компоновкой генплана депо и зависят от типа перерабатываемых контейнеров. На рис. 3 - 6 приводятся типы контейнерных автопогрузчиков, предназначенных для переработки и штабелирования различных типов контейнеров.

Наибольшее распространение в западных контейнерных терминалах получили автопогрузчики с выдвижной крановой стрелой (*Reach stacker*) (рис. 3).

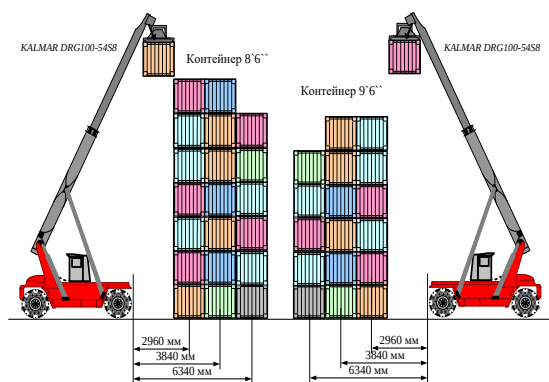


Рис. 3. Контейнерный автопогрузчик с выдвижной крановой стрелой (*Reach stacker*)

Контейнерный автопогрузчик с боковым спредерным захватом (*Double stacker*) имеет возможность штабелировать сразу два погрузочных контейнера (рис. 4). В связи с чем техническая производительность данной погрузочно-разгрузочной машины приблизительно в два раза больше, чем у других видов автопогрузчиков.

Также на западных терминалах применяются контейнерные автопогрузчики с верхним спредерным захватом (*Top-lift handler*) (рис. 5).

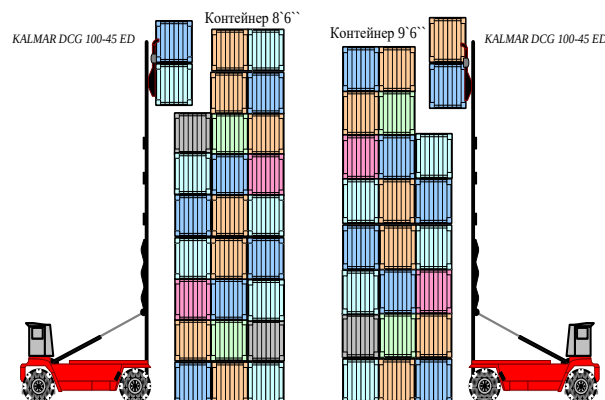


Рис. 4. Контейнерный автопогрузчик с боковым спредерным захватом (*Double stacker*)

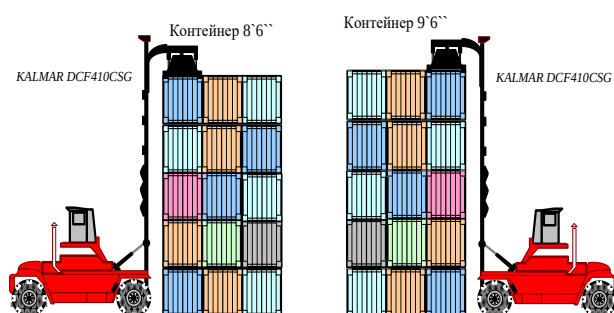


Рис. 5. Контейнерный автопогрузчик с верхним спредерным захватом (*Top-lift handler*)

Контейнерный автопогрузчик с вилочным захватом (*Lift trucks*) является универсальной погрузочно-разгрузочной машиной (рис. 6). Специальные грузозахватные приспособления к вилочным автопогрузчикам позволяют производить погрузочно-разгрузочные работы непосредственно и внутри контейнера.

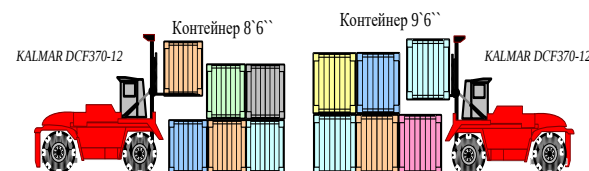


Рис. 6. Контейнерный автопогрузчик с вилочным захватом (*Lift trucks*)

В табл.1 приводятся основные параметры отдельных моделей контейнерных автопогрузчиков.

Таблица. 1.

Характеристика автопогрузчиков для переработки контейнеров

Параметры	Типы контейнерных автопогрузчиков			
	<i>Reachstacker</i> DRG100-54S8	<i>Double stacker</i> DCG 100-45 ED	<i>Top-lift handler</i> DCF410CSG	<i>Lift trucks</i> DCF370-12
Грузоподъёмность, в зависимости от ряда, т				
1 ряд	10,0	22,0	41,0	37,0
2 ряд	8,0	-	-	-
3 ряд	4,5	-	-	-
Высота штабелирования контейнеров				
Контейнер 8'6"	8	9	5	2
Контейнер 9'6"	7	8	5	2
Ширина проезда				
Контейнер 20 ft	11200	10846	11990	10795
Контейнер 40 ft	14200	14326	14680	10795
Собственный вес, кгс	40300	44497	69750	50100
Скорость подъёма, м/с				
С контейнером	0,50	0,65	0,42	0,35
Без контейнера	0,42	0,59	0,25	0,25
Скорость опускания				
С контейнером	0,42	0,54	0,31	0,25
Без контейнера	0,48	0,59	0,36	0,40
Скорость перемещения, м/с				
Вперёд / Назад	8,3/8,3	6,9/6,9	7,2/7,2	7,2/7,2
С контейнером /Без контейнера	8,3/8,3	6,9/6,9	6,4/6,4	6,6/6,6

* – число ярусов штабелирования порожних контейнеров

Учёт параметров контейнерных автопогрузчиков позволит сделать более квалифицированный расчёт.

6. Разработка математических моделей взаимосвязей параметров контейнерного депо

Далее приведены математические модели, которые показывают зависимости между отдельными параметрами контейнерного депо. Общее количество вместимости контейнерного депо определяется по формуле:

$$R_i = x \cdot y \cdot z \rightarrow \max. \quad (6)$$

Для начала определяется полезная ширина контейнерного депо (ширина технологического участка хранения порожних контейнеров):

$$B_x = B - B_1 - B_2 - B_3. \quad (7)$$

Число размещаемых контейнеров в ширину x участка хранения порожних контейнеров:

$$x = \varepsilon \left\{ \frac{B_x - n_2 \cdot A}{b + \omega} \right\}, \quad (8)$$

где $\varepsilon\{\dots\}$ – обозначение целой части числа, округляется в меньшую сторону.

Число продольных проездов, которое зависит от числа контейнеров, устанавливаемых по глубине штабеля x_1

$$n_2 = \varepsilon \left\{ \frac{B_x - (b + \omega) \cdot x_1 - A}{2 \cdot (b + \omega) \cdot x_1 + A} \right\} + 1, \quad (9)$$

где 1 – продольный проезд вдоль железнодорожного пути.

Размер

$$L_x = L - L_1 - L_2 - L_3. \quad (10)$$

Количество размещаемых контейнеров по длине y участка хранения определяется следующим образом:

$$y = \varepsilon \left\{ \frac{L_x - n_1 \cdot A}{l + \lambda} \right\}. \quad (11)$$

Число поперечных проездов составляет

$$n_1 = \varepsilon \left\{ \frac{L_x}{80} \right\}, \quad (12)$$

где 80 – примерное расстояние, через которое устанавливаются поперечные проезды для автопогрузчиков.

Число фитинговых платформ m_e в подаче вагонов на контейнерное депо можно найти, исходя из суточного контейнеропотока:

$$m_g = \xi \left\{ \frac{N_{\text{зод}} \cdot k_{\text{жс}}}{365 \cdot u_{\text{конт}} \cdot x_n} \right\}, \quad (13)$$

где $\xi\{\dots\}$ – обозначения целой части числа, округляемого в большую сторону.

Потребное количество автопогрузчиков на контейнерном депо определяется как

$$r = \xi \left\{ \frac{N_{\text{сум}} \cdot k_{\text{конт}} \cdot N_{\text{пер}} \cdot t_{\text{ц}}}{t_{\text{см}} \cdot 60} \right\}. \quad (14)$$

Преимущество предложенных математических моделей состоит в том, что они описывают взаимосвязи параметров контейнерного депо между собой и с технологией работы депо.

7. Обсуждение результатов

На основе разработанных математических моделей взаимосвязи параметров произведены расчёты для определения вместимости участка хранения порожних контейнеров, оборудованных различными типами автопогрузчиков. На рис. 7 - 10 приведены графики вместимости контейнерных депо в зависимости от глубины штабелирования порожних контейнеров и длины участка хранения.

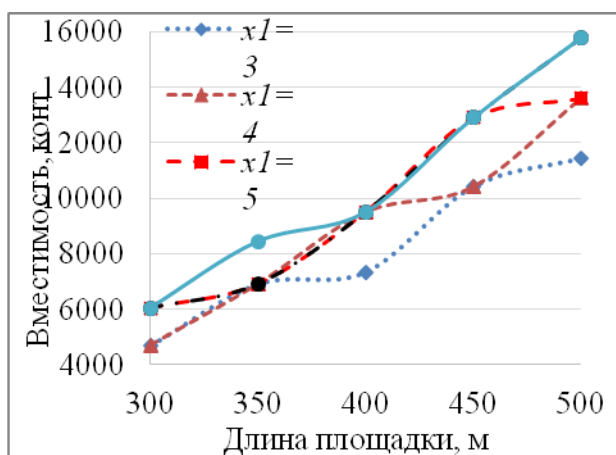


Рис. 7. Вместимость контейнерного депо, оборудованного автопогрузчиком с выдвижной крановой стрелой

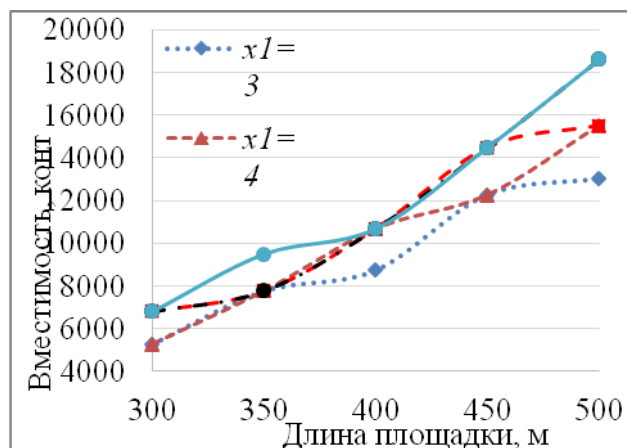


Рис. 8. Вместимость контейнерного депо, оборудованного автопогрузчиком с боковым спредерным захватом

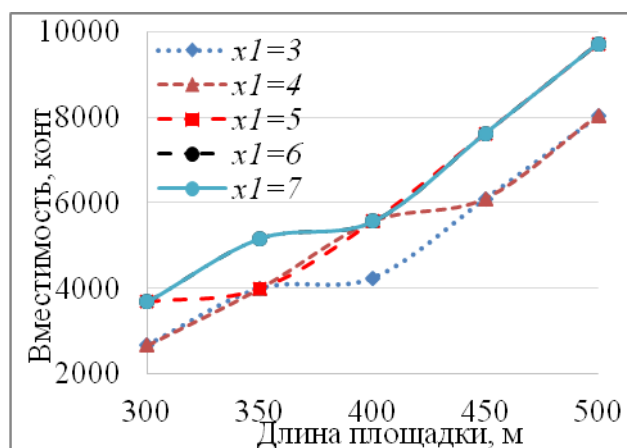


Рисунок 9. Вместимость контейнерного депо, оборудованного автопогрузчиком с верхним спредерным захватом

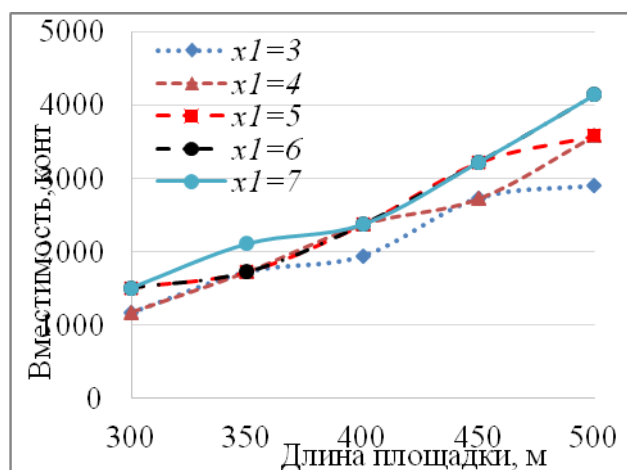


Рис. 10. Вместимость контейнерного депо, оборудованного автопогрузчиком с вилочным захватом

По рис. 7 - 10 видно, что при различных значениях x_1 вместимость контейнерного депо может быть одинаковым. В связи с чем рекомендуется выбирать наименьшие значения x_1 , что обеспечивает высокую перерабатывающую способность депо.

8. Заключение

В настоящей работе рассмотрен вопрос достоверного определения наиболее рациональных значений параметров контейнерного депо. В процессе исследования решены следующие задачи и получены результаты.

1. В качестве рационального технологического оборудования участков контейнерного депо было предложено использование контейнерных автопогрузчиков.

2. Параметрическое описание контейнерного депо, позволило определить взаимо-

связь вместимости контейнерного депо с основными и производными параметрами.

3. В исследовании разработаны математические модели, которые показывают зависимости между параметрами контейнерного депо. Они могут быть использованы для определения и оптимизации основных параметров контейнерного депо, а также контейнерных терминалов других типов.

4. С помощью разработанных математических моделей становится возможным решать различные задачи, такие как определение вместимости контейнерных депо исходя из учёта всевозможных параметров технологического участка хранения, контейнеров и автопогрузчиков.

5. Организация контейнерного депо на железнодорожном транспорте может решить проблему дефицита контейнеров.

Список литературы

1. Абдувахидов Ш.Р., Азимов Ф.К., Ибрагимова Г.Р., Илесалиев Д.И., Исматуллаев А.Ф. Контейнеризация как фактор развития организации перевозок грузов // Логистические системы в глобальной экономике. 2020. № 10. С. 49-52.

2. Абдувахитов Ш.Р. Методика определения вместимости контейнерного терминала оборудованной козловым краном // Вестник КемРИПК. 2018. № 4. С. 41-52.

3. Абдувахитов Ш.Р., Махматкулов Ш.Г., Дехконов М.М. Методика определения вместимости контейнерного терминала, обслуживаемого портальными контейнерными автопогрузчиками // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2018. № 4. С. 405-416.

4. Абдувахитов Ш.Р., Махматкулов Ш.Г., Икрамова Д.З. Методика определения вместимости контейнерного терминала, оборудованного козловым портальным пневмоколёсным краном // Транспорт Азиатско-Тихоокеанского региона 2018. № 3 (16). С. 11-15.

5. Басов Е.А. Оптимизация высоты складирования контейнеров. Вестник государственного университета морского и речного

References

1. Abduvakhidov Sh.R., Azimov F.K., Ibragimova G.R., Ilesaliev D.I., Ismatullaev A.F. Containerization as a factor in the development of the organization of cargo transportation. *Logisticheskie sistemy v globalnoy ekonomike*, 2020, No. 10, pp. 49-52. (In Russian)

2. Abduvakhitov Sh.R. Method for determining the capacity of a container station equipped with a gantry crane. *Vestnik KemRIPK*, 2018, No. 4, pp. 41-52. (In Russian)

3. Abduvakhitov Sh.R., Makhmatkulov Sh.G., Dekhkonov. M.M. Methodology for determining the capacity of a container terminal served by gantry container auto-loaders. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2018, No. 4, pp. 405-416. (In Russian)

4. Abduvakhitov Sh.R., Makhmatkulov Sh.G., Ikramova D.Z. Method for determining the capacity of a container terminal equipped with a gantry portal pneumatic wheel crane. *Transport Aziatsko-Tixookeanskogo regiona*, 2018, No. 3 (16), pp. 11-15. (In Russian)

5. Basov E.A. Optimization of the height of storage of containers. *Vestnik gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota*

флота им. адмирала С.О. Макарова, 2014. № 3 (25). С. 166-170.

6. Васильев И.А. Метод решения задачи формирования комплекта контейнеров для отгрузки на железнодорожный вагон // Национальная Ассоциация Ученых. 2015. № 2-4 (7). С. 101-103.

7. Жияев Д.Е. Определение минимальной вместимости контейнерного склада сухого порта для обработки переменного грузопотока // Вестник государственного университета морского и речного флота им. адмирала С.О. Макарова. 2015. № 6 (34). С. 79-85.

8. Илесалиев Д.И. Использование различных схем расположения проходов склада тарно-штучных грузов // Логистика: современные тенденции развития. 2015. № 1. С. 174-176.

9. Илесалиев Д.И. К вопросу о схеме размещения стеллажей на складе // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2017. № 1. С. 99-106.

10. Илесалиев Д.И. Обоснование метода переработки тарно-штучных грузов на перевалочных складах в цепях поставок: автореф.... канд. техн. наук. СПб., 2016. 16 с.

11. Илесалиев Д.И. Определение оптимальных значений параметров погрузочно-разгрузочного участка тарно-штучных грузов // Известия Петербургского университета путей сообщения. 2015. Вып. 3 (44). 55-63 с.

12. Илесалиев Д.И., Коровяковский Е.К., Определение оптимальных параметров погрузочно-разгрузочного участка с помощью математических методов // Транспорт: проблемы, идеи, перспективы: сборник трудов LXXV Всероссийской научно-технической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых. СПб.: ФГБОУ ВПО ПГУПС. 2015. С. 227-233.

13. Илесалиев Д.И. Абдувахитов Ш.Р. Исследования функционирования контейнерного терминала // Транспорт: наука, техника, управление. Научный информационный сборник. 2019. № 11. С. 59-62.

14. Кузнецов А.Л. Генезис агентного имитационного моделирования в ходе развития методов технологического проектиро-

im. admiral S.O. Makarova, 2014, No. 3 (25), pp. 166-170. (In Russian)

6. Vasiliev I.A. A method for solving the problem of forming a set of containers for shipment to a railway car. *Natsionalnaya Assotsiatsiya Uchenykh*, 2015, No. 2-4 (7), pp. 101-103. (In Russian)

7. Ilesaliev D.I., Abduvakhitov S.R., Ismatullaev A.F., Makhmatkulov S.G. Research of the main warehouse of the container terminal, *International Journal of Mechanical Engineering and Advanced Technologies*, 2019, Vol. 9, No. 1, pp. 4625-4630.

DOI: 10.35940/ijeat.A2923.109119

8. Ilesaliev D.I. The use of different layouts of the aisles of the container-piece cargo warehouse. *Logistika: sovremenniiye tendencii razvitiya*, 2015, No. 1, pp. 174-176. (In Russian)

9. Ilesaliev D.I. On the question of the layout of racks in the warehouse. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2017, No. 1, pp. 99-106. (In Russian)

10. Ilesaliev D.I. Substantiation of the method for processing packaged goods at transshipment warehouses in supply chains: author. Cand. tech. tech. sciences. 2016, pp. 16. (In Russian)

11. Ilesaliev D.I. Determination of the optimal values of the parameters of the loading and unloading section of packaged cargo. *Izvestiya Peterburgskogo universiteta putey soobcheniya*, 2015, No. 3 (44), pp. 55-63. (In Russian)

12. Ilesaliev D.I. Determination of the optimal parameters of the loading and unloading area using mathematical methods. *Transport: Problemi, idei, perspektivi: sbornik trudov LXXV Vserossiyskoy nauchno-tekhnicheskoy konferencii studentov, aspirantov i molodix uchyonix*. FGBOU VPO PGUPS, 2015, pp. 227-233. (In Russian)

13. Ilesaliev D.I., Abduvakhitov Sh.R. Research of the functioning of the container terminal. *Transport: nauka, texnika, upravlenie. Nauchnyy informatsionnyy sbornik*, 2019, No. 11, pp. 59-62. (In Russian)

14. Kuznetsov A.L. Genesis of agent simulation in the course of development of methods

вания портов и терминалов // Эксплуатация морского транспорта. 2009. № 4 (58). С. 3-7.

15. Кузнецов А.Л., Козлова Е.Ю. Сравнение различных методик оценки требуемой вместимости склада при технологическом проектировании контейнерных терминалов // Эксплуатация морского транспорта. 2008. № 4 (54). С. 9-14.

16. Лубенцова В.С., Ефремов А.В. Решение задачи определения вместимости контейнерного терминала с использованием модели "гибели и рождения" // Вестник Самарского государственного технического университета. 2005. № 38. С. 155-158.

17. Панасенко Н.Н., Яковлев П.В., Контейнеризация международной транспортной системы // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2016. № 4. С. 103-116.

18. Расулов М.Х., Абдувахитов Ш.Р., Илесалиев Д.И. Определение вместимости контейнерного терминала, обслуживаемого ричстакером // Инновационный транспорт. 2019. № 1 (31). С. 35-39.

19. Расулов М.Х., Абдувахитов Ш.Р., Илесалиев Д.И., Исмагуллаев А.Ф., Исследование параметров участка основного хранения контейнерного терминала // Инновационный транспорт. 2019. № 2 (32). С. 31-37.

20. Рахмангулов А.Н., Муравьев Д.С. Оценка направлений развития систем "морской порт – "сухой" порт" методом имитационного моделирования // Вестник Уральского государственного университета путей сообщения. 2016. № 3 (31). С. 54-72.

21. Abduvakhitov Sh.R., Ilesaliev D.I. Capacity of storage of participant cargoes. International Journal of Psychosocial Rehabilitation. 2020. T.24. №4. pp. 3864-3871. DOI: 10.35940/ijitee.A9163.119119.

22. Boile, M., Theofanis, S., Baveja, A., & Mittal, N. Regional Repositioning of Empty Containers // Transportation Research Record: Journal of the Transportation Research Board, Vol. 2066(1), pp. 31–40. doi:10.3141/2066-04.

23. Chu C., Huang W. Determining container terminal capacity on the basis of an adopted yard handling system // Transport Re-

for technological design of ports and terminals. *Ekspluatatsiya morskogo transporta*, 2009, No. 4 (58), pp. 3-7. (In Russian)

15. Kuznetsov A.L., Kozlova E.Yu. Comparison of various methods for assessing the required storage capacity for a technological project of container terminals. *Ekspluatatsiya morskogo transporta*, 2008, No. 4 (54), pp. 9-14. (In Russian)

16. Lubentsova V.S., Efremov A.V. Solution of the problem of determining the capacity of a container terminal using the "death and birth" model. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo texnicheskogo universiteta*, 2005, No. 38, pp. 155-158. (In Russian)

17. Panasenko N.N., Yakovlev P.V. Containerization of the international transport system. *Vestnik Astraxanskogo gosudarstvennogo texnicheskogo universiteta. Seriya: Morskaya texnika i texnologiya*, 2016, No. 4, pp. 103-116. (In Russian)

18. Rasulov M.Kh., Abduvakhitov Sh.R.U., Ilesaliev D.I. Determination of the capacity of a container terminal served by a reachstacker. *Innovatsionnyy transport*, 2019, No. 1 (31), pp. 35-39. (In Russian)

19. Rasulov M.Kh., Abduvakhitov Sh.R.U., Ilesaliev D.I., Ismatullaev A.F. Study of the parameters of the main storage area of the container terminal. *Innovatsionnyy transport*, 2019, No. 2 (32), pp. 31-37. (In Russian)

20. Rakhmangulov A.N., Muravyev D.S. Assessment of the development of the systems "seaport -" dry "port by the method of simulation. *Vestnik Uralskogo gosudarstvennogo universiteta putey soobshcheniya*, 2016, No. 3 (31), pp. 54-72. (In Russian)

21. Abduvakhitov Sh.R., Ilesaliev D.I. Participants' cargo storage capacity. *International Journal of Psychosocial Rehabilitation*, 2020, T. 24. No. 4, pp. 3864-3871. DOI: 10.35940/ijitee.A9163.119119

22. Boile M., Theofanis S., Baveja, A., Mittal N. (2008). Regional Repositioning of Empty Containers. *Transportation Research Record: Journal of the Transportation Research Board*, 2066(1), 31–40. DOI:10.3141/2066-04

23. Chu C., Huang W. Determining con-

views, Vol. 25(2), pp. 181–199.

DOI:10.1080/0144164042000244608.

24. Guan C., Liu R. Container terminal gate appointment system optimization // Maritime Economics & Logistics, Vol. 11(4), pp. 378-398. doi:10.1057/mel.2009.13.

25. Ilesaliev D.I., Abduvakhitov S.R., Ismatullaev A.F., Makhmatkulov S.G. Research of the main storage area of the container terminal // International Journal of Engineering and Advanced Technology, 2019, T. 9. №1, pp. 4625-4630.

DOI: 10.35940/ijeat.A2923.109119.

26. Kozan E. Optimum Capacity for Inter-modal Container Terminals // Transportation Planning and Technology, Vol. 29(6), pp. 471-482. DOI:10.1080/03081060601075716.

27. Mittal N., Boile M., Baveja A., Theofanis S. Determining optimal inland-empty-container depot locations under stochastic demand // *Research in Transportation Economics*, Vol. 42(1), pp. 50–60.

DOI:10.1016/j.retrec.2012.11.007.

28. Pascual J., Aranda D., Hidalgo F., Smith A.E., Karakaya E., Gonzalez-Ramirez R.G. Empty container stacking operations: Case study of an Empty Container Depot in Valparaíso Chile. 2016 Winter Simulation Conference (WSC). DOI:10.1109/wsc.2016.7822419.

29. Petering M.E.H. Decision support for yard capacity, fleet composition, truck substitutability, and scalability issues at seaport container terminals // *Transportation Research Part E: Logistics and Transportation Review*. Vol. 47(1). P. 85–103.

DOI:10.1016/j.tre.2010.07.007.

† tainer terminal capacity on the basis of an
† adopted yard handling system. *Transport Re-*
† *views*, 25(2), 181–199.

DOI:10.1080/0144164042000244608

24. Guan C., Liu R. Container terminal gate appointment system optimization. *Maritime Economics & Logistics*, 11(4), 378–398. DOI:10.1057/mel.2009.13

‡ 26. Kozan E. Optimum Capacity for Intermodal Container Terminals. *Transportation Planning and Technology*, 29(6), 471–482.

† doi:10.1080/03081060601075716

27. Mittal N., Boile M., Baveja A., Theofanis S. Determining optimal inland-empty-container depot locations under stochastic demand. *Research in Transportation Economics*, 42(1), pp.50–60.

doi:10.1016/j.retrec.2012.11.007

28. Pascual J., Aranda D., Hidalgo F., Smith A. E., Karakaya E., Gonzalez-Ramirez R.G. (2016). Empty container stacking operations: Case study of an Empty Container Depot in Valparaiso Chile. 2016 *Winter Simulation Conference (WSC)*.

† doi:10.1109/wsc.2016.7822419

29. Petering M.E.H. Decision support for yard capacity, fleet composition, truck substitutability, and scalability issues at seaport container terminals. *Transportation Research Part E: Logistics and Transportation Review*, 47(1), 85–103. DOI:10.1016/j.tre.2010. 07.007

УДК (UDC) 004.048

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ НОРМАЛИЗИРОВАННОГО ВЕГЕТАЦИОННОГО ИНДЕКСА
НА ПОЖАРНУЮ ОБСТАНОВКУ В ПОЖАРООПАСНЫЙ ПЕРИОДASSESSMENT OF THE INFLUENCE OF THE NORMALIZED VEGETATION INDEX
ON THE FIRE SITUATION IN THE FIRE-HAZARDOUS PERIODРыбаков А.В., Иванов Е.В., Дмитриев А.В., Борисов А.Е.
Rybakov A.V., Ivanov E.V., Dmitriev A.V., Borisov A.E.ФГБВОУ ВО «Академия гражданской защиты МЧС России» (Химки, Россия)
Civil Defense Academy EMERCOM of Russia (Khimki, Russian Federation)

Аннотация. В работе приведен анализ параметра, получаемого с помощью дистанционного зондирования планеты Земля, нормализованного вегетационного индекса (индекс NDVI). Приведены результаты оценки влияния индекса на возникновение пожаров на определенном участке местности. На примере статистических данных для Красноярского края получены значения индекса для двух периодов весеннего и летнего, а также оценено влияние значений индекса NDVI на изменение значения вероятности возникновения лесного пожара. Статистические данные по индексу были выбраны из «озера данных» МЧС России, данные собираются с 2014 года по настоящее время, а данные по термоточкам с 2012 года. Последствия после природных пожаров наносят значительный урон по лесничеству в России, да и по экологии в целом. Поэтому выделение заранее известных областей с высокой вероятностью возникновения природного пожара, не только позволит улучшить превентивные меры по предупреждению, но и даст возможность предотвратить большинство последствий. В данной статье рассматривается один из параметров получаемый с помощью дистанционного зондирования Земли NDVI его изменения до и после рассматриваемого события (природного пожара).

Ключевые слова: индекс NDVI, нормализованный вегетационный индекс, пожароопасный период, параметры дистанционного зондирования.

Дата принятия к публикации: 25.11.2021
Дата публикации: 25.12.2021

Сведения об авторах:

Рыбаков Анатолий Валерьевич – начальник научно-исследовательского центра, ФГБВОУ ВО «Академия гражданской защиты МЧС России», e-mail: e.ivanov@amchs.ru

Иванов Евгений Вячеславович – начальник научно-исследовательского отдела (по проблемам ГО и ЧС), ФГБВОУ ВО «Академия гражданской защиты МЧС России», e-mail: e.ivanov@amchs.ru

Дмитриев Антон Викторович – научный сотрудник научно-исследовательского отдела (по проблемам ГО и ЧС), ФГБВОУ ВО «Академия гражданской

Abstract. The paper presents an analysis of the parameter obtained by remote sensing of the planet Earth, the normalized vegetation index (NDVI index). The results of assessing the impact of the index on the occurrence of fires in a certain area are presented. Using the example of statistical data for the Krasnoyarsk Territory, the index values for two periods of spring and summer were obtained, and the influence of NDVI values on the change in the probability of a forest fire was estimated. Static data on the index were selected from the "data lake" of the Ministry of Emergency Situations of Russia, data is collected from 2014 to the present, and data on thermal points from 2012. The consequences after wildfires will cause significant damage to forestry in Russia, and to the environment as a whole. Therefore, the allocation of previously known areas with a high probability of a natural fire will not only improve preventive measures for prevention, but will also make it possible to prevent most of the consequences. This article considers one of the parameters obtained by remote sensing of the Earth NDVI of its change before and after the event in question (natural fire).

Keywords: NDVI index, normalized vegetation index, fire-hazardous period, remote sensing parameters.

Date of acceptance for publication: 25.11.2021
Date of publication: 25.12.2021

Authors' information:

Anatoly V. Rybakov - Head of the Research Center, Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education "Academy of Civil Protection EMERCOM of Russia", e-mail: e.ivanov@amchs.ru

Evgeny V. Ivanov - Head of the Research Department (on Civil Defense and Emergency Situations), Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education "Academy of Civil Protection EMERCOM of Russia", e-mail: e.ivanov@amchs.ru

Anton V. Dmitriev - Researcher of the Research Department (on Problems of Civil Defense and Emergencies), Federal State Budgetary Educational Institution

данской защиты МЧС России»,
e-mail: a.dmitriev@amchs.ru

Борисов Артем Евгеньевич – старший оператор научно-исследовательского отдела (по проблемам ГО и ЧС), ФГБВОУ ВО «Академия гражданской защиты МЧС России»,
e-mail: borisov.artem1@outlook.com

† tion of Higher Education "Academy of Civil Protection
† of the EMERCOM of Russia",
† e-mail: a.dmitriev@amchs.ru

† **Artem E. Borisov** - senior operator of the research
† department (on problems of civil defense and emergency
† situations), Federal State Budgetary Educational Institu-
† tion of Higher Education "Academy of Civil Protection
† of the Ministry of Emergencies of Russia",
† e-mail: borisov.artem1@outlook.com

1. Введение

Несмотря на принимаемые меры по совершенствованию способов и средств тушения природных пожаров в корне переломить ситуацию с ростом ущерба до настоящего времени в Российской Федерации не удастся. Так, по данным статистического сборника «Охрана окружающей среды» (официальное издание Федеральной службы государственной статистики), число природных пожаров составляет свыше 10 тысяч в год, а площадь земель, пройденных пожаром, увеличилась с 2015 по 2019 год почти в три раза и составила свыше 10 миллионов гектар [1]. При этом из проведенного анализа [2 - 4] следует, что зачастую, чем раньше приняты меры по локализации и ликвидации очага горения, тем меньший ущерб в конечном итоге нанесет природный пожар. В свою очередь данное обстоятельство выдвигает повышенные требования к системе выявления очагов пожаров и термоточек (термических аномалий). В настоящее время обнаружение возгораний успешно решается за счет применения технологий космического мониторинга [5]. Однако зачастую складывается ситуация, когда термоточка определена, но в связи с ее относительно низкой доступностью, превышением регламентов передачи информации, к моменту начала работ по локализации и ликвидации очага пожара ущерб от него уже значителен и дальнейшая ликвидация потребует больших усилий, чем, если бы обнаружение термоточки произошло на раннем этапе. С другой стороны, в случае если заранее будет известна информация о вероятности возникновения природного пожара на конкретном участке местности, то и ресурсы, затрачиваемые на получение и обработку данных системы космического мониторинга, могут

быть сосредоточены на угрожаемых участках. В настоящее время для оценки лесопожарной обстановки применяются многочисленные индексы пожарной опасности:

- комплексный показатель пожарной опасности (комплексный показатель Нестерова);
- индекс горимости;
- индекс засушливости KBDI (Keetch – Byram Drought Index);
- индекс опасности лесных пожаров МакАртура (FFDI) (Австралия);
- индекс пожарной опасности погоды Canadian Fire Weather Index (FWI) (Канада) [6].

При этом данные показатели определяются как функция от некоторых аргументов, где зависимость описывается в виде некоторого выражения. В свою очередь такой подход хоть и является детерминированным, то есть позволяющим учесть некоторую причинно-следственную связь между измеряемыми параметрами и количеством событий (возникновением очагов пожаров), но не вполне точно описывает вероятность возникновения очага пожара на конкретном участке местности. Таким образом, можно заключить, что большинство показателей, характеризующих лесопожарную обстановку, не дают количественную оценку вероятности возникновения пожара, кроме того, зачастую они не учитывают взаимосвязь между всеми составляющими, без которых возникновение пожара невозможно: характеристика горючего материала; метеорологические условия; наличие инициатора возгорания; географические условия. Более подробно анализ факторов, влияющих на вероятность возникновения природных пожаров, приведен в [7].

2. Метод

В то же время видится предпочтительным предложение инвариантной методики, которая бы учитывала особенности лесопожарной обстановки для каждого конкретного участка местности со схожими условиями по одному или нескольким факторам, влияющим на вероятность возникновения природного пожара. В работе [8] предлагается применять метод поиска ассоциативных связей и построение дерева решений. Суть метода заключается в том, что рассматривается конкретный участок местности и на основе анализа архивных данных о неблагоприятных событиях (возникновение очагов пожаров) делается вывод о вероятности возникновения природного пожара для рассматриваемого участка местности. Операция кластеризации позволяет локализовать участки местности, для которых условия пожарной опасности будут схожими. В свою очередь такая локализация позволит в дальнейшем формировать модели прогноза пожарной опасности для каждого такого кластера, что более предпочтительно, чем распространение одной модели на ничем не обоснованные по размерам участки местности. Кластеризация (или кластерный анализ) представляет из себя задачу обобщения разрозненных объектов в группы (кластеры). При этом объекты, обобщаемые в виде группы, обладают схожими свойствами, отличными от объектов, принадлежащих другим группам (кластерам) [9]. В качестве наиболее простого в реализации алгоритма, реализующего операцию кластеризации с удовлетворительной точностью, рассматривается алгоритм k -средних, также называемый быстрым кластерным анализом, который относится к типу плоских алгоритмов [10]. Метод k -средних сводится к тому, что для определенного участка пространства минимизируется суммарное квадратичное отклонение точек кластеров от центров этих кластеров (1).

$$V = \sum_{i=1}^k \sum_{x \in S_i} (x - \mu_i)^2, \quad (1)$$
где k – число кластеров; S_i – полученные кластеры; $i = 1, 2, 3, \dots, k$; μ_i – центры масс всех векторов; x из кластера S_i .

Основная идея заключается в том, что на каждой итерации вычисляется центр масс для каждого кластера, полученного на предыдущем шаге, затем векторы разбиваются на кластеры вновь в соответствии с тем, какой из новых центров оказался ближе по выбранной метрике. Алгоритм завершается, когда на какой-то итерации не происходит изменения внутрикластерного расстояния. Это происходит за конечное число итераций, так как количество возможных разбиений конечного множества конечно, а на каждом шаге суммарное квадратичное отклонение V уменьшается, поэтому закливание невозможно. В качестве исходных данных для проведения кластеризации используются данные о зафиксированных термоточках. Пример кластеризации для территории Московской области подробно рассмотрен в работе [11]. Затем для локализованного участка местности, со сходными параметрами пожарной обстановки определяется степень влияния различных параметров на степень пожарной опасности. Так, например, одним из наблюдаемых параметров (по значениям которого имеются статистические данные) является нормализованный относительный индекс растительности (индекс NDVI). В настоящей работе оценим влияние этого фактора на степень пожарной опасности, данные рассмотрим на примере Красноярского края. Индекс NDVI во всем мире используют для определения степени засухливости (как правило, применяется в области сельского хозяйства), что вызывает интерес к его использованию в качестве параметра, характеризующего характеристики лесных горючих материалов. Вычисление значений NDVI производится с помощью двух показателей, получаемых со спутников (инфракрасных камер), а именно, отношение видимого красного цвета к ближнему инфракрасному, измеряемых в разных диапазонах.

$$NDVI = ((IR - R) / (IR + R)), \quad (2)$$

где IR – значения пикселей из инфракрасного канала; R – значения пикселей из красного канала.

В качестве агрегатора баз данных, содержащих сведения, в том числе и о значениях NDVI выступает «озеро данных» информа-

ционно-аналитического центра МЧС России, где по данному показателю собрана информация с 2014 по настоящее время. Алгоритм получения данных и построения на основе их графиков построен на применении следующих программных продуктов: SQLAlchemy, pandas, matplotlib. Началу работы пользователя с программой, предшествует подключение к внешней базе данных – «озеру данных». В строке подключения указываются аутентификационные данные, а также SQL-запрос на выборку. После этого данные сохраняются в переменной python в формате pandas dataframe. Таким образом, в программе агрегируются данные по термическим точкам, подпадающим под категорию «Лесной пожар, Природный пожар», и по индексу вегетации в точках, соответствующим ближайшим координатам сетки. Следует заметить, что координатная сетка NDVI хранится в БД с разрядностью в 2.5 градуса, измерения при этом проводятся раз в 10 дней, что несколько затрудняет возможность получения достоверных и точных математических моделей. Для построения графиков считается среднее значение NDVI по формуле, указанной ниже (3), и количество пожаров по каждому из месяцев года.

$$NDVI_{\text{ср.}} = \frac{1}{n} \sum_{i=0}^n NDVI, \quad (3)$$

где n – число наблюдений.

Вывод соответствующих графиков пользователю, осуществляется с помощью библиотеки matplotlib (рис. 1).

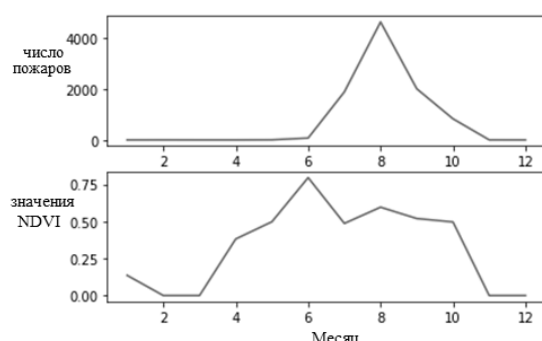


Рис. 1. Визуализация временных рядов количества природных пожаров и изменения значений NDVI (для рассматриваемого участка за 2014 год)

На верхнем графике показаны суммарное количество пожаров в интервале времени с

2014 до 2018 года, взятые на определенном участке местности, разбитые по месяцам года. На нижнем графике изображено среднее значение коэффициента вегетации NDVI. Следующий график (рис. 2) отображает изменения индекса вегетации для трех конкретных термоточек на протяжении месяца до возникновения пожара и через месяц после. Термоточка была зарегистрирована в весенний период. Вычисления проводились с помощью среды разработки jupyter и языков программирования python, SQL.

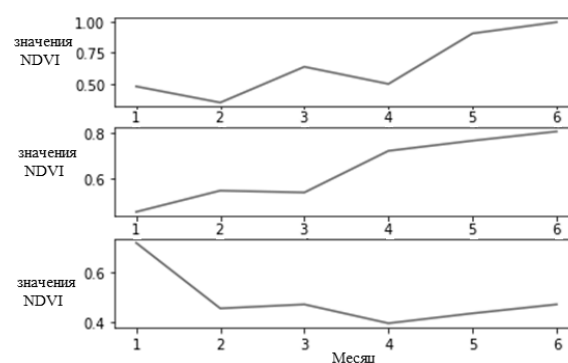


Рис. 2. График динамики изменения значений NDVI

На рисунке 3 представлена динамика изменения индекса вегетации для трех конкретных термоточек (зарегистрированных в летний период) на протяжении месяца до возникновения пожара и через месяц после.

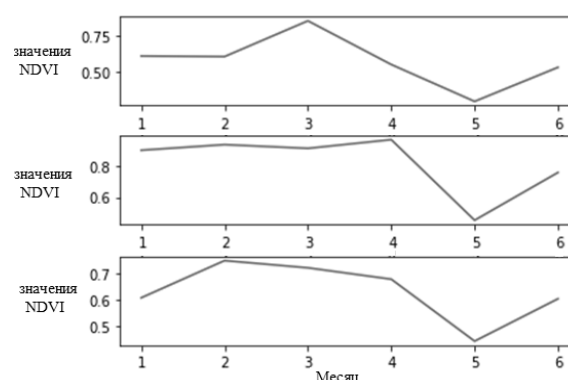


Рис. 3. График динамики изменения значений NDVI

На рис. 4 и 5 представлены графики изменения количества лесных пожаров, а также изменение индекса вегетации NDVI за 2015 и 2016 года.

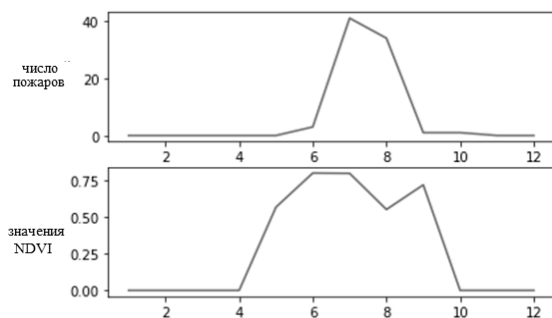


Рис. 4. Количество природных пожаров и соответствующие им значения NDVI для рассматриваемого участка за 2015 год

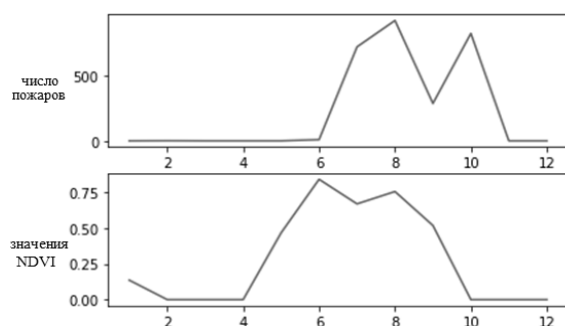


Рис. 5. Количество природных пожаров и соответствующие им значения NDVI для рассматриваемого участка за 2015 год.

Из представленных графиков динамики изменения значений NDVI видно, что есть

два пиковых значения, которые условно можно назвать весенне-летним и летним.

Таким образом, можно говорить о том, что перед возникновением природного пожара, для данного, конкретного участка местности, NDVI уменьшается: в весенне-летний период пороговым показателем является величина 0,5; в летний период пороговым показателем является величина 0,7. Данный показатель показывает зависимость индекса NDVI на возникновение пожаров.

3. Заключение

Проведенный анализ позволяет сделать вывод о том, что NDVI может применяться для создания инвариантной методики прогнозирования лесопожарной обстановки для каждого конкретного участка местности со схожими условиями по одному или нескольким факторам, в частности рассматриваемый индекс NDVI, как показывает анализ, оказывает влияние на вероятность возникновения природного пожара. Учет дополнительных наблюдаемых факторов позволит в дальнейшем улучшать модели прогнозирования и повышать достоверность оценки вероятности возникновения природных чрезвычайных ситуаций.

Список литературы

1. Охрана окружающей среды в России. 2020: Стат. сб. / Росстат. 0-92 М., 2020. 113 с.
2. Почитаев М.В., Иплаев М.Д. Повышение эффективности профилактики лесных пожаров // Вестник ПГТУ. 2014. №9(21). С.42-52.
3. Айриян А.И., Кочегаров А.В., Васильев А.А. Моделирование организации предупреждения лесных пожаров на территории Тамбовской области // Проблемы обеспечения безопасности при ликвидации последствий чрезвычайных ситуаций. 2017. №1. С.334-340.
4. Подрезов Ю.В. Особенности борьбы с лесными пожарами летом 2020 года // Проблемы безопасности и чрезвычайных ситуаций. 2020. №5. С. 45-48.
5. Лобанов А.А. Геоинформационный

References

1. Environmental protection in Russia. 2020: Stat. sat. / Rosstat. 0-92 M., 2020. 113 p. (In Russian)
2. Pochitav M. V., M. D. IPView Improve the prevention of forest fires. *Vestnik PGTU*, 2014, No.9, pp. 42-52. (In Russian)
3. Yiran I.A., Stoker, A.V., Vasiliev A.A. Modeling the organization of prevention of forest fires on the territory of the Tambov region. *Problems of safety in emergency situations*, 2017, Vol. 1, pp. 334-340. (In Russian)
4. Podrezov Yu.V. Features of the fight against forest fires in the summer of 2020. *Problems of safety and emergency situations*, 2020, No. 5, pp. 45-48. (In Russian)
5. Lobanov A.A. Geoinformation monitoring of fires. *Educational resources and technologies*, 2015, No.2(10), pp. 119-126. (In Russian)

мониторинг пожаров // Образовательные ресурсы и технологии. 2015. №2 С. 119-126.

6. Губенко И.М., Рубинштейн К.Г. Сравнительный анализ методов расчета индексов пожарной опасности // Труды гидрометеорологического научно-исследовательского центра Российской Федерации. 2012. №347. С. 207-222.

7. Белоусов Р.Л., Вологдин В.А., Араштаев А.И., Трофлянин В.В. Анализ факторов природной пожарной опасности лесной территории республики Татарстан // Научные и образовательные проблемы гражданской защиты. 2018. №1. С. 69-81.

8. Костенчук М.И., Дрожжин Н.А., Белоусов Р.Л. Поиск закономерностей в оценке лесопожарной обстановки по погодным условиям. 2014. №2. С. 61-66.

9. Ершов К.С., Романова Т.Н. Анализ и классификация алгоритмов кластеризации // Новые информационные технологии в автоматизированных системах. 2016. №19. С. 274-279.

10. Приходько А.С., Хмелевой С.В. Использование метода кластеризации средних для оптимизации отображения пространственных данных // Информатика и компьютерные технологии-2012 [Электронный ресурс] URL: <http://ea.donntu.org/handle/123456789/15398> (дата обращения 18.05. 2021 г.).

11. Мазаник А.И., Белоусов Р.Л., Дрожжин Н.А., Араштаев А.И. Пространственная группировка природных пожаров с помощью иерархической кластеризации данных // Научные и образовательные проблемы гражданской защиты. 2020. №2(45). С. 85-97.

Russian)

6. Gubenko I.M., Rubinstein K.G. Comparative analysis of methods for calculating fire hazard indices. *Proceedings of the Hydrometeorological Research Center of the Russian Federation*, 2012, No. 347, pp. 207-222. (In Russian)

7. Belousov R.L., Vologdin V.A., Arashtaev A.I., Troflyanin V.V. Analysis of factors of natural fire danger of the forest territory of the Republic of Tatarstan. *Scientific and educational problems of civil protection*, 2018, No.1(36), pp. 69-81. (In Russian)

8. Kostenchuk M.I., Drozhzhin N.A., Belousov R.L. Search for patterns in the assessment of forest fire conditions by weather conditions. 2014, No.2, pp. 61-66. (In Russian)

9. Ershov K.S., Romanova T.N. Analysis and classification of clustering algorithms. *New information technologies in automated systems*, 2016, No.19, pp. 274-279. (In Russian)

10. Prikhodko A.S., Hop S.V. the use of the method of clustering k-means to optimize the display of spatial data. *Informatics and computer technologies-2012* [Electronic resource] URL: <http://ea.donntu.org/handle/123456789/15398> (accessed 18.05. 2021). (In Russian)

11. Mazanik A.I., Belousov R.L., Drozhzhin N.A., Parastaev A.I. Spatial grouping of wildfires with the help of hierarchical clustering of data. *Scientific and educational problems of civil protection*, 2020, No.2(45), pp. 85-97. (In Russian)

Сетевое издание
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ВЕСТНИК
Брянского государственного университета
ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

Учредитель и издатель:

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского».

**Свидетельство о регистрации средства массовой информации
выдано Федеральной службой по надзору
в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций
Эл № ФС77-62798 от 18 августа 2015 г.**

Главный редактор сетевого издания:

доктор технических наук, профессор
А.В. Лагереv

Адрес учредителя:

ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет
имени академика И.Г. Петровского»
241036, Россия, Брянск, ул. Бежицкая, д. 14

Адрес редакции и издателя:

РИСО ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет
имени академика И.Г. Петровского»
241036, Россия, Брянск, ул. Бежицкая, д. 20

Дата размещения сетевого издания в сети Интернет
на официальном сайте <http://www.ntv-brgu.ru> 25.12.2021 г.