



# *Научно-технический вестник*

БРЯНСКОГО  
ГОСУДАРСТВЕННОГО  
УНИВЕРСИТЕТА

*Nauchno-Tekhnicheskiiy Vestnik  
Bryanskogo Gosudarstvennogo  
Universiteta*

Б Р Я Н С К

2022(2)

ISSN 2413-9920

**Научно-технический  
ВЕСТНИК  
Брянского  
государственного  
университета**

**№ 2  
2022**

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

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

**№ 2**  
**2022**

ББК 74.580.4

Н-34

Научно-технический вестник Брянского государственного университета. № 2 (2022). Брянск: РИСО БГУ, 2022. – Точка доступа: <http://ntv-brgu.ru>  
Размещено на официальном сайте журнала: 25.06.2022

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

*И.А. Лагерев* – доктор технических наук, проректор по инновационной работе Брянского государственного университета им. акад. И.Г. Петровского (г. Брянск, Россия);

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

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

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

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

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

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

**Chief editor:**

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

**Executive secretary:**

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

**Editorial Board:**

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

**16+**

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

© Научно-технический вестник Брянского государственного университета, 2022  
© 2022 Nauchno-tekhnicheskiy 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: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-94-102

Инверсионный подход к тяговому расчету гусеничных движителей подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин ..... 94

Гринчар Н.Г., Шошин А.С., Чалова М.Ю. (Москва, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-103-109

Сравнение безредукторного и редукторного гидроприводов машин транспортного строительства ..... 103

Лагереv А.В. (Брянск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-110-124

Моделирование работы гидропривода механизма установки концевой опоры на самоходном шасси мобильной канатной дороги ..... 110

Лагереv И.А., Химич А.В., Шкурманова С.С. (Брянск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-125-130

Подходы к имитационному моделированию рабочих процессов канатной лесозаготовительной машины для работы на склонах ..... 125

Таричко В.И. (Брянск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-131-141

Конструкция и анализ технических характеристик быстроразъемного устройства для соединения концов канатов мобильных канатных дорог ..... 131

Тинт Наинг Вин, Алакин В.М. (Калуга, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-142-149

Методика обоснования конструкции и рабочих параметров рычажно-электромагнитной системы стабилизации поперечной устойчивости грузовых фургонов ..... 142

Трубин А.С., Баранов Ю.Н. (Орел, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-150-158

Аналитическое описание движения бойка гидромолота и его показатели экономичности энергопреобразования ..... 150

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-159-164

Исследование динамической нагруженности мобильной канатной транспортно-технологической машины, размещенной на склоне ..... 159

**Транспорт**

*Щербань П.С., Мазур Е.В., Сеницын О.А. (Калининград, Российская Федерация)*

*DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-165-175*

Исследование потерь сжиженного природного газа при его транспортировке в Калининградскую область и последующей регазификации ..... 165

**Информация для авторов**

*Алехин А.Ю. (Новокузнецк, Российская Федерация)*

Инвестиционная платформа «Инвестиционный Компас» на службе внедрения разработок российских ученых ..... 176

## 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, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-94-102

Inversion approach to traction calculation of tracked chassis of hoisting, construction and road machines ..... 94

Grinchar N.G., Shoshin A.S., Chalova M.Yu. (Moscow, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-103-109

Comparison of reduced and geared hydraulic drives of transport construction machines.. 103

Lagerev A.V. (Bryansk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-110-124

Simulation of the hydraulic drive operation of the end tower installation mechanism on a self-propelled chassis as part of a mobile ropeway ..... 110

Lagerev I.A., Khimich A.V., Shkurmanova S.S. (Bryansk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-125-130

Approaches to simulation modeling of working processes of a rope logging machine for working on slopes ..... 125

Tarichko V.I. (Bryansk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-131-141

Design and analysis of technical characteristics of a quick-release device for connecting the ropes ends for mobile ropeways ..... 131

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-142-149

Method for substantiation of the design and working parameters of a lever-electromagnetic stabilizer of lateral stability system for stabilization of the transverse stability of cargo vans ..... 142

Trubin A.S., Baranov Y.N. (Orel, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-150-158

Analytical description breaker drives and its indicators economy of energy conversion... 150

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-159-164

The dynamic loading study of a mobile transport and technological machine, placed on a slope ..... 159



**Transport**

*Shcherban P.S., Mazur E.A., Sinitsyn O.A. (Kaliningrad, Russian Federation)*

DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-165-175

Investigation of liquefied natural gas losses during its transportation to the Kaliningrad region and further regasification ..... 165

**Information for authors**

*Alekhin A.Yu. (Novokuznetsk, Russian Federation)*

Investment platform "Investment Compass" in the service of implementing the developments of Russian scientists ..... 176

УДК (UDC) 621.86

## ИНВЕРСИОННЫЙ ПОДХОД К ТЯГОВОМУ РАСЧЕТУ ГУСЕНИЧНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ ПОДЪЕМНО-ТРАНСПОРТНЫХ, СТРОИТЕЛЬНЫХ И ДОРОЖНЫХ МАШИН

## INVERSION APPROACH TO TRACTION CALCULATION OF TRACKED CHASSIS OF HOISTING, CONSTRUCTION AND ROAD MACHINES

Гончаров К.А.  
Goncharov K.A.Брянский государственный технический университет (Брянск, Россия)  
Bryansk State Technical University (Bryansk, Russian Federation)

**Аннотация.** Гусеничные движители являются распространенным вариантом реализации механизмов передвижения подъемно-транспортных, строительных, дорожных машин, обладающим рядом преимуществ по сравнению с рельсоколесными, пневмоколесными и шагающими механизмами, в частности, отсутствием необходимости оборудования рабочих площадок, а также улучшенными ходовыми качествами при передвижении по пересеченной местности. В настоящей статье предлагается инверсионный подход к тяговому расчету гусеничного движителя, заключающийся в представлении его тягового и несущего элемента в виде замкнутого контура, что позволяет применить основные положения теории тягового расчета машин непрерывного транспорта для определения сопротивлений движению и, соответственно, натяжений в контуре гусеничной ленты. Предложенный подход позволяет оценить вклад различных сопротивлений движению в общее тяговое усилие при прямолинейном движении в зависимости от конструктивных особенностей каждого характерного участка гусеничной ленты с учетом перераспределения нагрузки между разными гусеницами одного шасси. Полученные результаты могут быть применены как при проектировании классических специальных машин на гусеничном ходу, так и при разработке прототипов гусеничных машин со смещенными центрами приложения нагрузок, в частности гусеничных шасси мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов.

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

**Дата принятия к публикации:** 05.05.2022  
**Дата публикации:** 25.06.2022

**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](mailto:ptm_bstu@mail.ru).

ORCID: 0000-0002-5895-1162

**Abstract.** Tracked chassis are a common variant of the implementation of the movement mechanisms of hoisting-and-transport, construction, road machines, which has a number of advantages compared to rail-wheel, pneumatic-wheel and walking mechanisms, in particular, the absence of the need to equip work sites, as well as improved driving performance when moving over rough terrain. This article proposes an inversion approach to the traction calculation of a tracked chassis, which consists in presenting its traction and bearing element in the form of a closed loop, which makes it possible to apply the basic provisions of the theory of traction calculation of continuous transport machines to determine the resistance to movement and, accordingly, tensions in the contour of the track. The proposed approach makes it possible to estimate the contribution of various motion resistances to the total tractive effort during rectilinear motion, depending on the design features of each characteristic section of the track, taking into account the redistribution of the load between different tracks of the same chassis. The results obtained can be applied both in the design of classic special machines on a tracked chassis, and in the development of prototypes of tracked vehicles with displaced load application centers, in particular, tracked chassis of mobile transport and handling rope complexes.

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

**Date of acceptance for publication:** 05.05.2022  
**Date of publication:** 25.06.2022

**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](mailto:ptm_bstu@mail.ru).

ORCID: 0000-0002-5895-1162

### Благодарности

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

### Acknowledgements

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

## 1. Введение

Гусеничные движители являются одним из наиболее универсальных типов движителей для реализации работы подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин на необорудованных площадках в труднодоступной местности без применения дополнительных выносных опор.

К преимуществам шасси гусеничного типа можно отнести следующие факторы [1, 2]:

1) рабочая площадка может быть достаточно выровненной и, как правило, с неукрепленной подошвой земляного полотна (в определенной степени гусеничные машины являются вездеходными и способны также преодолевать небольшие неровности пути);

2) способность преодолевать подъемы с довольно большим уклоном;

3) отсутствие затрат на строительство и эксплуатацию рельсового пути;

4) способность передвижения по грунту пониженной прочности из-за небольшого давления на грунт вследствие большой опорной поверхности (указанные давления меньше, чем под шпалами рельсового пути, и значительно меньше, чем под колесами пневмоколесных машин);

5) способность передвижения по кривой значительно меньшего радиуса, чем у рельсовых механизмов передвижения, благодаря большей маневренности и проходимости;

6) в условиях ровной местности не требуются никаких специальных противоугонных устройств вследствие хорошей способности к сцеплению с дорогой.

В качестве недостатков шасси гусеничного типа можно отметить следующее [1, 2]:

1) более высокое сопротивление передвижению по сравнению с шасси колесного типа требует повышенной мощности;

2) шасси гусеничного типа характеризуются значительной массой и стоимостью;

3) при некотором увеличении глубины колеи значительно ограничивается проходимость машины по кривой, а при значитель-

ном её заглублении необходимы особые меры даже при прямолинейном движении;

4) загрязнение вызывает затруднения со смазкой;

5) механизмы передвижения на шасси гусеничного типа, работающие в длительном режиме, подвергаются повышенному износу;

6) при поперечном передвижении машины на уклоне существует опасность её соскальзывания вниз, что невозможно остановить торможением;

7) в случае повышения нагрузки на нижнюю гусеницу по отношению к уклону (при работе на уклоне) последняя глубже вдавливается в грунт, в результате чего увеличивается угол наклона машины, и снижается её устойчивость.

Некоторые представленные недостатки могут быть нивелированы специфическими особенностями работы конкретной машины. К примеру, при применении гусеничного движителя в структуре мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса принципиальность теряет повышенное сопротивление передвижению, проходимость машины по кривой, работа машины в длительном режиме. Это связано с тем, что при доставке гусеничной машины на тягаче к месту эксплуатации канатной дороги её задачей является движение собственным ходом только до точки установки, после чего ключевую роль играют параметры, характеризующие устойчивость машины против опрокидывания.

Разработка гусеничных движителей в обязательном порядке сопровождается процедурой тягового расчета. В классических трудах по проектированию строительных и дорожных машин придерживаются общего принципа определения сопротивления движению, заключающегося в линейном суммировании всех его составляющих [3]. В этом случае происходит упрощение расчета, заключающееся в пренебрежении степенным видом сопротивлений на огибающих колесах и звездочках. При этом, как показано в работе [4], данный вид сопротивлений вносит значительный вклад в общее

сопротивление при расчете коротких замкнутых контуров, к которым относятся гусеничные движители.

Также стоит отметить, что максимальное расчетное натяжение гусеничной ленты (цепи) для её корректного выбора согласно методике, представленной в работе [3], крайне проблематично определить, так как все приведенные внутренние сопротивления движению складываются линейно вне зависимости от направления хода движителя (ходовой механизм тягового или толкающего типа). Данное обстоятельство имеет существенную значимость, так как значение сопротивлений движению на огибающих звездочках и колесах кратно увеличивается по отношению к входному натяжению гусеничной ленты на данном участке, которое, в свою очередь, зависит от направления движения машины.

В рамках описанных обстоятельств для увеличения точности проводимых расчетов целесообразно рассматривать каждую гусеницу движителя как отдельный замкнутый контур, применяя основные положения теории тягового расчета машин непрерывного транспорта для определения сопротивлений движению и, соответственно, натяжений в контуре гусеничной ленты.

## 2. Постановка задачи исследования

Целью настоящего исследования является разработка инверсионного подхода к тяговому расчету гусеничных движителей подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин, основанного на рассмотрении их работы не в общепринятом представлении движения машины по бесконечному рельсу, формируемому гусеницей [1], а в качестве машины непрерывного транспорта с вертикально замкнутым контуром тягового элемента. Применение такого подхода позволит повысить точность определения рабочего натяжения гусеничной ленты (цепи) за счет комплексной проработки диаграммы натяжений тягового элемента в плане детализации каждого конкретного сопротивления движению и его локализации на соответствующем участке замкнутого контура.

## 3. Математическая модель работы замкнутого контура гусеницы как машины непрерывного транспорта

Рассмотрим два случая движения гусеничного шасси по наклонному прямолинейному участку пути: в первом случае (рис. 1) гусеница движется на подъеме с задним ведущим колесом (ходовой механизм толкающего типа), а во втором случае (рис. 2) – то же самое, но с передним ведущим колесом (ходовой механизм тягового типа) [2].

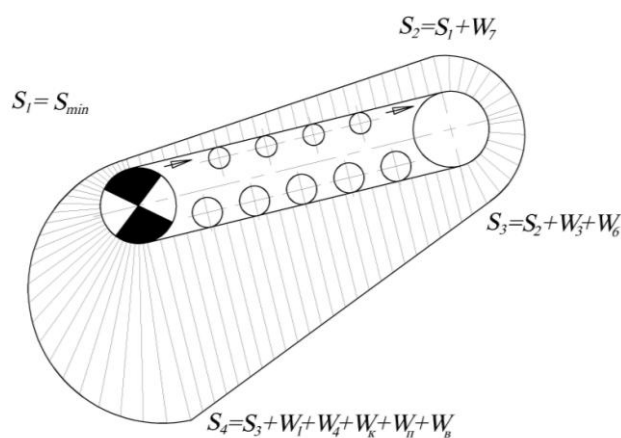


Рис. 1. Обобщенная диаграмма натяжения тягового элемента при движении гусеницы на подъем с задним ведущим колесом

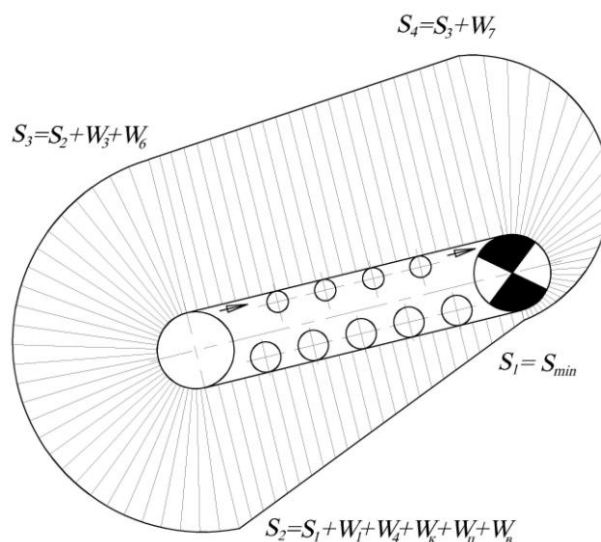


Рис. 2. Обобщенная диаграмма натяжения тягового элемента при движении гусеницы на подъем с передним ведущим колесом

Тяговый расчет гусеничного движителя при движении на прямолинейном наклонном участке пути в общем случае по структуре диаграммы натяжений напоминает тяговый расчет скребкового конвейера при движении груза вниз по уклону с учетом инверсии взаимного движения системы «груз – конвейер» (груз неподвижен) [2, 5]. Тяговый расчет осуществляется посредством последовательного суммирования сопротивлений движению гусеничной ленты при её обходе по контуру.

Движение на подъем с задним ведущим колесом (рис. 1). Минимальное натяжение гусеничной цепи  $S_{min}$  возникает в точке её сбегания с приводной звездочки. При движении цепи к точке 2 её натяжение увеличивается на величину сопротивления движению верхней части цепи по поддерживающим каткам  $W_7$

$$W_7 = G_{\theta} \left( \frac{(2\mu_{\theta k} + f_{\theta k} d_{\theta k})}{D_{\theta k}} \right) \cos(\gamma) \pm G_{\theta} \sin(\gamma), \quad (1)$$

где  $G_{\theta}$  – вес верхней ветви гусеничной цепи;  $\mu_{\theta k}$  – коэффициент трения качения опорных катков верхней ветви гусеничной цепи по звеньям;  $f_{\theta k}$  – коэффициент трения в опоре, приведенный к диаметру  $d_{\theta k}$  цапфы вала опорного катка верхней ветви гусеничной цепи;  $D_{\theta k}$  – диаметр поверхности дорожки качения опорного катка верхней ветви гусеничной цепи;  $\gamma$  – угол наклона гусеницы к горизонту.

$$S_{22} = S_{21} + W_{61} = S_{21} + S_{21} \mu' \frac{d_0}{D_{\text{HK}}} = S_{21} \left( 1 + \mu' \frac{d_0}{D_{\text{HK}}} \right),$$

Натяжение в цепи после поворота второго шарнира

$$S_{23} = S_{22} + W_{62} = S_{22} + S_{22} \mu' \frac{d_0}{D_{\text{HK}}} = S_{22} \left( 1 + \mu' \frac{d_0}{D_{\text{HK}}} \right) = S_{21} \left( 1 + \mu' \frac{d_0}{D_{\text{HK}}} \right)^2$$

Натяжение в цепи после поворота  $i$ -го шарнира

$$S_{2i} = S_{2(i-1)} + W_{6(i-1)} = S_{2(i-1)} + S_{2(i-1)} \mu' \frac{d_0}{D_{\text{HK}}} = S_{2(i-1)} \left( 1 + \mu' \frac{d_0}{D_{\text{HK}}} \right) = S_{21} \left( 1 + \mu' \frac{d_0}{D_{\text{HK}}} \right)^{i-1},$$

Полное сопротивление при огибании цепью звездочки

$$W_6 = S_3 - S_2 = S_{2i} - S_2 = S_{21} \left( 1 + \mu' \frac{d_0}{D_{\text{HK}}} \right)^{i-1} - S_{21} = S_2 \left[ \left( 1 + \mu' \frac{d_0}{D_{\text{HK}}} \right)^{i-1} - 1 \right], \quad (4)$$

где  $S_{21} = S_2$ ,  $i$  – количество звеньев цепи в дуге обхвата цепью звездочки.

Натяжение гусеничной цепи в точке 2 примет значение

$$S_2 = S_1 + W_7 = S_{\min} + W_7. \quad (2)$$

При движении к точке 3 натяжение гусеничной цепи увеличивается на величину сопротивления в подшипниках направляющих колес  $W_3$  и сопротивления изгибанию гусеничных цепей на направляющих колесах  $W_6$ .

Сопротивление изгибанию гусеничных цепей на направляющих колесах  $W_6$  складывается из суммы сопротивлений повороту шарниров цепей от трения на угол между двумя ближайшими зубьями направляющего колеса.

В шарнире цепи работу совершает момент от действия сил трения

$$A(M(F_{mp})) = S_{2i} \mu' \frac{d_0}{2} \varphi_i, \quad (3)$$

где  $\mu'$  – коэффициент трения в шарнире гусеничной цепи ( $\mu' = 0,25 \dots 0,4$ ) [3];  $d_0$  – диаметр пальца шарнира гусеничной цепи,  $\varphi_i$  – угол поворота шарнира  $i$ -го звена цепи.

Введем фиктивное линейное сопротивление  $W_{6i}$ , которое будет совершать такую же работу на дуге окружности звездочек, как и  $M(F_{mp})$ , тогда

$$W_{6i} \frac{\varphi_i D_{\text{HK}}}{2} = S_{2i} \mu' \frac{d_0}{2} \varphi_i, \quad W_{6i} = S_{2i} \mu' \frac{d_0}{D_{\text{HK}}}.$$

Натяжение в цепи после поворота первого шарнира на звездочке

$$W_3 = \frac{2S_2}{\left(\frac{D_{HK}}{f_{HK}d_{HK}} - 1\right)} + \frac{W_6}{\left(\frac{D_{HK}}{f_{HK}d_{HK}} - 1\right)}, \quad (5)$$

где  $f_{HK}$  – коэффициент трения в опоре, приведенный к диаметру  $d_{HK}$  цапфы вала направляющего колеса;  $D_{HK}$  – диаметр направляющего колеса.

Натяжение гусеничной цепи в точке 3

$$S_3 = S_2 + W_3 + W_6. \quad (6)$$

При движении к точке 4 натяжение гусеничной цепи увеличивается на величину сопротивления в подшипниках опорных катков  $W_1$ , сопротивления от трения качения опорных катков по гусенице  $W_4$ , сопротивления качению гусеницы в грунте  $W_k$ , сопротивления движению на уклоне  $W_n$  и сопротивления ветра  $W_6$ .

Сопротивление в подшипниках опорных катков  $W_1$  определяется по зависимости

$$W_1 = G \frac{f_{OK}d_{OK}}{D_{OK}} \cos(\gamma), \quad (7)$$

где  $G$  – часть веса машины с грузом, приходящая на опорные катки одной гусеницы;  $f_{OK}$  – коэффициент трения в опоре, приведенный к диаметру  $d_{OK}$  цапфы вала опорного катка нижней ветви гусеничной цепи;  $D_{OK}$  – диаметр поверхности дорожки качения опорного катка нижней ветви гусеничной цепи.

Сопротивление от трения качения опорных катков по гусенице  $W_4$  можно вычислить по формуле

$$W_4 = G \frac{2\mu_{OK}}{D_{OK}} \cos(\gamma), \quad (8)$$

где  $\mu_{OK}$  – коэффициент трения качения опорных катков нижней ветви гусеничной цепи по звеньям.

Сопротивление движению гусеницы на уклоне  $W_n$  определяется по зависимости

$$W_n = G \sin(\gamma) \pm G_H \sin(\gamma), \quad (9)$$

где  $G_H$  – вес нижней ветви гусеничной цепи.

Сопротивление качению гусеницы в грунте  $W_k$  вычислим по формуле [1]

$$W_k = G\mu_f \cos(\gamma), \quad (10)$$

где  $\mu_f$  – коэффициент удельного сопротивления катанию гусеничной машины [1, 3].

Натяжение гусеничной цепи в точке 4 примет значение

$$S_4 = S_3 + W_1 + W_4 + W_k + W_n + W_6. \quad (11)$$

При обходе гусеничной цепью приводного ходового колеса её натяжение уменьшается на значение тягового усилия  $F_{мяз}$ , развиваемого приводом.

С учетом необходимости обеспечения определенного значения провисания гусеничной ленты её минимальное натяжение  $S_{min}$  можно определить из выражения

$$S_{min} = \frac{ql^2}{8h}, \quad (13)$$

где  $q$  – погонный вес гусеничной ленты, Н/м;  $l$  – наибольшая длина провисающего участка гусеничной ленты;  $h$  – допускаемое провисание (стрела прогиба) гусеничной ленты ( $h = 0,03l \dots 0,06l$ ).

При предварительных расчетах минимальное натяжение гусеничной цепи  $S_{min}$  можно принимать в пределах 1000...3000 Н [5].

Тяговое усилие  $F_{мяз}$ , которое должен развивать привод гусеницы, в результате обхода её контура при тяговом расчете

$$F_{мяз} = S_4 - S_1. \quad (14)$$

*Движение на подъем с передним ведущим колесом* (рис. 2). Принцип обхода гусеницы по контуру в данном расчетном случае аналогичен предыдущему. Минимальное натяжение гусеничной цепи  $S_{min}$  возникает в точке её сбегания с приводной звездочки, при этом движение с передним ведущим колесом сопровождается значительным натяжением верхней ветви гусеничной ленты, что негативно сказывается на её эксплуатационных показателях.

#### 4. Анализ работы гусеничного движителя

Проведем тяговый расчет гусеничного шасси, показанного на рис. 3.

Предварительные параметры для проведения расчета:  $q = 3000$  Н/м;  $\gamma = 5^\circ$ ;  $L = 5,8$  м;  $L_6 = 2$  м;  $\mu_{вк} = 0,0004$  м;  $f_{вк} = 0,015$ ;  $d_{вк} = 0,1$  м;  $D_{вк} = 0,2$  м;  $G_6 = 17400$  Н;  $h = 0,12$  м;  $\mu' = 0,4$ ;  $d_0 = 0,045$  м;  $D_{HK} = 0,72$  м;  $i = 6$ ;  $f_{HK} = 0,015$ ;  $d_{HK} = 0,2$  м;  $G = 208463$  Н;  $f_{OK} = 0,015$ ;  $\mu_{OK} = 0,0004$  м;  $d_{OK} = 0,22$  м;  $D_{OK} = 0,3$  м;  $G_H = 17400$  Н;  $\mu_f = 0,08$  (усредненный для гравийной дороги [2]).

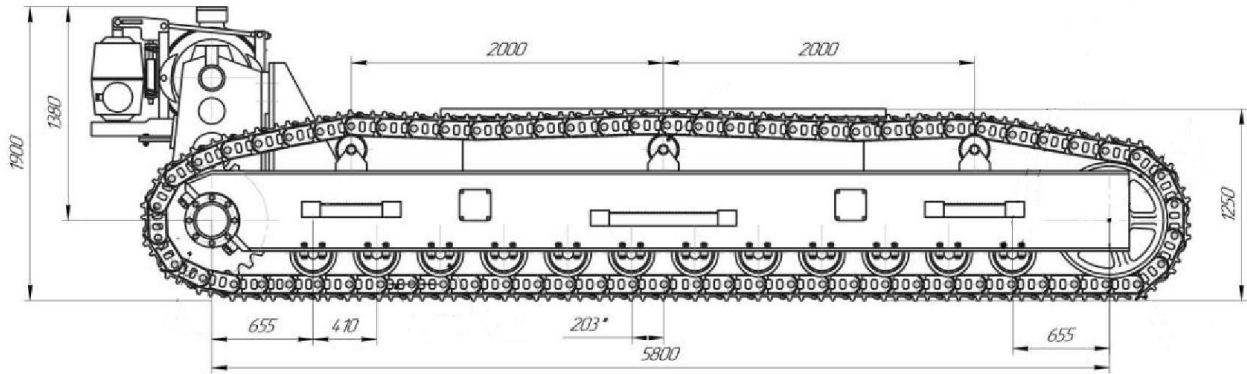


Рис. 3. Конструктивное исполнение гусеничного движителя

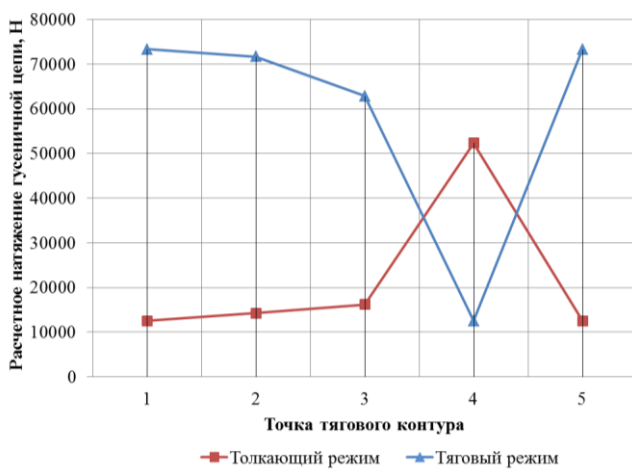
При проведении расчета присвоим следующую нумерацию точкам замкнутого тягового контура:

- 1 – верхняя точка контакта приводной звездочки и тяговой цепи;
- 2 – верхняя точка контакта натяжной звездочки и тяговой цепи;
- 3 – нижняя точка контакта натяжной звездочки и тяговой цепи;

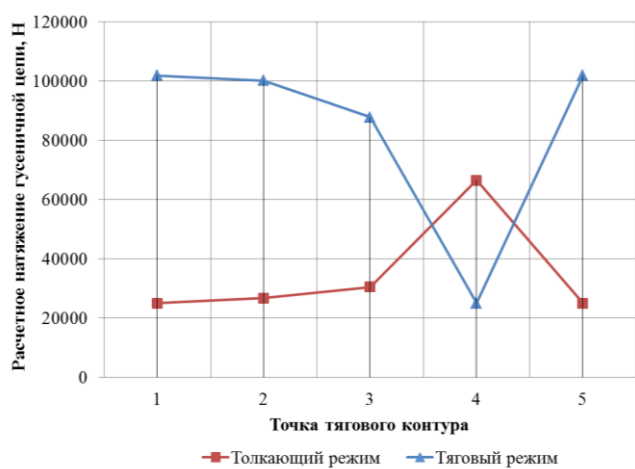
4 – нижняя точка контакта приводной звездочки и тяговой цепи;

5 – то же, что и точка 1, соответствует замыканию контура.

Расчет будем производить последовательно при работе движителя в толкающем и тяговом режиме по зависимостям (1) – (14). Полученные диаграммы натяжений представлены на рис. 4.



а



б

Рис. 4. Диаграммы натяжения гусеничной цепи:  
 а – при  $h = 0,06l$ ; б – при  $h = 0,03l$

Задание допустимого провисания тягового элемента вносит значительный вклад в величину его максимального натяжения, увеличиваясь с 73340 Н при  $h = 0,06l$  до 101848 Н при  $h = 0,03l$ . При этом сопротивление на натяжной звездочке при изменении минимального натяжения по условиям провисания увеличивается с 1995 Н до 3749 Н.

При анализе диаграмм натяжения гусеничной цепи однозначно можно установить,

что расчетным для определения максимального натяжения тягового элемента должен быть тяговый режим работы движителя, для которого характерно увеличение максимального натяжения цепи до 40% при минимально допустимом натяжении по провисанию (12500 Н) и до 53% при максимально допустимом натяжении (25000 Н). При этом при увеличении минимального натяжения по провисанию на 12500 Н (с 12500 Н до 25000 Н)

максимальное натяжение цепи увеличивается на 28508 Н при прочих одинаковых условиях.

При установке дополнительных опорных катков верхней ветви с шагом 1 м можно до-

биться снижения натяжений в тяговом контуре (рис. 5).

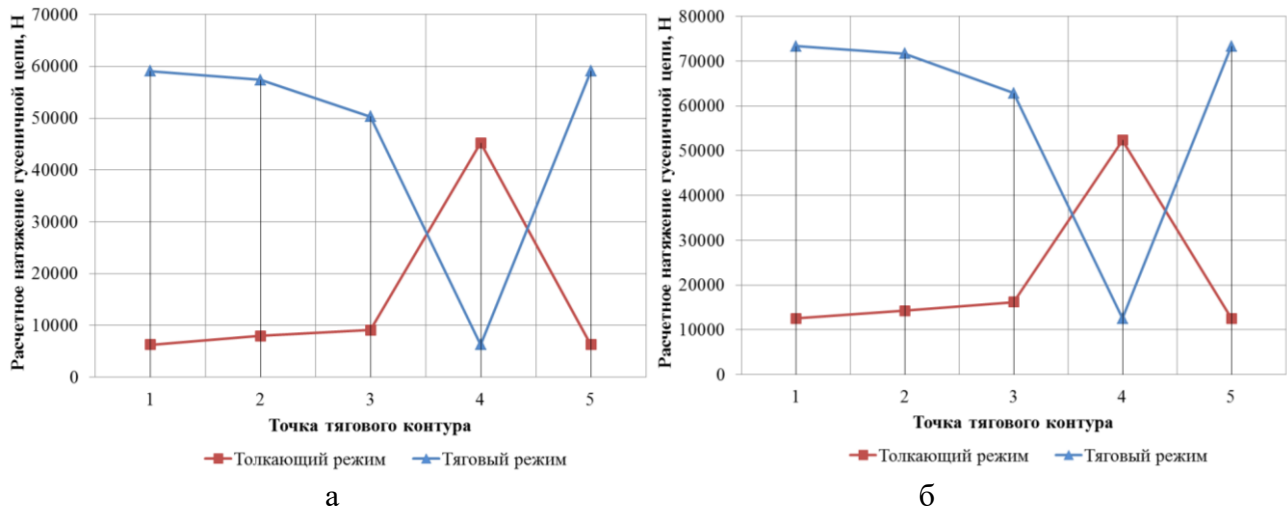


Рис. 5. Диаграммы натяжения гусеничной цепи (шаг верхних опорных катков 1 м):  
 а – при  $h = 0,06l$ ; б – при  $h = 0,03l$

В данном случае верхняя граница максимально возможного натяжения ленты в зависимости от провисания уменьшается и соответствует 73340 Н при  $h = 0,03l$ .

Для уменьшения минимального натяжения в контуре по провисанию до значений из диапазона 1000...3000 Н (достаточного для стабильной работы замкнутого цепного тягового контура) шаг верхних опорных катков не должен превышать 0,48 м. Максимальное натяжение гусеничной цепи в этом случае для

тягового режима составит 51674 Н, что почти в 2 раза меньше по отношению к максимальному натяжению цепи при исходной конфигурации движителя и  $h = 0,03l$ .

Одним из ключевых факторов при тяговом расчете является коэффициент  $\mu_f$ , зависящий от типа грунта. Диаграммы натяжений для крайних значений  $\mu_f$ , представленных в [1, 2] ( $\mu_f = 0,065$  для асфальта и бетона;  $\mu_f = 0,18$  для сыпучего песка), показаны на рис. 6.

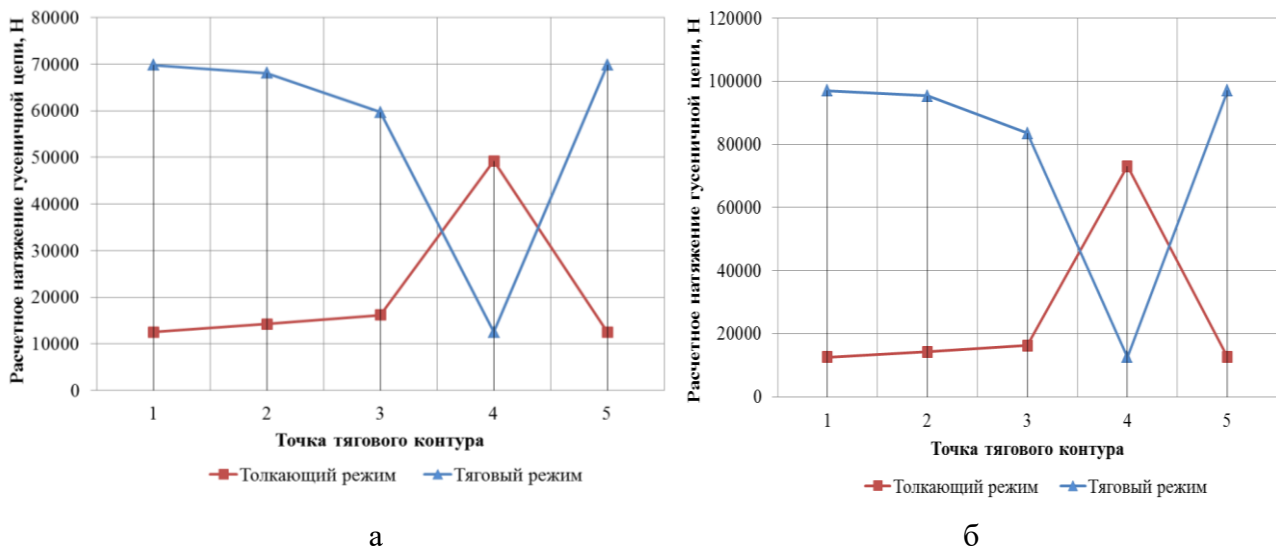


Рис. 6. Диаграммы натяжения гусеничной цепи:  
 а – при  $\mu_f = 0,065$  для асфальта и бетона; б – при  $\mu_f = 0,18$  для сыпучего песка



Можно отметить, что при увеличении коэффициента  $\mu_f$  максимальное натяжение гусеничной цепи при  $h = 0,06l$  возрастает от 69788 Н до 97021 Н, что по абсолютному значению дает меньший эффект в сравнении с изменением минимально допустимого натяжения по провисанию, показанным выше (с 73340 Н при  $h = 0,06l$  до 101848 Н при  $h = 0,03l$ ).

## 5. Заключение

Описанный в настоящей статье инверсионный подход к тяговому расчету гусеничных движителей подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин, заключающийся в рассмотрении замкнутого тягового контура гусеницы как машины непрерывного транспорта, позволяет детализировать влияние тех или иных факторов при работе движителя на величину общего сопротивления движению и, соответственно, тягового усилия. В частности, в результате проведенного моделирования процесса работы движителя было установлено следующее:

1) расчетным для определения максимального натяжения тягового элемента должен быть тяговый режим работы движителя; толкающий режим, являющийся рекомендуемым режимом для определения направления преимущественного движения, харак-

теризуется значительно более низкими значениями натяжения тягового элемента;

2) шаг расстановки опорных катков верхней ветви замкнутого контура гусеницы в значительной степени влияет на величину максимального натяжения тягового элемента через регулирование его минимально допустимого натяжения из условия провисания; рациональным является подбор шага расстановки из условия попадания минимального натяжения по провисанию в диапазон 1000...3000 Н, что соответствует рекомендуемым значениям натяжения из опыта проектирования для реализации нормальной работы цепных машин непрерывного транспорта;

3) при повышенных значениях шага расстановки опорных катков верхней ветви замкнутого контура гусеницы может возникнуть ситуация, в которой регулирование минимального натяжения в контуре гусеницы по условию провисания дает больший эффект в плане максимального натяжения тягового элемента, чем изменение проектных условий в вопросе выбора расчетного грунта от наиболее до наименее проходимых; указанный эффект требует дальнейшего изучения в контексте выработки рекомендаций для управления натяжением гусеничной цепи при применении одного шасси на разных по свойствам грунтах.

## Список литературы

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

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

3. Домбровский Н.Г., Картвелишвили Ю.Л., Гальперин М.И. Строительные машины. Ч. 1. М: Машиностроение, 1976. 391 с.

4. Гончаров К.А., Гришин А.В. Математическая модель работы отвальных ленточных конвейеров мобильных строительных и дорожных машин при следящем управле-

## References

1. Scheffler M., Pajer G., Kurth F. *Osnovy rascheta i konstruirovaniya podemno-transportnykh mashin*. Moskva, Mashinostroenie, 1980. 255 p. (In Russian)

2. Goncharov K.A., Tolkachev E.N. *Osnovy rascheta i konstruirovaniya gruzopod'emnyh mashin*. Kursk, ZAO Universitetskaya kniga, 2019. 195 p. (In Russian)

3. Dombrovskiy N.G., Kartvelishvili Yu.L., Galperin M.I. *Stroitelnye mashiny. Ch. I* Moskva, Mashinostroenie, 1976. 391 p. (In Russian)

4. Goncharov K.A., Grishin A.V. *Mathematical model of operation of stacker belt con-*



УДК (UDC) 625.144

СРАВНЕНИЕ БЕЗРЕДУКТОРНОГО И РЕДУКТОРНОГО ГИДРОПРИВОДОВ  
МАШИН ТРАНСПОРТНОГО СТРОИТЕЛЬСТВАCOMPARISON OF REDUCED AND GEARED HYDRAULIC DRIVES OF TRANSPORT  
CONSTRUCTION MACHINESГринчар Н.Г., Шошин А.С., Чалова М.Ю.  
Grinchar N.G., Shoshin A.S., Chalova M. Yu.Российский университет транспорта (Москва, Россия)  
Russian University of Transport (Moscow, Russian Federation)

**Аннотация.** Улучшение технико-экономических показателей машин транспортного строительства возможно осуществить путем увеличения их производительности, снижением, габаритов и массы, уменьшением энергопотребления и увеличением их надежности, что в конечном итоге будет способствовать сокращению сроков строительства (вводу объектов в нормативные сроки), трудоемкости строительно-монтажных работ и снижению капитальных затрат на временные здания и сооружения. Отдельным и специфическим типом машин транспортного строительства являются буровые машины на базе промышленных тракторов типа Т10. Как правило, при этом используется гидравлический объемный привод основных рабочих органов. Традиционным конструкторским решением привода бурового става машины является применение низкомомментного гидромотора с редуктором. В то же время отечественной промышленностью выпускаются высокомоментные гидромоторы, дающие возможность обеспечить необходимый крутящий момент на буровом става без использования редуктора. Такое решение позволяет упростить конструкцию, снизить затраты на изготовление и повысить надежность привода в эксплуатации. В настоящей статье приведен сравнительный анализ некоторых достоинств и недостатков редукторного и безредукторного вариантов привода бурового става применительно к серийно выпускаемой машине BTS-150.

**Ключевые слова:** бурение, буровые машины, промышленные тракторы, привод бурового става.

**Дата принятия к публикации:** 25.05.2022  
**Дата публикации:** 25.05.2022

**Сведения об авторах:**

**Гринчар Николай Григорьевич** – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Наземные транспортно-технологические средства», ФГАОУ ВО «Российский университет транспорта», e-mail: nggrin@yandex.ru.

**Шошин Александр Сергеевич** – аспирант кафедры «Наземные транспортно-технологические средства», ФГАОУ ВО «Российский университет транспорта», e-mail: ferzool@yandex.ru.

**Abstract.** Improving the technical and economic indicators of machine building is possible by increasing their production, reducing their dimensions and masses, reducing energy consumption and reducing their reliability, which ultimately will correspond to the norm for reducing construction time (putting objects into regulatory significant ones), the labor intensity of construction and installation works and increase in capital costs for temporary buildings and structures. A separate and specific type of machines for construction are drilling machines based on industrial tractors of the T10 type. As a rule, this uses a hydraulic volumetric drive of the main working bodies. The traditional design consequence of the drilling string drive of the machine is the use of a low-torque hydraulic motor with a gearbox. At the same time, high-torque hydraulic motors have grown in domestic industrial resistance, making it possible to provide the necessary torque on the drilling rig without using a gearbox. This solution allows you to simplify the light, reduce production costs and increase the reliability of the drive in operation. This article provides a comparative analysis of some of the advantages and disadvantages of the geared and gearless variants of the drilling string drive, in relation to the mass-produced machine BTS-150.

**Keywords:** drilling, drilling machines, industrial tractors, drilling drive.

**Date of acceptance for publication:** 25.05.2022  
**Date of publication:** 25.05.2022

**Authors' information:**

**Nikolay G. Grinchar** – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of the Department «Ground transportation and technological means» at Russian University of Transport, e-mail: nggrin@yandex.ru.

**Alexander S. Shoshin** – postgraduate student of the Department «Ground transportation and technological vehicles» of the Russian University of Transport, e-mail: ferzool@yandex.ru.

**Чалова Маргарита Юрьевна** – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Наземные транспортно-технологические средства», ФГАОУ ВО «Российский университет транспорта»,  
*e-mail: margarita\_chalova@mail.ru.*

**Margarita Yu. Chalova** – Candidat Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department «Ground transportation and technological means» at Russian University of Transport,  
*e-mail: margarita\_chalova@mail.ru.*

## 1. Введение

Переход от механического и электромеханического привода рабочих органов в строительных, дорожных, грузоподъемных машинах, и в частности, в машинах транспортного строительства на применение объемного гидропривода обусловлен рядом его значительных преимуществ. К основным преимуществам гидропривода в первую очередь относятся:

- возможность бесступенчатого регулирования скорости исполнительных операций;
- возможность относительно простого преобразования вращательного движения в поступательное (использование пары насос-гидроцилиндр), что позволяет упростить многие конструктивные решения механизмов, сохраняя при этом высокий коэффициент полезного действия;
- применение гидропривода позволяет существенно снизить металлоемкость изделий (так, например, вес одноковшовых экскаваторов четвертой типоразмерной группы с канатно-механическим приводом составляет порядка 30 т, а экскаваторов с гидроприводом – около 25 т);
- применение гидропривода предоставляет широкие возможности для автоматизации рабочих процессов.

Основным недостатком объемного гидропривода является снижение объемного КПД в процессе эксплуатации вследствие износа прецизионных пар в гидроаппаратах, прежде всего в насосах и гидромоторах.

К относительным недостаткам гидропривода следует отнести необходимость строгого соблюдения высокой чистоты рабочей жидкости.

На сегодняшний день отечественной промышленностью освоено производство практически всех типов гидроаппаратов, в том числе и производство высокомоментных гидромоторов. Применение этих гидромашин позволяет обеспечить высокие значения

крутящего момента на выходном валу без каких-либо дополнительных устройств и механизмов. Учитывая данное обстоятельство, в ряде конструкций возможно отказаться от такого звена в трансмиссии как редуктор.

Использование объемных гидropередач в приводе машин транспортного строительства, в частности буровых, требует исследований в области определения рациональных параметров гидросистем и режимов их работы, особенно с точки зрения надежности и долговечности [1].

Применение безредукторного гидравлического привода в машинах транспортного строительства позволяет снизить их массу, габариты, стоимость работ, повысить производительность.

Значительная масса, более низкие показатели надежности, высокие приведенные затраты при использовании конструкции привода с редуктором существенно затрудняют, а порой делают практически невозможным создание малогабаритных высокопроизводительных машин транспортного строительства и, в частности, мобильных буровых машин на базе промышленных тракторов.

В то же время, применение высокомоментных гидромоторов сказывается в основном на двух аспектах работы привода бурового става. С одной стороны, уменьшается количество функциональных звеньев, составляющих привод, что в свою очередь должно положительно сказываться на надежности и долговечности работы привода. Во-вторых, такое изменение кинематической схемы привода неизбежно должно сказываться на динамических процессах, сопровождающих процесс бурения скальных пород. Так, например, Вагин В.С. в работе [2], отмечает, что снижение массы вращающихся частей безредукторного привода, сложный кинематический режим требует в определенной мере пересмотра существующих подходов к оценке динамических характеристик привода.

Ниже основное внимание будет уделено вопросу повышения надежности работы привода как наиболее актуальному.

## 2. Анализ состояния вопроса

Совершенствование конструкций буровых машин неразрывно связано с разработкой для них рациональных систем приводов, в первую очередь, механизма вращения бурового става и механизма подачи става на забой [3].

Крутящий момент на буровом стае характеризуется весьма широким диапазоном колебаний относительно среднего значения в зависимости от свойств породы в забое. Особенно широкий размах колебаний нагрузки происходит при бурении трещиноватых пород VII- IX категории.

Привод с редуктором и низкомоментным гидромотором представляет собой типовое конструкторское решение, имеет широкое распространение в машинах транспортного строительства. При этом, однако, приводы этого типа имеют большие пусковые потери, неэкономичны при работе на сниженных скоростях, обладают низкой управляемостью, чувствительны к колебаниям гидравлической жидкости, большие габариты и значительную массу не только двигателя, но и пускорегулирующей аппаратуры. Не обеспечивают поддержание малой скорости при нагрузке ниже номинальной [3].

В приводах с редуктором традиционно и чаще всего продолжают использоваться нерегулируемые аксиально-поршневые низкомоментные гидромоторы (для БТС-150 – гидромоторы серии 310), рассчитанные на работу с постоянной скоростью вращения.

В машинах транспортного строительства типа БТС-150 (рис.1) в период разгона при работе редукторного привода возникают ударные нагрузки на элементы трансмиссии. Кроме того, колебания нагрузки и, соответственно, давления в гидроприводе приводят к вибрациям как бурового става (неустойчивой работе), так и вибрации буровой машины в целом. Это отрицательно сказывается как на производительности машины, так и на эргономические показатели работы.



Рис. 1. Буровой тракторный станок БТС-150:  
1 – базовый трактор; 2 – основная рама;  
3 – буровая рама; 4 – механизм вращения бурового става

Из-за высших гармоник колебаний давления возрастают потери в основном двигателе машины [4].

Рассмотрим возможности применения безредукторного привода бурового става на примере буровой машины БТС-150 (рис.1)

На рис. 2 и 3 представлены серийно выпускаемый вариант привода вращения бурового става с низкомоментным гидромотором и перспективный вариант с высокомоментным гидромотором.

Предлагаемая конструкция разработана на кафедре «Наземные транспортно-технологические средства» Российского университета транспорта (МИИТ).

Расчет массовых (весовых) показателей систем привода по одному и другому вариантам показывает о том, что масса безредук-

торного гидропривода (рис. 3) при одинаковом вращающем моменте с редукторным приводом (рис. 2) меньше приблизительно 1,3 – 1,5 раза [5].

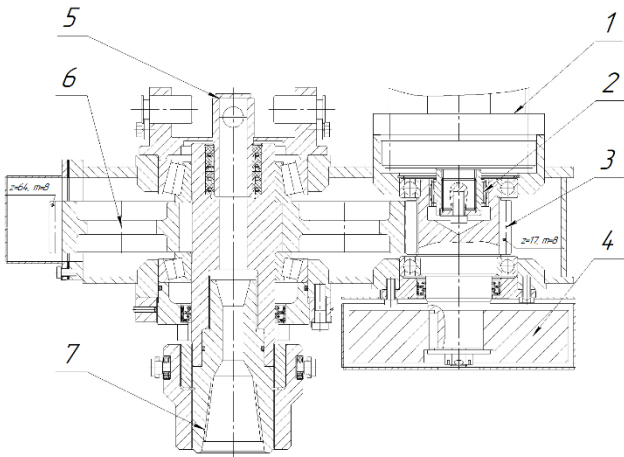


Рис. 2. Одноступенчатый редуктор, применяемый в конструкции с использованием низкомоментного гидромотора и редуктора:

1 – гидромотор, 2 – зубчатая муфта, 3 – ведущая шестерня редуктора, 4 – маховик, 5 – тихоходный вал редуктора, 6 – ведомая шестерня редуктора, 7 – муфта с замковой резьбой

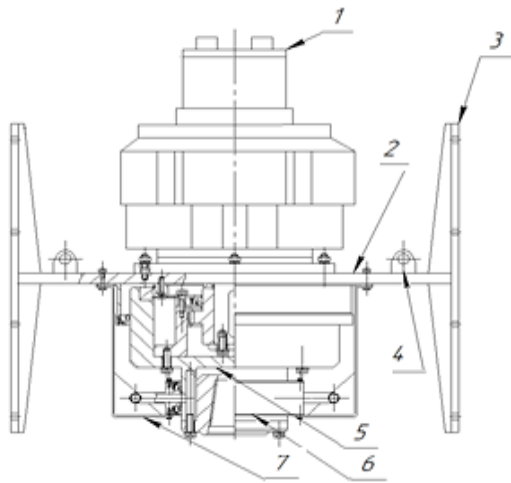


Рис. 3. Привод вращения бурового става с высокомоментным гидромотором без редуктора:

1 – гидромотор, 2 – опорная плита, 3 – направляющие, 4 – кронштейны гидроцилиндров подачи, 5 – зубчатая муфта, 6 – кожух для подачи сжатого воздуха, 7 – кронштейны кожуха для подачи сжатого воздуха

Следует ожидать, что применение безредукторного привода с высокомоментным гидромотором позволит значительно улучшить динамические характеристики буровых тракторных станков, снижая массу, габариты и повысить их надежность.

Кинематическая схема гидравлического привода БТС-150 представлена на рис. 4. Дизельный двигатель передаёт вращение гидронасосу 1, далее крутящий момент от гидромотора 2 через быстроходную 3 и тихоходную 4 передачи передаётся на трёхшарошечное долото 5. Используется аксиально-поршневой гидромотор марки 310.3.250.00.06 и гидронасос 310.3.112.00.06.

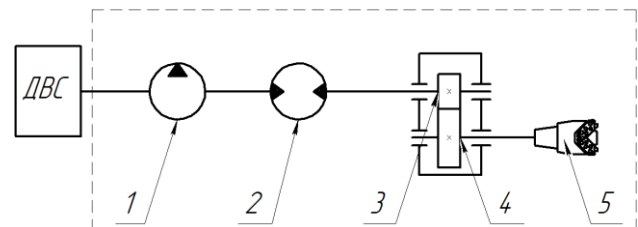


Рис. 4. Кинематическая схема привода вращения бурового става БТС-150БГ

Для сглаживания колебаний, описанных в последнем пункте, в гидросистеме БТС-150БГ, БТС-150Г установлены гидропневмоаккумуляторы [1].

Кинематическая схема безредукторного привода представлена на рис. 5. В данном варианте облегчается сборка машины, повышается надёжность за счет уменьшения количества составляющих элементов.

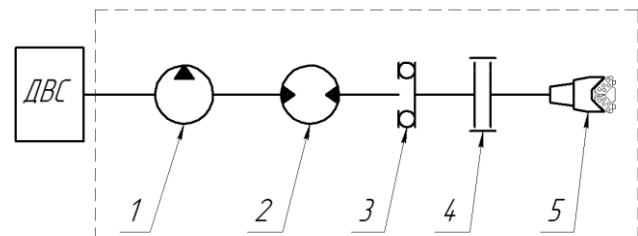


Рис. 5. Кинематическая схема привода вращения бурового става БТС-150БГ (безредукторный вариант)

Двигатель вращает гидронасос 1, далее гидромотор 2 через зубчатую муфту 4 с упорным подшипником 3 передаёт вращение на трёхшарошечное долото 5 [1].

Из сказанного вытекают определенные преимущества применения привода без редуктора для вращения бурового става в машинах типа БТС-150:

- отсутствие редуктора облегчает и упрощает уход, обслуживание и несколько снижает стоимость буровой машины;
- коэффициент полезного действия привода без редуктора очевидно, несколько выше;
- привод без редуктора позволяет улучшить компоновку трансмиссии;
- сокращается номенклатура и количество запасных частей, требующихся в эксплуатации.

### 3. Сравнение безредукторного и редукторного приводов вращения бурового става по параметру надёжности

Согласно классическим воззрениям теории надежности машин [6], если в технической системе отсутствует резервирование, с одной стороны, и отказ любого элемента приводит к отказу системы в целом, с другой стороны, то соединение элементов в системе можно считать последовательным.

Как известно, вероятность безотказной работы системы при последовательном соединении  $n$  элементов:

$$P(t) = p_1(t) \cdot p_2(t) \dots p_n(t), \quad (1)$$

где  $p_n$  - отказ  $n$  элемента

Очевидно, что чем больше элементов соединено в последовательную схему, тем ниже окажется надёжность всей системы. Машины и изделия с многоэлементным последовательным соединением имеют небольшую надёжность, так как безотказность их работы не может быть выше самого ненадежного элемента [7]. Отказ любого из этих элементов ведёт к простоя машины.

Используя данные работы [2], можно оценить привод вращения бурового става БТС-150 с точки зрения надёжности.

Рассмотрим редукторную схему на примере привода бурового тракторного станка БТС-150, включающую в себя аксиально-поршневой гидронасос 1, аксиально-поршневой гидромотор 2, быстроходную 3 и тихоходную 4 передачи (рис. 4).

В итоге получаем

$$P_1(t) = p_{11}(t) \cdot p_{12}(t) \cdot p_{13}(t) \cdot p_{14}(t). \quad (2)$$

Тогда как для безредукторной схемы бурового става вероятность безотказной работы с учетом того, что привод включает в себя аксиально-поршневой гидронасос 1, высокомоментный гидромотор 2, упорный подшипник 3, зубчатую муфту 4 (рис. 5):

$$P_2(t) = p_{21}(t) \cdot p_{22}(t) \cdot p_{23}(t) \cdot p_{24}(t). \quad (3)$$

Как известно из теории надежности, для периода нормальной работы объекта преобладающим является экспоненциальный закон распределения [6]:

$$P(t) = e^{-\lambda t}, \quad (4)$$

где  $t$  – текущая координата наработки, которая обычно определяется по штатному моточетчику базового трактора буровой машины.

Соответственно, полагаем, что интенсивность отказов  $\lambda(t) = const$ .

Для системы последовательно соединенных элементов общая интенсивность отказов будет определяться по формуле

$$\lambda(t) = \sum_{i=1}^n \lambda_i. \quad (5)$$

Принимаем, что  $\lambda_1$  – интенсивность отказов привода с редуктором;  $\lambda_2$  – интенсивность отказов привода без редуктора с высокомоментным гидромотором.

Для оценки надежности необходимо определение следующих параметров:

- интенсивности отказов  $\lambda(t)$ ;
- средней наработки на отказ  $T_0$ ;
- вероятности безотказной работы  $P(t)$ .

Согласно данным работы [6] считаем, что для аксиально-поршневого гидронасоса, аксиально-поршневого и высокомоментного гидромоторов значение составляет:

$$\lambda_{11} = \lambda_{12} = \lambda_{21} = \lambda_{22} = 133 \cdot 10^{-6} (ч^{-1}),$$

где  $\lambda_{11}$ ,  $\lambda_{12}$ ,  $\lambda_{21}$ ,  $\lambda_{22}$  – интенсивность отказов аксиально-поршневых гидронасосов, низкомоментного аксиально-поршневого и высокомоментного гидромоторов.

Согласно [8] для тихоходного и быстроходного валов, зубчатого колеса и шестерни  $\lambda_{13} = 170 \cdot 10^{-6} ч^{-1}$ ; для роликовых подшипников редуктора в количестве 4-х штук

$\lambda_{14} = 90 \cdot 10^{-6} \text{ ч}^{-1}$ ; для упорного подшипника  
 $\lambda_{23} = 65 \cdot 10^{-6} \text{ ч}^{-1}$ ; для зубчатой муфты  
 $\lambda_{24} = 6 \cdot 10^{-6} \text{ ч}^{-1}$ . Таким образом, интенсивность отказов привода вращения бурового става с редуктором и низкомоментным гидромотором составляет  $\lambda_1 = 526 \cdot 10^{-6} \text{ ч}^{-1}$ .

Аналогично, интенсивность отказов привода вращения бурового става с высокомоментным гидромотором  $\lambda_2 = 337 \cdot 10^{-6} \text{ ч}^{-1}$ .

Средняя наработка на отказ в период нормальной эксплуатации машины (когда действует преимущественно экспоненциальный закон) определяется по формуле

$$T_0 = \frac{1}{\lambda_{\text{общ}}} \quad (6)$$

Тогда для привода с редуктором она составляет  $T_{01} = 1901 \text{ ч}$ . Для безредукторного привода вращения бурового става -  $T_{02} = 2967 \text{ ч}$ .

В рассматриваемом случае для привода вращения бурового става БТС-150 с редуктором имеем:

$$P(t) = e^{-52610^{-6}t}$$

Для модернизированного привода вращения бурового става БТС-150 без редуктора с высокомоментным гидромотором:

$$P(t) = e^{-33710^{-6}t}$$

Согласно рекомендациям, приведенным в работе [9], критическим значением вероятности, безотказной работы является 0,7...0,75 – период, когда необходимо проводить профилактические воздействия, обслуживание, или, как минимум, проводить оценку состояния привода с целью определения необходимости в зависимости от того, какая принята система технического обслуживания: планово-предупредительная или по фактическому техническому состоянию и в случае применения редукторного привода. Период, за который необходимо провести данные мероприятия, равен 500 часам наработки.

Графики изменения вероятности безотказной работы для варианта привода с редуктором и без него представлены на рис. 6.

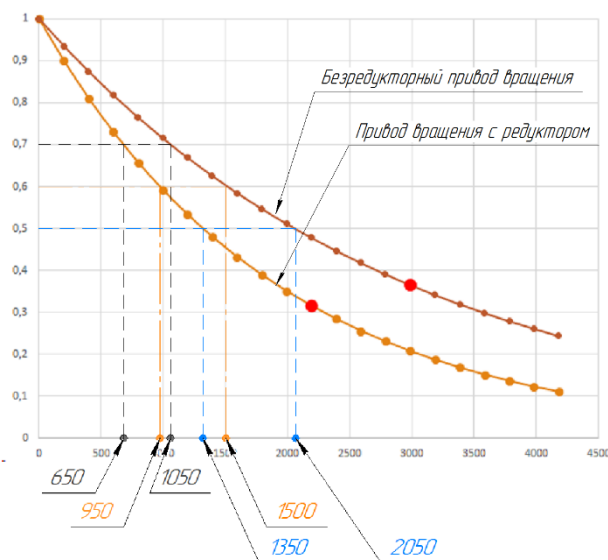


Рис.6. Графики вероятности безотказной работы для привода вращения

#### 4. Заключение

Из анализа показателей надежности однозначно следует, что так как критический период для безредукторного привода вращения бурового става наступает позже на 500...700 часов наработки на отказ (рис. 6), чем в случае привода с редуктором и низкомоментным гидромотором, то суммарные эксплуатационные затраты в первом случае будут существенно ниже. При этом, стоимость всего механизма оказывается примерно такой же, как и в случае с редуктором. Данное соображение следует учитывать и при проектировании перспективных систем привода для различных машин транспортно-го строительства.

Таким образом, одним из возможных основных направлений дальнейшего развития приводов вращения бурового става машин типа БТС-150 является отказ от редуктора с одной стороны, с одновременным применением высокомоментного гидромотора типа МР с другой стороны. Такие изменения, очевидно, приведут к некоторым конструктивным изменениям в механизме подачи, в частности, на наш взгляд, целесообразна замена одного гидроцилиндра подачи двумя.



## Список литературы

1. Гринчар Н.Г., Шошин А.С. Эволюция приводов бурового става буровых машин транспортного строительства на базе промышленных тракторов // Приводы и компоненты машин. 2020. №1. С. 10-14.
2. Вагин В.С. Безредукторный высокомоментный гидравлический привод передвижных проходческих подъемных устано-вок. Магнитогорск: Магнитогорский гос. технический ун-т им. Г. И. Носова. 2012. 149 с.
3. Труды международного научного симпозиума "Неделя Горняка-2016". Горный информационно-аналитический бюллетень [Электронный ресурс] // ЭБС «Консультант студента» URL: <https://www.studentlibrary.ru/book/GK020.html> (дата обращения 10.02.2022).
4. Прокофьев В.Н. Динамика гидропривода. М.: Машиностроение. 1972. 292 с.
5. Подэрни Р. Ю. Механическое оборудование карьеров. М.: Издательство Московского государственного горного университета, 2007. 680 с.
6. Решетов Д.Н., Иванов А.С., Фадеев В.З. Надежность машин. М.: Высшая школа. 1988. 237 с.
7. Гриневич, Г.П. Надежность строительных машин. М.: Стройиздат, 1975. 296 с.
8. Корчагин А.Б., Сердюк В.С., Бокарев А.И. Надёжность технических систем и техногенный риск. Омск: ОмГТУ, 2011. 228 с.
9. Гринчар Н.Г. Надежность гидроприводов строительных, путевых и подъемно-транспортных машин. М.: ООО «Издательский дом «Автограф», 2016. 368 с.
10. Гринчар Н.Г., Шошин А.С., Чалова М.Ю. Применение современных буровых машин в транспортном строительстве // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2020. №4 С. 477-485.
11. ГОСТ 27.002-2015 Надежность в технике [Электронный ресурс] // Электронный фонд правовых и нормативно-технических ресурсов. URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200004984> (дата обращения 10.02.2022).

## References

1. Grinchar N.G., Shoshin A.S. Evolyutsiya privodov burovogo stava burovyykh mashin transportnogo stroitelstva na baze promyshlennykh traktorov. *Privody i komponenty mashin*, 2020, No.1, pp. 10-14. (In Russian)
2. Vagin V.S. *Bezreduktornyy vysokomomentnyy gidravlicheskiy privod peredvizhnykh prokhodcheskikh podemnykh ustanovok*. Magnitogorsk, Magnitogorskyy gosudarstvennyy tekhnicheskyy universitet imeni G.I. Nosova, 2012. 149 p. (In Russian)
3. Trudy mezhdunarodnogo nauchnogo simpoziuma "Nedelya Gornyaka-2016". Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten URL: <https://www.studentlibrary.ru/book/GK020.html> (In Russian)
4. Prokofev V.N. *Dinamika gidroprivoda*. Moscow, Mashinostroenie, 1972. 292 p. (In Russian)
5. Poderni R.Yu. *Mekhanicheskoe oborudovanie karerov*. Moscow, Izdatelstvo Moskovskogo gosudarstvennogo gornogo universiteta, 2007. 680 p. (In Russian)
6. Reshetov D.N., Ivanov A.S., Fadeev V.Z. *Nadezhnost mashin*. Moscow, Vysshaya shkola, 1988. 237p. (In Russian)
7. Grinevich G.P. *Nadezhnost stroitelnykh mashin*. Moscow, Stroyizdat, 1975. 296 p. (In Russian)
8. Korchagin A.B., Serdyuk V.S., Bokarev A.I. *Nadyozhnost tekhnicheskikh sistem i tekhnogenny risk*A.B. Korchagin. Omsk, OmGTU, 2011. 228 p. (In Russian)
9. Grinchar N.G. *Nadezhnost gidroprivodov stroitelnyh, putevyh i podemno-transportnyh mashin*. M.: ООО «Izdatelskiy dom «Avtograf», 2016. 368 p. (In Russian)
10. Grinchar N.G., Shoshin A.S., Chalova M.Yu. *Primenenie sovremennykh burovyykh mashin v transportnom stroitelstve*. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2020, No.4, pp. 477-485 (In Russian)
11. GOST 27.002-2015 *Nadezhnost v tekhnike*.

УДК (UDC) 621.86

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ГИДРОПРИВОДА МЕХАНИЗМА УСТАНОВКИ  
КОНЦЕВОЙ ОПОРЫ НА САМОХОДНОМ ШАССИ МОБИЛЬНОЙ  
КАНАТНОЙ ДОРОГИSIMULATION OF THE HYDRAULIC DRIVE OPERATION OF THE END TOWER  
INSTALLATION MECHANISM ON A SELF-PROPELLED CHASSIS AS PART OF  
A MOBILE ROPEWAYЛагерев А.В.  
Lagerev A.V.Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)  
Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)

**Аннотация.** Однопролетные канатные дороги на базе автономных самоходных колесных шасси высокой грузоподъемности и проходимости являются перспективным видом мобильного транспортно-перезрузочного оборудования для оперативного создания логистической инфраструктуры с целью устойчивого развития труднодоступных территорий со сложным природным рельефом. Они также могут эффективно использоваться для быстрого развертывания во время проведения транспортных мероприятий в очагах природных или техногенных катастроф. В данной статье представлена математическая модель работы гидропривода с дроссельным регулированием при последовательном включении регулируемых дросселей и силового гидроцилиндра применительно к механизму установки концевой опоры на несущей раме самоходного колесного шасси мобильной канатной дороги. Модель включает подмодель кинематического и силового анализа механизма установки концевой опоры и подмодель гидродинамического анализа рабочих процессов в объемном насосном гидроприводе данного механизма. Установленные расчетные зависимости позволяют моделировать изменение в течение времени установки концевой опоры из транспортного положения в рабочее положение базовых количественных параметров, включая скорости и ускорения перемещения концевой опоры и штока подъемного гидроцилиндра, давлений и объемных расходов рабочей жидкости в характерных точках гидросистемы.

**Ключевые слова:** мобильная канатная дорога, самоходное шасси, концевая опора, гидропривод, моделирование.

**Дата принятия к публикации:** 05.05.2022  
**Дата публикации:** 25.06.2022

**Сведения об авторе:**

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

**Abstract.** Single-span ropeways based on autonomous self-propelled wheeled chassis of high load capacity and cross-country capability are a promising type of mobile transport and overloading equipment for the rapid creation of logistics infrastructure for the sustainable development of hard-to-reach areas with complex natural terrain. They can also be effectively used for rapid deployment during transport operations in the foci of natural or man-made disasters. This article presents a mathematical model of the operation of a hydraulic drive with throttle control with sequential activation of adjustable throttles and a power hydraulic cylinder in relation to the mechanism of installing the end tower on the load-bearing frame of a self-propelled wheeled chassis of a mobile ropeway. The model includes a submodel of kinematic and force analysis of the end tower installation mechanism and a submodel of hydrodynamic analysis of working processes in the volumetric pumping hydraulic drive of this mechanism. The established calculated dependences make it possible to simulate the change during the time of installation of the end tower from the transport position to the working position of the basic quantitative parameters, including the speeds and accelerations of movement of the end tower and the rod of the lifting hydraulic cylinder, pressures and volumetric flow rates of the working fluid at characteristic points of the hydraulic system.

**Keywords:** mobile ropeway, self-propelled chassis, end tower, hydraulic drive, modeling.

**Date of acceptance for publication:** 05.05.2022  
**Date of publication:** 25.06.2022

**Author's information:**

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

сударственный университет имени академика И.Г. Петровского», e-mail: [bsu-avl@yandex.ru](mailto:bsu-avl@yandex.ru).  
ORCID: 0000-0003-0380-5456

‡ e-mail: [bsu-avl@yandex.ru](mailto:bsu-avl@yandex.ru).  
‡ ORCID: 0000-0003-0380-5456  
‡

### Благодарности

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

### Acknowledgements

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

## 1. Введение

Мобильные однопролетные подвесные канатные дороги маятникового типа, образованные двумя сопряженными единой канатной системой автономными самоходными установками на базе колесных шасси высокой грузоподъемности и проходимости, являются перспективным видом транспортного оборудования для устойчивого развития труднодоступных территорий, не имеющей необходимой транспортно-логистической инфраструктуры [1]. Также они могут быть эффективно использованы для быстрого развертывания при проведении транспортных операций в очагах природных или техногенных катастроф, в зонах миротворческих операций [2].

Указанная мобильность однопролетных маятниковых канатных дорог обеспечивается размещением необходимого технологического канатного оборудования на автономных самоходных специальных многоосных базовых колесных или гусеничных шасси повышенной проходимости и грузоподъемности – мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексах [1, 3]. Однако в настоящее время как в России, так и за рубежом отсутствует подобные специализированные транспортно-перегрузочные канатные системы для практической реализации задач по использованию канатных технологий с надземным перемещением грузов или пассажиров.

В качестве естественного конструктивно-функционального аналога мобильных канатных дорог следует рассматривать стационарные подвесные канатные дороги, конструкции и методы проектирования которых разработаны в достаточной степени [4-6]. Однако имеющийся опыт конструирования, проектирования и эксплуатации, накопленный к настоящему времени применительно к стационарным канатным дорогам, нельзя в пол-

ной мере использовать при конструировании, проектировании и эксплуатации мобильных канатных дорог на базе мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов. Это обусловлено наличием существенных принципиальных различий в конструкции основного технологического оборудования, условиях и режимах эксплуатации, принципах интеллектуального управления, учета влияния базового колесного или гусеничного шасси, процессов его взаимодействия с деформируемым опорным основанием и др.

Таким образом, для успешного создания современных конкурентоспособных на мировом рынке образцов технологического оборудования для мобильных канатных дорог на базе мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов, обладающих высокими техническими, экономическими и экологическими характеристиками, требуется создание целого комплекса математических моделей технических устройств и протекающих в них рабочих процессов [7]. В рамках этих комплексных исследований была разработана математическая модель работы гидропривода механизма установки концевой опоры на самоходном шасси мобильной канатной дороги, представленная в данной статье.

## 2. Конструкция механизма

В качестве объекта исследования в данной статье рассматривается конструкция гидрофицированного механизма установки концевой опоры в рабочее положение [8], используемого для вариантов конструктивного исполнения самоходного шасси мобильной канатной дороги с центральным и концевым расположением концевой опоры на несущей раме машины [1, 9]. Данные варианты конструктивного исполнения самоходного шасси приведены на рис. 1 и 2.

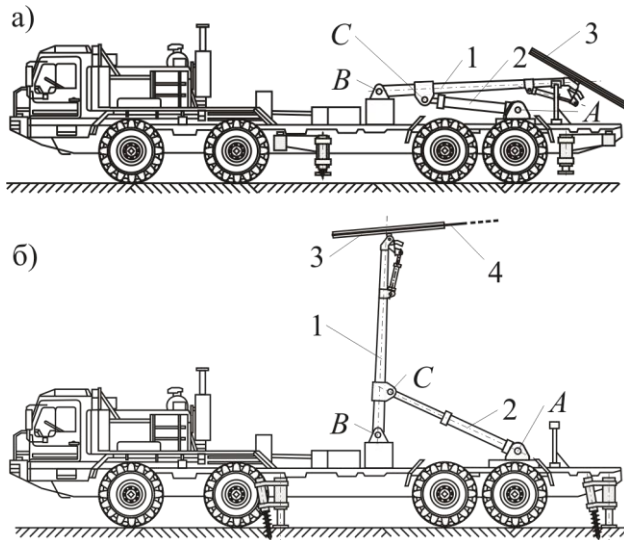


Рис. 1. Самоходное шасси с центральным расположением концевой опоры [9]:  
а – транспортное положение; б – предельное рабочее положение (1 – концевая опора; 2 – подъемный гидроцилиндр; 3 – канатный шкив; 4 – несущее-тяговый канат)

Для установки концевой опоры из исходного транспортного положения (рис. 1, а; рис. 52 а) в конечное рабочее положение (рис. 1, б; рис. 2, б) используются гидрофицированные механизмы, отличающиеся типом регулирования и местом установки регулируемых дросселей.

На рис. 3 показана рассматриваемая в данной статье гидравлическая схема механизма с дроссельным регулированием и установкой регулируемых дросселей последовательно в одну гидрелинию с подъемным гидроцилиндром двухстороннего действия и односторонним штоком. Данная схема предусматривает установку двух регулируемых дросселей, однако за счет задания количественных параметров дросселей ДР1 и ДР2 можно выполнить моделирование вариантов гидравлической схемы с одним регулируемым дросселем, установленном либо на входе, либо на выходе подъемного гидроцилиндра.

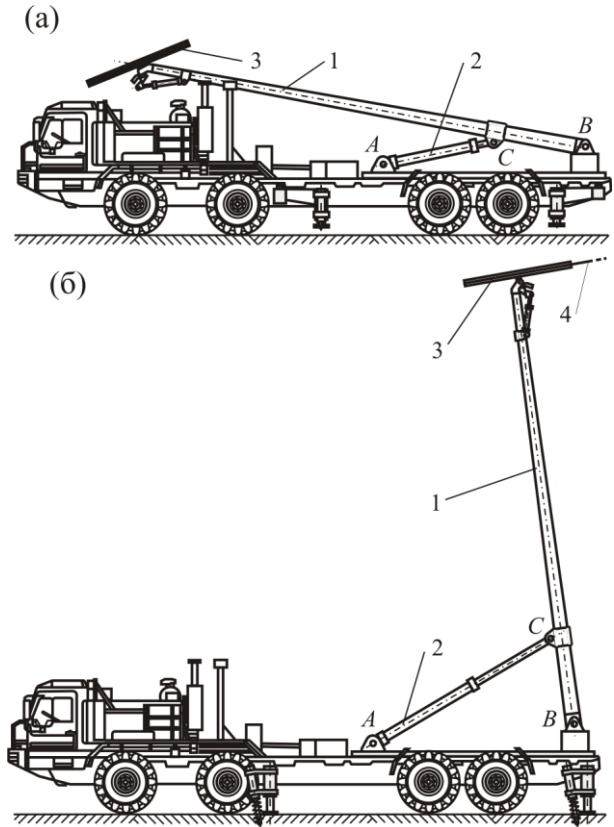


Рис. 2. Самоходное шасси с концевым расположением концевой опоры [1]:  
а – транспортное положение; б – предельное рабочее положение (1 – концевая опора; 2 – подъемный гидроцилиндр; 3 – канатный шкив; 4 – несущее-тяговый канат)

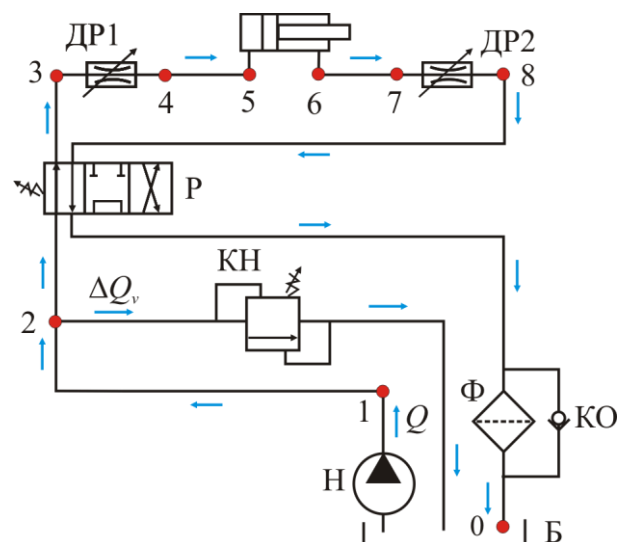


Рис. 3. Принципиальная гидравлическая схема гидропривода механизма установки концевой опоры

### 3. Кинематическая схема механизма

На рис. 4 показаны крайние положения концевой опоры (начальное транспортное и конечное предельное рабочее) и соответствующие им конфигурации кинематической схемы механизма установки концевой опоры в рабочее положение. Рис. 5 дает представление о постепенной трансформации кинематической схемы механизма из начальной конфигурации до конечной путем последовательного прохождения через множество промежуточных конфигураций. Трансформация конфигурации кинематической схемы механизма обусловлена смещением поршня силового подъемного гидроцилиндра. Его выдвижение обеспечивает подъем концевой опоры из положения, близкого к горизонтальному, в положение, близкое к вертикальному. Возвратное перемещение поршня обеспечивает опускание концевой опоры в транспортное положение.

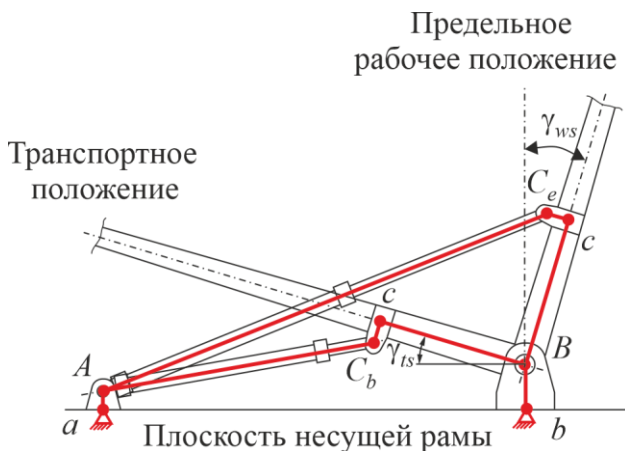


Рис. 4. Крайние положения концевой опоры и соответствующие им конфигурации кинематической схемы механизма

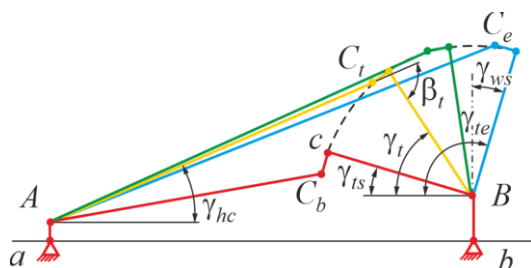


Рис. 5. Конфигурации кинематической схемы механизма для крайних и промежуточных положений концевой опоры

Смещение  $x_r$  поршня подъемного гидроцилиндра в процессе работы механизма установки концевой опоры из начального транспортного положения в конечное рабочее положение характеризуется изменением размера  $AC$  - расстояния между шарнирами  $A$  и  $C$  кинематической схемы рассматриваемого механизма (рис. 4). Начальное значение смещения  $x_r = 0$  соответствует величине размера  $AC$

$$l_{AC} = l_{AC_b} = \left[ (l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_{ts} - l_{Cc} \sin \gamma_{ts})^2 + (l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_{ts} - l_{Cc} \cos \gamma_{ts})^2 \right]^{0,5}, \quad (1)$$

где  $l_{ij}$  - расстояние между характерными точками  $i$  и  $j$  кинематической схемы;  $\gamma_{ts}$  - угол наклона продольной оси концевой опоры к плоскости несущей рамы самоходного шасси в транспортном положении.

Полный ход поршня (максимальное значение смещения)  $x_r = x_{r,max}$  соответствует величине размера  $AC$

$$l_{AC} = l_{AC_e} = \left[ (l_{ab} + l_{Bc} \sin \gamma_{ws} - l_{Cc} \cos \gamma_{ws})^2 + (l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \cos \gamma_{ws} + l_{Cc} \sin \gamma_{ws})^2 \right]^{0,5} \quad (2)$$

и составляет

$$x_{r,max} = \left[ (l_{ab} + l_{Bc} \sin \gamma_{ws} - l_{Cc} \cos \gamma_{ws})^2 + (l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \cos \gamma_{ws} + l_{Cc} \sin \gamma_{ws})^2 \right]^{0,5} - \left[ (l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_{ts} - l_{Cc} \sin \gamma_{ts})^2 + (l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_{ts} - l_{Cc} \cos \gamma_{ts})^2 \right]^{0,5},$$

где  $\gamma_{ws}$  - угол наклона продольной оси концевой опоры к перпендикуляру к поверхности грунта в предельном рабочем положении.

Промежуточное смещение поршня в интервале между транспортным и рабочим положением концевой опоры  $x_r \in [0; x_{r,max}]$  соответствует величине размера  $AC$ , лежащим в интервале значений угла поворота концевой опоры  $\gamma_t \in [\gamma_{ts}; \pi/2 + \gamma_{ws}]$ :

$$l_{AC} = l_{AC_t} = \left[ (l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t)^2 + (l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t)^2 \right]^{0,5},$$

и составляет

$$x_r = \left[ (l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t)^2 + (l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t)^2 \right]^{0,5} -$$

$$-\left[(l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_{ts} - l_{Cc} \sin \gamma_{ts})^2 + (l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_{ts} - l_{Cc} \cos \gamma_{ts})^2\right]^{0,5}. \quad (3)$$

При известном значении смещения поршня  $x_r$  приводного гидроцилиндра, что характерно при решении уравнения его движения под действием эксплуатационных и инерционных нагрузок на перемещаемые элементы конструкции концевой опоры, соответствующее значение угла поворота  $\gamma_t$  определяется решением нелинейного алгебраического уравнения вида:

$$\left[(l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t)^2 + (l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t)^2\right]^{0,5} - A(x_r) = 0, \quad (4)$$

где

$$A(x_r) = x_r + \left[(l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_{ts} - l_{Cc} \sin \gamma_{ts})^2 + (l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_{ts} - l_{Cc} \cos \gamma_{ts})^2\right]^{0,5}. \quad (5)$$

В процессе работы механизма установки концевой опоры также являются переменными два других характерных угла (рис. 5), определяющих промежуточные конфигурации кинематической схемы:

- угол наклона продольной оси силового подъемного гидроцилиндра к горизонтальной плоскости

$$\gamma_{hc} = \arctg \left( \frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t}{l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t} \right); \quad (6)$$

- угол между продольными осями подъемного гидроцилиндра и концевой опоры

$$\beta_t = \gamma_t + \arctg \left( \frac{l_{Bb} - l_{Aa} + l_{Bc} \sin \gamma_t - l_{Cc} \cos \gamma_t}{l_{ab} - l_{Bc} \cos \gamma_t - l_{Cc} \sin \gamma_t} \right). \quad (7)$$

#### 4. Моделирование кинематических параметров механизма

В основе моделирования кинематических параметров механизма установки концевой опоры в процессе его работы лежит дифференциальное уравнение движения поршня силового подъемного гидроцилиндра, так как именно его смещение определяет всю кинематику механизма. В данном случае целесообразно использовать уравнение движения поршня в форме, предложенной в [10, 11] при исследовании рабочих процессов в

гидроприводе механизмов движения звеньев крано-манипуляторных установок и мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов. Удобство данной формы уравнения движения заключается в том, что действующая на движущийся поршень инерционная сила выражается через скорость изменения объемного расхода рабочей жидкости, поступающей в напорную полость подъемного гидроцилиндра, что позволяет наглядно связать изменение во времени гидродинамических параметров в гидроприводе с изменением во времени кинематических параметров перемещения концевой опоры.

Таким образом, дифференциальное уравнение движения поршня силового подъемного гидроцилиндра механизма установки концевой опоры имеет вид:

$$\left( \frac{M_{red}}{n_{hc} A_{inp}} \right) \dot{Q}_{inp} = \eta_{hc} (A_{inp} p_{inp} - A_{out} p_{out}) - \frac{1}{n_{hc}} (F_{ol} + F_{br}), \quad (8)$$

где  $Q_{inp}$  - объемный расход рабочей жидкости, поступающий в напорную полость гидроцилиндра;  $n_{hc}$  - число подъемных гидроцилиндров, входящих в конструкцию механизма;  $A_{inp}$ ,  $A_{out}$  - площади поршня гидроцилиндра со стороны напорной и холостой полостей гидроцилиндра;  $p_{inp}$ ,  $p_{out}$  - давление рабочей жидкости в напорной и холостой полостях гидроцилиндра;  $M_{red}$  - приведенная к поршню гидроцилиндра масса перемещаемой металлоконструкции концевой опоры, включая укрепленное на ней дополнительное оборудования, и движущихся конструктивных элементов механизма установки концевой опоры;  $F_{ol}$  - эксплуатационная сила, действующая на шток гидроцилиндра со стороны перемещаемой концевой опоры;  $F_{br}$  - сила торможения, действующая на шток гидроцилиндра и создаваемая дополнительными внешними тормозными устройствами (при их наличии в конструкции механизма установки концевой опоры);  $\eta_{hc}$  - коэффициент полезного действия, учитывающий влияние сил трения на величину движущей силы, создаваемой подъемным гидроцилиндром.

Между гидродинамическим параметром  $Q_{inp}$  и кинематическими параметрами поршня гидроцилиндра существуют однозначные соотношения:

- линейное ускорение поршня гидроцилиндра

$$\ddot{x}_r = \dot{Q}_{inp} / A_{inp}; \quad (9)$$

- линейная скорость поршня гидроцилиндра

$$\dot{x}_r = Q_{inp} / A_{inp}; \quad (10)$$

- линейное смещение поршня гидроцилиндра в интервале времени от  $\tau_1$  до  $\tau_2$

$$x_r = \frac{1}{A_{inp}} \int_{\tau_1}^{\tau_2} Q_{inp} d\tau. \quad (11)$$

Таким образом, расчет изменения во времени объемного расхода рабочей жидкости  $Q_{inp}$ , поступившей в напорную полость гидроцилиндра, позволяет с помощью зависимостей (9) – (11) определить кинематические параметры движения поршня силового подъемного гидроцилиндра, а затем с помощью зависимостей (1) – (7) определить геометрические параметры кинематической схемы механизма установки концевой опоры.

Согласно [12], приведенная масса  $M_{red}$  определяется исходя из анализа суммарной кинетической энергии конструктивных элементов  $E$ , приводимых в движение при смещении поршня силового подъемного гидроцилиндра, т.е.

$$M_{red} = E / \dot{x}_r^2.$$

В рассматриваемой конструкции указанные движущиеся конструктивные элементы можно объединить в следующие группы:

- группа 1: конструктивные элементы, совершающие линейное движение (поршень и шток гидроцилиндра);

- группа 2: конструктивные элементы, совершающие поворотное движение относительно шарнира А (поршень, шток и корпус

гидроцилиндра, рабочая жидкость в гидроцилиндре);

- группа 3: конструктивные элементы, совершающие поворотное движение относительно шарнира В (металлоконструкция концевой опоры и расположенное на ней оборудование, канатный шкив с элементами механизма его вращения).

На основе формулы Кенига [12] суммарную кинетическую энергию движущихся элементов этих трех групп можно выразить следующей зависимостью:

$$E = E_1 + E_2 + E_3 = \frac{1}{2} \left( n_{hc} \dot{x}_r^2 \sum_{i=1}^{i=e_1} m_{1,i} + n_{hc} \dot{\gamma}_{hc}^2 \sum_{j=1}^{j=e_2} J_{2,j} + \dot{\gamma}_t^2 \sum_{k=1}^{k=e_3} J_{3,k} \right),$$

где  $E_n$  - суммарная кинетическая энергия движущихся элементов  $n$ -й группы;  $e_n$  - число движущихся элементов  $n$ -й группы;  $m_{1,i}$  - масса элементов 1-й группы;  $J_{2,j}$  - момент инерции  $j$ -го элемента 2-й группы относительно оси вращения – шарнира А;  $J_{3,k}$  - момент инерции  $k$ -го элемента 3-й группы относительно оси вращения – шарнира В;  $\dot{\gamma}_{hc}$  - угловая скорость поворота гидроцилиндра относительно шарнира А;  $\dot{\gamma}_t$  - угловая скорость поворота концевой опоры относительно шарнира В.

Суммарная кинетическая энергия поступательно движущихся конструктивных элементов 1-й группы составляет

$$E_1 = \pi \rho_{hc} (d_{hc}^2 l_p + d_r^2 l_r) / 8,$$

где  $\rho$  - плотность стали;  $d_{hc}$  - внутренний диаметр гильзы гидроцилиндра;  $d_r$ ,  $l_r$  - диаметр и длина штока;  $l_p$  - толщина поршня.

Суммарная кинетическая энергия поворотно движущихся конструктивных элементов 2-й группы составляет

$$E_2 = \frac{\pi}{8} \rho_{hc} \left\{ l_{hc} (l_{hc}^2 + \xi_{hc}^2) (D_{hc}^2 - d_{hc}^2) / 3 + l_p \left[ l_p^2 / 3 + (\xi_{hc} + x_r)^2 \right] d_{hc}^2 \right\} + l_r \left[ l_r^2 / 3 + (\xi_{hc} + x_r + l_r)^2 \right] d_r^2 \left\} + \frac{\pi}{8} \rho_f n_{hc} \left\{ x_r (x_r^2 / 3 + \xi_{hc}) d_{hc}^2 + (l_{hc} - l_p - x_r) \left[ (l_{hc} - l_p - x_r)^2 / 3 + (\xi_{hc} + l_p + x_r)^2 \right] (d_{hc}^2 - d_r^2) \right\},$$

где  $D_{hc}$ ,  $l_{hc}$  - наружный диаметр и длина гильзы гидроцилиндра;  $\xi_{hc}$  - расстояние от

торца гидроцилиндра до оси шарнира А;  $\rho_f$  - плотность рабочей жидкости.

Суммарная кинетическая энергия поворотнo движущихся конструктивных элементов 3-й группы приближенно составляет (канатный шкив и установленное оборудование приближенно рассматриваются как сосредоточенные массы в центрах тяжести)

$$E_3 \approx M_t r_t^2 + M_{rp} H_t^2 + \sum_i M_{eq,i} l_{eq,i}^2,$$

где  $M_t$ ,  $M_{rp}$ ,  $M_{eq,i}$  - массы металлоконструкции концевой опоры, канатного шкива,  $i$ -й единицы установленного оборудования;  $r_t$  - расстояние от оси шарнира  $B$  до центра тяжести металлоконструкции концевой опоры;  $H_t$  - длина концевой опоры;  $l_{eq,i}$  - расстояние от оси шарнира  $B$  до центра тяжести  $i$ -й единицы установленного оборудования.

Действующие на шток подъемного гидроцилиндра эксплуатационные нагрузки  $F_{ol}$  и  $F_{br}$ , которые должны быть учтены в дифференциальном уравнении движения поршня (8), определяются, исходя из силового анализа механизма установки концевой опоры. На рис. 6 приведены расчетные схемы для силового анализа рассматриваемого механизма [1]. Согласно результатам, представленным в [1, 9, 13], указанные нагрузки могут быть рассчитаны по следующим зависимостям:

- эксплуатационная сила, действующая на шток гидроцилиндра со стороны перемещаемой концевой опоры

$$F_{ol} = \frac{(gM_{rp} + 0,5g_t H_t) H_t \cos \gamma_t}{(l_{Bc} - l_{Cc} \cos \beta_t) \sin \beta_t}; \quad (12)$$

- сила торможения, действующая на шток гидроцилиндра и создаваемая дополнительными внешними тормозными устройствами в интервале углов  $\gamma_t \in [\gamma_{ts}; \gamma_{br}]$

$$F_{br} = 0;$$

в интервале углов  $\gamma_t \in (\gamma_{br}; \pi/2 + \gamma_{ws})$

$$F_{br} = \frac{M_{br}}{(l_{Bc} - l_{Cc} \cos \beta_t) \sin \beta_t},$$

где  $g$  - ускорение свободного падения;  $g_t$  - погонный вес 1 м длины металлоконструкции концевой опоры;  $l_{Bc}$ ,  $l_{Cc}$  - размеры кинематической схемы механизма между точками  $Bc$  и  $Cc$  (рис. 4);  $M_{br}$  - тормозной момент, создаваемый дополнительными внешними тормозными устройствами;  $\gamma_{br}$  - угол подъема концевой опоры, начиная с которого на шток подъемного гидроцилиндра должен действовать тормозной момент  $M_{br}$ .

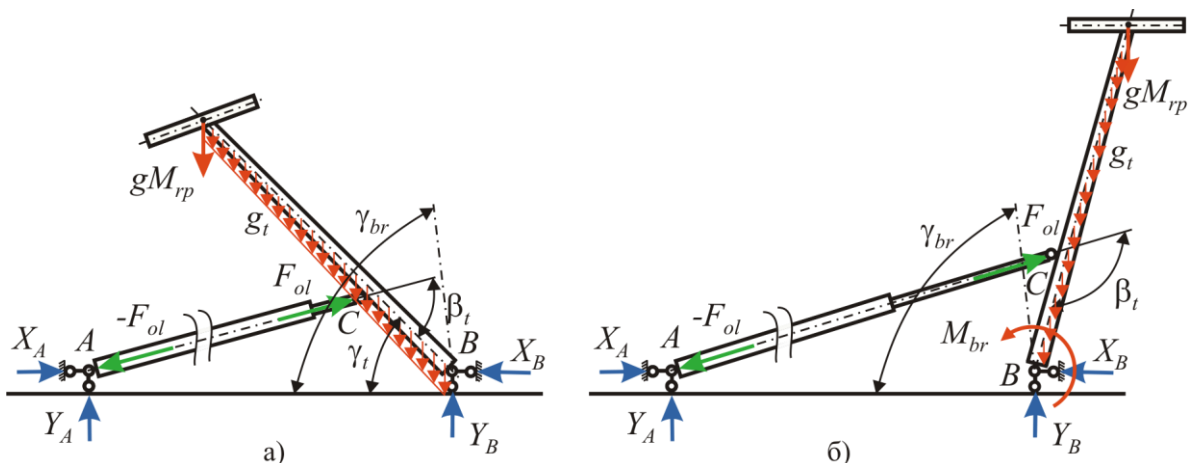


Рис. 6. Расчетная схема механизма установки концевой опоры для силового расчета кинематической схемы [1]: а – при углах  $\gamma_t \in [\gamma_{ts}; \gamma_{br}]$ ; б – при углах  $\gamma_t \in (\gamma_{br}; \pi/2 + \gamma_{ws})$

На заключительной стадии подъема концевой опоры в положение, близкое к вертикальному, обязательно должен создаваться тормозной момент  $M_{br}$ . Он выполняет две функции:

- обеспечивает остановку концевой опоры в требуемом рабочем положении;
- исключает явление самопрокидывания концевой опоры [1] вследствие того что при углах поворота  $\gamma_t \rightarrow \pi/2$  нагрузка  $F_{ol} \rightarrow 0$ ,



а при углах  $\gamma_t > \pi/2$  нагрузка  $F_{ol} < 0$ , т.е. способствует выдвигению штока подъемного гидроцилиндра.

Для задания функции изменения величины тормозного момента на заключительной стадии подъема концевой опоры вида  $M_{br}(\gamma_t)$  в интервале  $\gamma_t \in (\gamma_{br}; \pi/2 + \gamma_{ws}]$  целесообразно использовать одномерную сплайн-интерполяцию, предложенную в [14].

Согласно рекомендациям [1, 9, 13] минимальное значение тормозного момента составляет

$$M_{br,\min} = k_{br}(gM_{rp} + 0,5g_t H_t)H_t \sin \gamma_{ws},$$

где  $k_{br}$  - коэффициент запаса торможения, принимаемый по рекомендациям для грузовых канатных дорог и стреловых подъемных сооружений [15, 16].

Как следует из анализа выражения (12), максимальное усилие, которое должен развивать силовой подъемный гидроцилиндр, наблюдается при трогании поршня с места, т.е. при угле поворота концевой опоры  $\gamma_t = \gamma_{ts}$ . Это максимальное усилие определяет минимальное значение внутреннего диаметра гильзы подъемного гидроцилиндра  $d_{hc,\min}$ , который должен быть использован в конструкции механизма установки концевой

опоры в рабочее положение. Величина  $d_{hc,\min}$  составляет

$$d_{hc,\min} = 2k_{hc} \sqrt{\frac{(gM_{rp} + 0,5g_t H_t)H_t \cos \gamma_{ts}}{\pi n_{hc} p_{nom} (l_{Bc} - l_{Cc} \cos \beta_{ts}) \sin \beta_{ts}}},$$

где  $k_{hc}$  - коэффициент запаса тягового усилия гидроцилиндра;  $p_{nom}$  - номинальное давление гидропривода механизма установки концевой опоры;  $\beta_{ts}$  - угол между продольными осями подъемного гидроцилиндра и концевой опоры в транспортном положении при  $\gamma_t = \gamma_{ts}$ , вычисляемый согласно выражению (6).

### 5. Моделирование гидродинамических параметров гидропривода механизма

При моделировании гидродинамических процессов, протекающих в гидроприводе в процессе его работы, целесообразно использовать представление принципиальной гидравлической схемы структурно-функциональной схемой. Основы ее построения даны в [17]. Для схемы гидропривода на рис. 3 структурно-функциональная схема приведена на рис. 7.

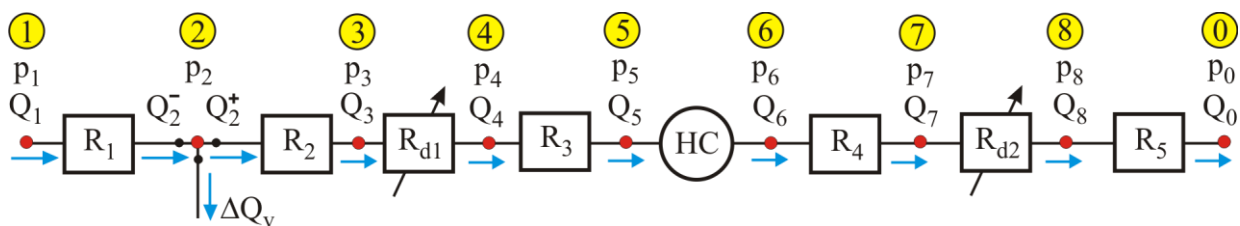


Рис. 7. Структурно-функциональная схема гидропривода механизма установки концевой опоры

В качестве характерных точек структурно-функциональной схемы выбраны следующие точки по направлению движения потока рабочей жидкости:

- точка 1: выход объемного нерегулируемого насоса;
- точка 2 (тройник): место установки предохранительного напорного клапана;
- точка 3: вход регулируемого дросселя, установленного в напорной гидролинии;
- точка 4: выход регулируемого дросселя, установленного в напорной гидролинии;

- точка 5: вход в напорную полость гидроцилиндра;
- точка 6: выход из сливной полости гидроцилиндра;
- точка 7: вход регулируемого дросселя, установленного в сливной гидролинии;
- точка 8: выход регулируемого дросселя, установленного в сливной гидролинии;
- точка 0: вход в гидробак.

В указанных характерных точках  $j$  определяются величина давления  $p_j$  ( $j = 1, \dots, 8$ )

и объемного расхода рабочей жидкости  $Q_j$  ( $j = 1, \dots, 8, 0$ ). В точке 2 дополнительно определяется величина объемного расхода рабочей жидкости через предохранительный клапан  $\Delta Q_v$ . Также на характерных участках гидросистемы, ограниченных соседними характерными точками, определяется величина потери давления  $R_1, \dots, R_5$  вследствие гидравлических потерь в имеющихся на данных участках гидроаппаратах, гидроустройствах и местных сопротивлениях, а также по длине гидролинии. Разность величины давлений в точках 4 и 5 или 5 и 6 определяет перепад рабочего давления на гидроцилиндре  $\Delta p_{hc}$ , а в точках 3 и 4 или 7 и 8 – падение давления  $R_{d1}$  и  $R_{d2}$  на регулируемых дросселях. Внешними утечками рабочей жидкости из гидросистемы можно пренебречь в связи с их незначительностью вследствие компактности размещения гидроустройств и малым числом соединений.

Потери давления  $R_m\{Q_m\}$  на  $m$ -м участке гидросистемы между двумя последовательно расположенными характерными точками  $j$  и  $j+1$  при протекании через него рабочей жидкости с объемным расходом  $Q_m$  (потери  $R_1\{Q_m\}, \dots, R_5\{Q_5\}$ ) складываются из потерь давления в расположенных на этих участках гидроаппаратах и гидроустройствах  $R_{ha,m}$ , гидрораспределителе  $R_{hd,m}$  (при его наличии на  $m$ -м участке), местных сопротивлений  $R_{lr,m}$  и по длине соединяющих их гидролиний  $R_{hl,m}$  [18, 19]:

$$R_m\{Q_m\} = \sum_{k=1}^{k=N_{ha,m}} R_{ha,m,k} + R_{hd,m} + \sum_{k=1}^{k=N_{lr,m}} R_{lr,m,k} + \sum_{k=1}^{k=N_{hl,m}} R_{hl,k}$$

где  $N_{ha,m}, N_{lr,m}, N_{hl,m}$  - число гидроаппаратов (гидроустройств), местных сопротивлений и гидролиний в пределах  $m$ -го участка гидросистемы.

Для расчетной оценки потерь давления целесообразно использовать зависимости, предложенные в [10]. Так как указанные потери давления пропорциональны расходу рабочей жидкости  $Q_m$  через  $m$ -й участок гидросистемы (как правило, являются квадра-

тичными функциями расхода [20]), то величина  $R_m\{Q_m\}$  может быть выражена следующим соотношением [21]:

$$R_m\{Q_m\} = Q_m^2 \left( \sum_{k=1}^{k=N_{ha,m}} \frac{\Delta p_{nom,k}}{Q_{nom,k}^2} + \frac{8\rho_l}{\pi^2} \sum_{k=1}^{k=N_{lr,m}} \frac{\xi_{lr,k}}{d_{hl,k}^4} + \frac{0,4\rho_l}{\pi} \sum_{k=1}^{k=N_{hl,m}^{(l)}} \frac{l_{hl,k}}{d_{hl,k}^5} \right) + a_{hd} Q_m^{b_{hd}} + Q_m \frac{128\rho_l \mu_l}{\pi} \sum_{k=1}^{k=N_{hl,m}^{(l)}} \frac{l_{hl,k}}{d_{hl,k}^4},$$

где  $Q_{nom,k}$  - номинальный объемный расход  $k$ -го гидроаппарата или гидроустройства;  $\Delta p_{nom,k}$  - потери давления на  $k$ -м гидроаппарате или гидроустройстве при номинальном расходе  $Q_{nom,k}$ ;  $\rho_l, \mu_l$  - плотность и кинематическая вязкость рабочей жидкости;  $\xi_{lr,k}$  - безразмерный коэффициент  $k$ -го местного сопротивления;  $d_{hl,k}, l_{hl,k}$  - внутренний диаметр и длина  $k$ -й гидролинии;  $a_{hd}, b_{hd}$  - коэффициенты аппроксимации графика потери давления в гидрораспределителе от проходящего расхода рабочей жидкости степенной функций;  $N_{hl,m}^{(l)}, N_{hl,m}^{(t)}$  - число гидролиний в пределах  $m$ -го участка гидросистемы с ламинарным и турбулентным режимом течения.

Перепад давления на  $k$ -м регулируемом дросселе может быть выражен как

$$R_{dk} = k_{th,k} Q_k^2,$$

причем коэффициент дросселирования  $k_{th}$  для дроссельно-регулируемых гидроприводов является переменным во времени (или переменным в зависимости от величины смещения подвижного элемента гидродвигателя).

При формулировке задачи Коши интегрирования дифференциального уравнения движения поршня силового подъемного гидроцилиндра механизма установки концевой опоры необходимо знание гидродинамических параметров гидропривода в начальный момент времени.

В начальный момент времени  $\tau = 0$  объемный расход рабочей жидкости на выходе насоса определяется законом изменения час-

тоты вращения приводного вала насоса  $n_{pump}(\tau)$  [11, 14]. Так как процесс установки концевой опоры не является критически важным для эксплуатации канатной дороги, то отсутствует необходимость дополнительно в частотном регулировании гидропривода. Частота вращения приводного вала насоса устанавливается постоянной, т.е.  $n_{pump}(\tau) = n_{pump} = const$ . Этой частоте соответствует начальная подача насоса  $Q_p(\tau = 0)$ , определяемая выражением:

$$Q_1(\tau = 0) = Q_p(\tau = 0) = V_0 n_{pump}. \quad (13)$$

Расходы рабочей жидкости перед напорным клапаном  $Q_2^-(\tau = 0)$  и через открытый напорный клапан  $\Delta Q_v(\tau = 0)$  определяются как

$$Q_2^-(\tau = 0) = \Delta Q_v(\tau = 0) = Q_1(\tau = 0), \quad (14)$$

а за напорным клапаном расходы

$$Q_3 = Q_4 = Q_5 = 0.$$

В начальный момент времени давление рабочей жидкости в характерной точке 2 будет определяться количественными параметрами статической характеристики открытия напорного предохранительного клапана  $p = f_v(\Delta Q_v)$ , т.е.

$$p_2(\tau = 0) = f_v(\Delta Q_v(\tau = 0)). \quad (15)$$

Для выражения статической характеристики открытия предохранительного клапана  $p = f_v(\Delta Q_v)$  в уравнении (15) целесообразно использовать аналитические выражения, предложенные в [10, 17] для напорных клапанов прямого и непрямого действия.

В начальный момент времени давление рабочей жидкости в характерной точке 1 будет определяться с учетом потери давления  $R_1\{Q(\tau = 0)\}$  на участке напорной части гидросистемы между характерными точками 1 и 2 (на участке между выходом насоса и местом установки напорного клапана):

$$p_1(\tau = 0) = p_2(\tau = 0) + R_1\{Q_1(\tau = 0)\}. \quad (16)$$

Давление рабочей жидкости в других характерных точках напорной части гидросистемы согласно закону Паскаля определяется следующим выражением:

$$p_3(\tau = 0) = p_4(\tau = 0) = p_5(\tau = 0) = p_2(\tau = 0); \quad (17)$$

Давление рабочей жидкости в характерных точках сливной части гидросистемы согласно закону Паскаля будет составлять

$$p_6(\tau = 0) = p_7(\tau = 0) = p_8(\tau = 0) = p_0(\tau = 0) = 0, \quad (18)$$

а объемные расходы рабочей жидкости –

$$Q_6(\tau = 0) = Q_7(\tau = 0) = Q_8(\tau = 0) = 0. \quad (19)$$

Таким образом, определение начальных условий интегрирования дифференциального уравнения движения поршня силового подъемного гидроцилиндра механизма установки концевой опоры (8) должно выполняться в следующей последовательности:

1) определение объемной подачи насоса  $Q_1(\tau = 0)$  в характерной точке 1 по зависимости (13);

2) вычисление гидравлических параметров  $p_2(\tau = 0)$  и  $Q_2^-(\tau = 0)$  в характерной точке 2 и расхода через напорный клапан  $\Delta Q_v(\tau = 0)$  с помощью соотношений (14) и (15);

3) вычисление давления  $p_1(\tau = 0)$  на выходе насоса в характерной точке 1 с помощью соотношения (16);

4) задание гидравлических параметров  $p_j(\tau = 0)$  и  $Q_j(\tau = 0)$  во всех остальных  $j$ -х характерных точках с помощью соотношений (17) - (19).

Решение дифференциального уравнения (8) в произвольный момент времени с помощью одного из численных методов интегрирования дифференциальных уравнений [22] позволяет определить один гидравлический параметр – объемный расход рабочей жидкости  $Q_{hc}(\tau)$ , поступающий в напорную полость гидроцилиндра.

На эту величину должно быть наложено очевидное физическое ограничение: расход  $Q_5 = Q_{inp}$  не должен превышать объемную подачу насоса, т.е. должно выполняться условие:

$$Q_5 = Q_{inp} \leq Q_1 = V_0 n_{pump}. \quad (20)$$

Если ограничение (20) не выполняется, то полученное значение расхода следует уменьшить до значения  $Q_5 = Q_1$ .

В этом случае расход рабочей жидкости через напорный предохранительный клапан, установленный в характерной точке 2, будет

равен  $\Delta Q_v = 0$ , т.е. клапан не будет оказывать влияния на выходные гидравлические параметры насоса в точке 1. Таким образом, можно записать следующие соотношения для определения расходов в остальных характерных точках напорной части гидросистемы:

$$Q_4 = Q_3 = Q_2^+ = Q_2^- = Q_1.$$

В сливной части гидросистемы объемные расходы определяются следующими зависимостями:

$$Q_6 = Q_7 = Q_8 = Q_0 = k_A Q_1,$$

где  $k_A = A_{out} / A_{inp}$  - коэффициент отношения площадей поршня в соседних полостях гидроцилиндра.

Давления рабочей жидкости в характерных точках гидросистемы определяются следующими зависимостями:

$$p_2 = p_1 - R_1\{Q_1\}; \quad p_3 = p_2 - R_2\{Q_1\}; \\ p_4 = p_3 - R_{d1}\{Q_1\}; \quad p_5 = p_4 - R_3\{Q_1\};$$

$$\frac{1}{n_{hc}\eta_{hc}A_{inp}} \left[ \frac{M_{red}(Q_1 - \Delta Q_v)}{A_{inp}\Delta\tau} + F_{ol} + F_{br} \right] + R_2\{Q_1 - \Delta Q_v\} + R_3\{Q_1 - \Delta Q_v\} + R_{d1}\{Q_1 - \Delta Q_v\} + k_A [p_0 + R_4\{k_A(Q_1 - \Delta Q_v)\} + R_5\{k_A(Q_1 - \Delta Q_v)\} + R_{d2}\{k_A(Q_1 - \Delta Q_v)\} + ] - f_v(\Delta Q_v) = 0,$$

где  $\Delta\tau$  - временной шаг интегрирования дифференциального уравнения (8).

Таким образом, объемные расходы в характерных точках гидросистемы будут определяться зависимостями

$$Q_2^- = Q_1 = V_0 n_{pump};$$

$$Q_2^+ = Q_3 = Q_4 = Q_5 = Q_1 - \Delta Q_v;$$

$$Q_6 = Q_7 = Q_8 = Q_0 = k_A(Q_1 - \Delta Q_v),$$

а давления – зависимостями

$$p_2 = f_v(\Delta Q_v); \quad p_3 = p_2 - R_2\{Q_1 - \Delta Q_v\};$$

$$p_4 = p_3 - R_{d1}\{Q_1 - \Delta Q_v\};$$

$$p_5 = p_4 - R_3\{Q_1 - \Delta Q_v\};$$

$$p_0 = 0; \quad p_8 = R_5\{k_A(Q_1 - \Delta Q_v)\};$$

$$p_7 = p_8 + R_{d2}\{k_A(Q_1 - \Delta Q_v)\};$$

$$p_6 = p_7 + R_4\{k_A(Q_1 - \Delta Q_v)\}.$$

Перепад давлений рабочей жидкости на поршне гидроцилиндра составляет

$$\Delta p_{hc} = p_{inp} - p_{out} = p_5 - p_6.$$

$$p_0 = 0; \quad p_8 = p_0 + R_5\{k_A Q_1\};$$

$$p_7 = p_8 + R_{d2}\{k_A Q_1\}; \quad p_6 = p_7 + R_4\{k_A Q_1\}.$$

В том случае, когда полученное в результате решения уравнения раздельного движения звена значение объемного расхода рабочей жидкости  $Q_5$  в характерной точке 5 составляет  $Q_5 < Q_1$ , расход через напорный предохранительный клапан  $\Delta Q_v \neq 0$  и требуется учет его влияния на формирование гидравлических параметров в напорной части гидросистемы. Величина расхода  $\Delta Q_v$  определяется путем согласования величины давления  $p_2$ , определенного в соответствии с условием открытия напорного клапана (15) и действия внешних эксплуатационных нагрузок в соответствии с дифференциальным уравнением (8). Это требует решения относительно искомого значения  $\Delta Q_v$  нелинейного алгебраического уравнения вида

## 6. Заключение

Представленные в данном исследовании математическая модель, позволяющая моделировать протекание гидродинамических процессов в гидроприводе механизма установки концевой опоры из исходного транспортное положение в требуемое рабочее положение и устанавливать их взаимосвязи с кинематическими и силовыми характеристиками самой концевой опоры является одним из практических инструментов, который целесообразно использовать при проектировании основного технологического оборудования мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов.

Дроссельное регулирование гидропривода механизма установки концевой опоры позволяет достаточно эффективно и гибко управлять его работой, обеспечивая необходимые скоростные характеристики подъема концевой опоры. Практика использования

гидравлических приводов с дроссельным регулированием применительно к различным технологическим машинам и оборудованию показывает, что наряду с рассмотренной в данной статье схемой установки регулируемых дросселей последовательно с силовым подъемным гидроцилиндром также применяется альтернативный вариант – схема установки регулируемого дросселя параллельно гидроцилиндру. Поэтому как возможное направление дальнейших исследований можно рассматривать работу по моделиро-

ванию рабочих гидродинамических параметров гидропривода механизма установки концевой опоры мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов, а также кинематических и силовых параметров самой концевой опоры в процессе ее установки применительно к схеме параллельной установки гидроцилиндра и регулируемого дросселя с целью последующего сравнительного анализа полученных результатов и разработки рекомендаций по проектированию.

### Список литературы

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

2. Rolenc O., Palasiewicz T., Zalesky Ja., Kyjovsky Ja. Possible Ways of Evaluation of Industrially Manufactured Means for Low-Bearing Terrain Strengthening Usable in Military Operations. *International Journal Advanced Science Engineering. Information Technology*. 2021. Т. 11. № 5. С. 1772-1779.

3. Короткий А.А., Лагерев А.В., Месхи Б.Ч., Лагерев И.А., Панфилов А.В., Таричко В.И. Транспортно-логистические технологии и машины для цифровой урбанизированной среды. Ростов-на-Дону: ДГТУ, 2019. 268 с. DOI: 10/5281/zenodo/1311913.

4. Вопросы теории и расчета подъемно-транспортных машин / Под общ. ред. А.И. Дукельского. М.-Л.: Mashgiz, 1957. 181 с.

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

6. Логвинов А.С., Короткий А.А. Пассажирские одноканатные дороги. Устройство и эксплуатация. Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2016. 210 с.

7. Лагерев А.В., Лагерев И.А. Общий подход к созданию цифровых двойников мобильных канатных дорог на основе мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2022. №1. С. 38-60. DOI:

### References

1. 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)

2. Rolenc O., Palasiewicz T., Zalesky Ja., Kyjovsky Ja. Possible Ways of Evaluation of Industrially Manufactured Means for Low-Bearing Terrain Strengthening Usable in Military Operations. *International Journal Advanced Science Engineering. Information Technology*, 2021, Vol.11, No.5, pp. 1772-1779.

3. 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: [10.5281/zenodo.3551132](https://doi.org/10.5281/zenodo.3551132) (In Russian)

4. *Voprosy teorii i rascheta podmno-transportnykh mashin* [Questions of theory and calculation of lifting and transport machines]. Dukelskiy A.I. (Ed). Moscow-Leningrad, Mashgiz, 1957. 181 p. (In Russian)

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

6. Logvinov A.S., Korotkiy A.A. *Passazhirskie odnokanatnye dorogi*.

10.22281/2413-9920-2022-08-01-38-60.

8. Пат. 200827 Рос. Федерация: МПК<sup>7</sup> В61В 7/06. Самоходная концевая станция / Лагерев А.В., Лагерев И.А., Таричко В.И.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «БГУ им. ак. И.Г. Петровского». – №2020117118; заявл. 12.05.2020; опубл. 12.11.2020, Бюл. № 32. 2 с.

9. Лагерев И.А., Таричко В.И., Лагерев А.В. 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

10. Лагерев А.В., Лагерев И.А. Моделирование рабочих процессов в дроссельно-регулируемом гидроприводе манипуляционных систем мобильных машин при раздельном движении звеньев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2018. №4. С. 355-379. DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-04-355-379.

11. Лагерев А.В., Таричко В.И., Лагерев И.А. Моделирование режимов работы гидроприводов с частотно-дроссельным регулированием мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. №4. С. 462-480. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-462-480.

12. Теория механизмов / Под ред. В.А. Гавриленко. М.: Высшая школа, 1973. 511 с.

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

14. Лагерев А.В., Лагерев И.А., Таричко В.И. Моделирование рабочих процессов мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов. Брянск: РИСО БГУ, 2021. 204 с. DOI: [10.5281/zenodo.6044972](https://doi.org/10.5281/zenodo.6044972)

*Ustroystvo i ekspluatatsiya* [Passenger ropeways with single rope. Device and operation]. Rostov-na-Donu, DGTU, 2016. 210 p. (In Russian)

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

8. Patent RU 200827, В61В 7/06. *Samokhodnaya kontsevaya stantsiya* [Self-propelled terminal station]. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Tarichko V.I. Declared 12.05.2020. Published 12.11.2020. (In Russian)

9. 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)

10. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Modeling of working processes in the throttle-adjustable hydraulic drive of manipulation systems with separate movement of links during operation of mobile machines. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2018, No.4, pp. 355-379. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2018-04-04-355-379> (In Russian)

11. Lagerev A.V., Tarichko V.I., Lagerev I.A. Modeling operation modes of hydraulic drives with frequency-throttle regulation of mobile transport and overloading ropes complexes. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.4, pp. 462-480. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-462-480 (In Russian)

12. *Teoriya mekhanizmov* [Theory of mechanisms]. Gavrilenco V.A. (Ed). Moscow, Vysshaya shkola, 1973. 511 p.

13. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Tarichko V.I. Kinematic and Force Analysis of the End Tower Positioning Mechanism at Mobile Ropeway. In: Radionov A.A., Gasiyarov V.R.

15. Подъемно-транспортная техника: словарь-справочник: в 2-х т. Т.1 / Под ред. К.Д. Никитина, Л.Н. Горбунова. Красноярск: Сиб. федер. ун-т; Политехн. ин-т, 2007. 578 с.
16. Правила безопасности грузовых подвесных канатных дорог: Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности: утв. приказом Ростехнадзора от 22.11.2013 № 563. М.: Стандартинформ, 2014. 35 с.
17. Лагереv А.В., Лагереv И.А. Современная теория манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов. Исследование рабочих процессов и проектирование элементов гидропривода. Брянск: РИО БГУ, 2019. 201 с. DOI: 10.5281/zenodo.3268490.
18. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы. М.: Машиностроение, 1982. 423 с.
19. Столбов Л.С., Перова А.Д., Ложкин О.В. Основы гидравлики и гидропривод станков. М.: Машиностроение, 1988. 256 с.
20. Лагереv А.В. Проектирование насосных гидроприводов подъемно-транспортной техники. Брянск: Изд-во БГТУ, 2006. 232 с. DOI: 10.5281/zenodo.1311892
21. Лагереv И.А., Лагереv А.В. Современная теория манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов. Конструкции и условия эксплуатации. Брянск: РИО БГУ, 2018. 190 с. DOI: 10.5281/zenodo.1294622
22. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. М.: Наука, 1984. 831 с.
- (eds) Proceedings of the 7th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2021). ICIE 2021. Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2022. Springer, Cham. DOI: 10.1007/978-3-030-85230-6\_46
14. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Tarichko V.I. *Modelirovanie rabochikh protsessov mobilnykh transportno-peregruzochnykh kanatnykh kompleksov* [Modeling of working processes of mobile transporting and overloading rope facilities]. Bryansk, RISO BGU, 2021. 204 p. DOI: 10.5281/zenodo.6044972. (In Russian)
15. *Podemno-transportnaya tekhnika: slovar-spravochnik: v 2-kh t. T.1* [Hoisting-and-transport equipment: dictionary-reference book, in 2 vol. Vol. 1]. Eds. Nikitin K.D., Gorbunov L.N. Krasnoyarsk, Sibirskiy federalnyy universitet, Politekhnicheskii institut, 2007. 578 p. (In Russian)
16. *Federalnye normy i pravila v oblasti promyshlennoy bezopasnosti "Pravila bezopasnosti passazhirskikh kanatnykh dorog i funikulerov"* [Federal norms and rules in the field of industrial safety "Safety rules for passenger ropeways and funiculars"]. Moscow, Federalnaya sluzhba po ekologicheskomu, tekhnologicheskomu i atomnomu nadzoru, 2014. (In Russian)
17. Lagerev A.V., Lagerev I.A. *Sovremennaya teoriya manipulatsionnykh sistem mobilnykh mnogotselovykh transportno-tekhnologicheskikh mashin i kompleksov. Issledovanie rabochikh protsessov i proektirovanie elementov gidroprivoda* [Modern theory of manipulation systems of mobile multi-purpose transport and technological machines and complexes. Research of working processes and design of hydraulic drive elements]. Bryansk, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, 2019. 201 p. DOI: 10.5281/zenodo.3268490 (In Russian)
18. Bashta T.M., Rudnev S.S., Nekrasov B.B. *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody* [Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drives]. Moscow, Mashinostroenie, 1982. 424 p. (In Russian)
19. Stolbov L.S., Perova A.D., Lozhkin O.V. *Osnovy gidravliki i gidroprivod stankov* [Basics of hydraulics and hydraulic drive of

- † mashine tools]. Moscow, Mashinostroenie, 1988. 256 p. (In Russian)
- † 20. Lagerev A.V. *Proektirovanie nasosnykh gidroprivodov podemno-transportnykh mashin* [The design of pump hydraulic drives of lifting-transport machines]. Bryansk, Bryanskiy gosudarstvennyy tekhnicheskiy universitet, 2006. 232 p. DOI: 10.5281/zenodo.1311892 (In Russian)
- † 21. Lagerev I.A., Lagerev A.V. *Sovremennaya teoriya manipulatsionnykh sistem mobilnykh mnogotselevykh transportno-tekhnolo-gicheskikh mashin i kompleksov. Konstruktsiya i usloviya ekspluatatsii* [Modern theory of manipulation systems of mobile multi-purpose transport and technological machines and complexes. Design and operating conditions]. Bryansk, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, 2018. 190 p. DOI: 10.5281/zenodo.1294622 (In Russian)
- † 22. Korn G.A., Korn T.M. *Mathematical handbook for scientist and engineers. Definitions, theorems and formulas for reference and review.* McGraw-Hill Company, 1968.



УДК (UDC) 621.86

ПОДХОДЫ К ИМИТАЦИОННОМУ МОДЕЛИРОВАНИЮ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ  
КАНАТНОЙ ЛЕСОЗАГОТОВИТЕЛЬНОЙ МАШИНЫ ДЛЯ РАБОТЫ НА СКЛОНАХAPPROACHES TO SIMULATION MODELING OF WORKING PROCESSES  
OF A ROPE LOGGING MACHINE FOR WORKING ON SLOPESЛагерев И.А., Химич А.В., Шкурманова С.С.  
Lagerev I.A., Khimich A.V., Shkurmanova S.S.Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)  
Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)

**Аннотация.** В настоящее время в связи с уменьшением объемов возможной добычи древесины в относительно удобных районах, характеризующихся благоприятным природным рельефом, актуальной технико-экономической задачей становится разработка лесозаготовительных технологий и соответствующего лесозаготовительного оборудования для производства работ на крутых склонах. В работе рассматриваются подходы к имитационному моделированию рабочих процессов, протекающих в элементах конструкций и системах канатных лесозаготовительных машин при их эксплуатации на крутых склонах. Определены основные режимы работы, параметры нагруженности, учитываемые в ходе моделирования. Разработанные подходы могут быть использованы при разработке цифровых двойников лесозаготовительного оборудования.

**Ключевые слова:** лесозаготовительная машина, склон, канат, имитационное моделирование, рабочие процессы, режимы работы.

**Дата принятия к публикации:** 02.06.2022  
**Дата публикации:** 25.06.2022

**Сведения об авторах:**

**Лагерев 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

**Химич Анна Васильевна** – аспирант ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», e-mail: annahimich14@mail.ru.

**Шкурманова Софья Сергеевна** – студент ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», e-mail: sofashkurmanova@mail.ru.

**Abstract.** Currently, due to a decrease in the volume of possible timber extraction in relatively convenient areas characterized by favorable natural relief, the development of logging technologies and appropriate logging equipment for work on steep slopes becomes an urgent technical and economic task. This paper discusses approaches to simulation modeling of work processes occurring in structural elements and systems of rope logging machines during their operation on steep slopes. The developed approaches can be used in the development of digital twins of logging equipment

**Keywords:** logging machine, slope, rope, simulation, workflows, operating modes.

**Date of acceptance for publication:** 02.06.2022  
**Date of publication:** 25.06.2022

**Authors' information:**

**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

**Anna V. Khimich** – student, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, e-mail: annahimich14@mail.ru.

**Sofia S. Shkurmanova** – student, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, e-mail: sofashkurmanova@mail.ru.

**Благодарности**

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

**Acknowledgements**

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

## 1. Введение

Истощение запасов древесины на равнинных территориях приводит к необходимости проведения лесозаготовительных работ в холмистой местности, которая часто заболочена. Механизированная заготовка древесины на склонах усложняется за счет проблем с обеспечением устойчивости лесозаготовительных машин. Очевидными путями решения проблемы является применение специальных шасси, анкерных опор или канатных оттяжек. Также актуальным является разработка специализированных канатных лесозаготовительных машин для работы на склонах [1, 2].

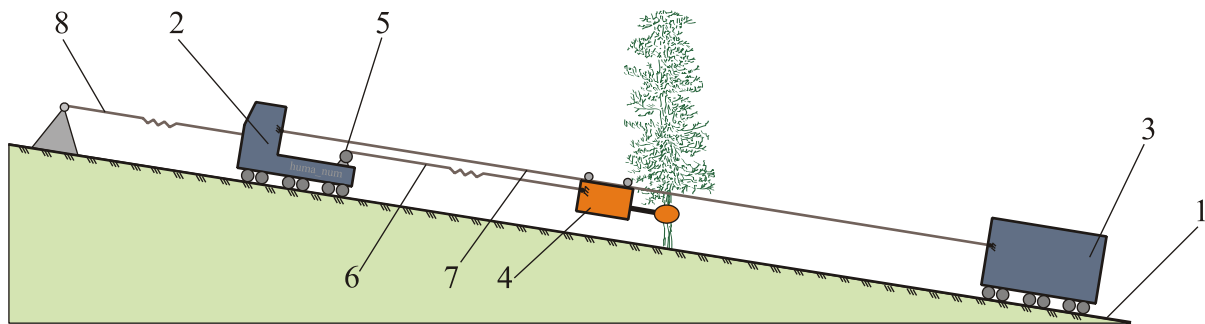


Рис. 1. Общая схема канатной лесозаготовительной машины:

1 – склон; 2 – верхняя базовая станция (модуль); 3 – нижняя базовая станция (модуль); 4 – рабочий орган; 5 – лебедка; 6 – тяговый канат; 7 – несущий канат; 8 – оттяжка [1]

## 2. Рабочие процессы канатной лесозаготовительной машины для работы на склонах

Конфигурация машины оказывает существенное влияние на её рабочие процессы и нагруженность. В общем виде конфигурация определяется следующими параметрами:

- координаты центра масс верхней  $x_в, y_в, z_в$  и нижней  $x_н, y_н, z_н$  базовых станций (модулей), заданные в локальных системах координат, связанных с базовыми станциями (рис. 2), либо координаты  $x_{в0}, y_{в0}, z_{в0}, x_{н0}, y_{н0}, z_{н0}$  (соответственно) в глобальной системе координат (рис. 3);

- координаты центра масс рабочего органа, определяющее его положение между базовыми станциями  $x_{ро}, y_{ро}, z_{ро}$  – в локальной системе координат (рис. 2), либо  $x_{ро0}, y_{ро0}, z_{ро0}$  (соответственно) – в глобальной системе ко-

ординат (рис. 3), возможно задавать координаты рабочего органа в системе координат одной из базовых станций;

- параметры рабочего органа, например, значения обобщенных координат звеньев манипулятора (в общем виде выражается вектором параметров  $\{X_{po}\}$ );
- координаты точки крепления канатной оттяжки в глобальной системе координат.

Исследуемые лесозаготовительные машины являются машинами циклического действия. Поэтому для каждого из  $N_{ц}$  циклов работы необходимо моделировать указанные выше параметры, определяющие конфигурацию. При этом под циклом следует понимать процесс работы машины с одним деревом. Тем не менее, при моделировании также можно выделить циклы  $N_{ц0}$  установки машины на склоне, в начале которого базовые станции устанавливаются на склоне, после

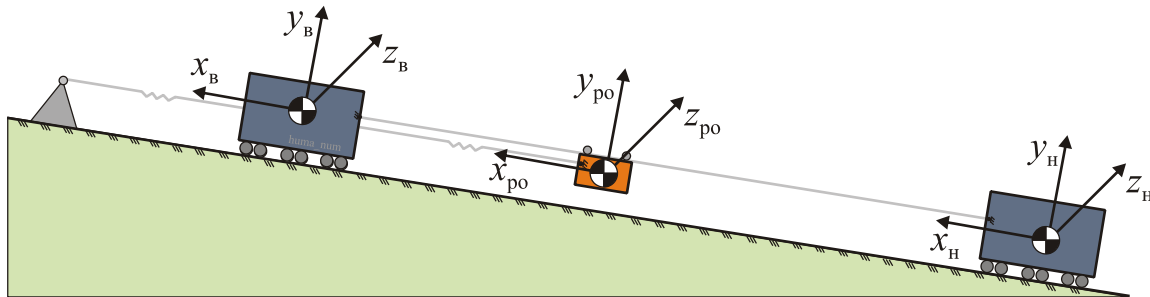


Рис. 2. Координаты элементов системы в локальных системах координат

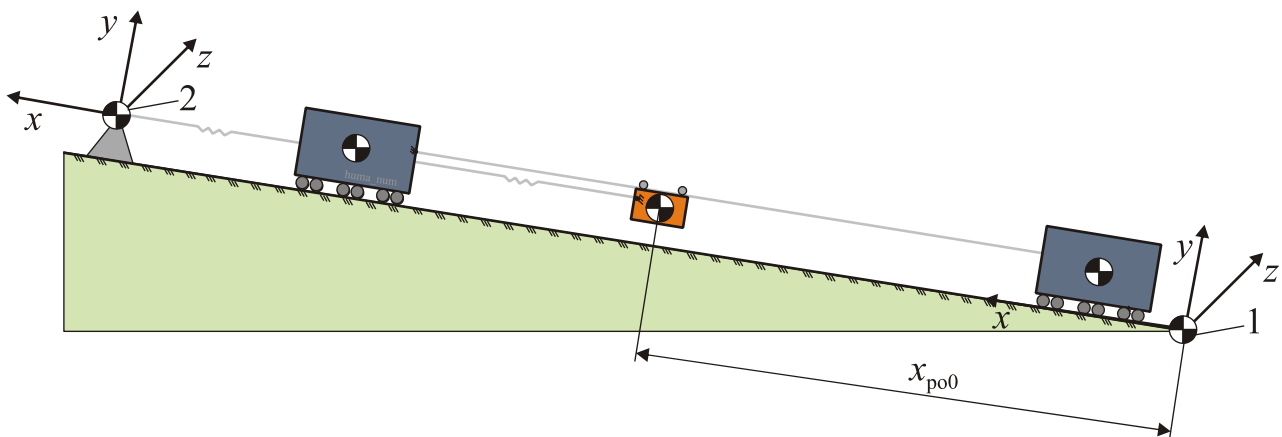


Рис. 3. Координаты элементов системы в глобальных системах координат (значение показано для координаты  $x_{po0}$ ): 1 – система координат с началом в нижней точке склона; 2 – система координат с началом в точке крепления оттяжки

чего машина обрабатывает необходимое количество деревьев. В этой связи рациональным является имитационное моделирование количества циклов  $N_{ц}$  для каждого цикла установки машины.

К типовым режимам работы (технологическим операциям) исследуемой лесозаготовительной машины относятся:

- установка машины на склоне на исходную позицию;
- передвижение рабочего органа к месту валки дерева;
- валка дерева;
- предварительная обработка дерева;
- транспортировка дерева в зону временного складирования;
- складывание машины;
- перемещение базовых станций на новые позиции на склоне.

Последовательности технологических операций определяются в ходе имитационного моделирования.

Каждая  $k$ -я технологическая операция описывается набором параметров  $\{Y_{ток}\}$ . Рассмотрим наборы основных параметров технологических операций, рассматриваемые при моделировании рабочих процессов канатной лесозаготовительной машины для работы на склонах.

Для технологической операции «установка машины на склоне на исходную позицию»: угол наклона, координаты точки крепления оттяжки, начальные координаты базовых станций, конечные координаты базовых станций (после установки), начальное натяжение несущего каната (канатов), начальное положение рабочего органа, максимальные скорости движения базовых станций, параметры опорной поверхности, силы тяги базовых станций, силы сопротивления движению базовых станций, скорости и усилия лебедок натяжения канатов (несущих и тягового).

Для технологической операции «передвижение рабочего органа к месту валки дерева»:

- координаты рабочего органа при спилке дерева;
- максимальная скорость движения рабочего органа;
- скорости и усилия лебедки привода тягового каната.

Для технологической операции «валка дерева»:

- параметры конфигурации рабочего органа (например, обобщенные координаты манипулятора);
- порода дерева;
- масса дерева исходная;
- влажность древесины;
- сопротивление резанию;
- острота лесопильного инструмента;
- длительность валки.

Для технологической операции «предварительная обработка дерева»:

- масса дерева после валки;
- масса дерева после обработки;
- длительность процессов обработки.

Для технологической операции «транспортировка дерева в зону временного складирования»:

- координаты точки временного складирования.

На данном этапе исследований технологическая операция «складывание машины» при моделировании не рассматривается.

Для технологической операции «перемещение базовых станций на новые позиции на склоне» используются те же параметры, что и для технологической операции «установка машины на склоне на исходную позицию».

Для всех технологических операций может выполняться моделирование жесткостей и параметров диссипации канатов.

### 3. Имитационное моделирование режимов работы канатной лесозаготовительной машины для работы на склонах

Типовым способом представления исходной информации для имитационного моделирования является блок распределения параметра. Такие блоки строятся для каждого рассматриваемого параметра на основе данных наблюдений, или на основе технического задания на проектирование машины. Так-

же возможно использование детерминированных выражений.

Переход от одного уровня нагрузки к другому осуществляется согласно условным вероятностям перехода  $P_{ij}$  от  $i$ -го уровня к  $j$ -го уровню. Вычисление этих вероятностей осуществляется после каждого вычислительного опыта (после каждого перехода). Число переходов равно числу циклов работы машины за исследуемый период времени. Схема моделирования приведена на рис. 4.

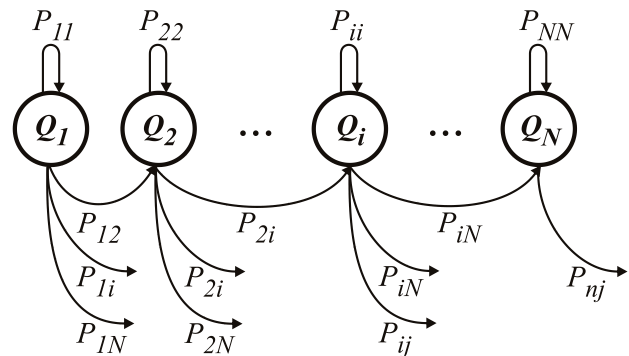


Рис. 4. Схема моделирования переходов при имитационном моделировании

В вычислительном опыте с номером  $s$  переход к значению фактора нагруженности, соответствующего  $i$ -й ступени блока распределения определяется следующим образом:

$$Q_s = \begin{cases} Q_1 & \text{при } x_R \leq P_{s-1,1}; \\ \dots \\ Q_i & \text{при } \sum_{k=1}^{i-1} P_{s-1,k} \leq x_R \leq \sum_{k=1}^i P_{s-1,k}; \\ \dots \\ Q_N & \text{при } \sum_{k=1}^{N-1} P_{s-1,k} \leq x_R \leq 1, \end{cases}$$

где  $Q_s$  – результат  $s$ -го вычислительного опыта ( $s=1 \dots N_{\text{ИЦ}}$ );  $x_R$  – случайное число, распределенное равномерно в интервале от 0 до 1 [3].

Если требуется не указать интервал, а определить точное значение параметра, то необходимо пересчитывать значение пропорционально  $x_R$ .

Если в ходе моделирования в течение  $s$  вычислительных опытов получено, что машина отработала  $\hat{N}_i$  циклов с значением параметра, лежащим в  $i$ -й группе, то вероят-

ность перехода в  $(s+1)$ -м вычислительном опыте к грузу  $j$ -й группы равна

$$P_{ij} = \frac{N_{ЦС} \cdot Q_{Бj} - \hat{N}_j}{N_{ЦС} - s},$$

где  $Q_{Бj}$  – относительная масса груза, перемещаемого в течение  $c_i$  циклов.

Эти параметры в дальнейшем служат в качестве исходных параметров динамических моделей, входящих в состав цифрового двойника объекта исследования. С помощью динамических моделей строятся реализации процессов изменения координат и усилий в течение текущего цикла работы лесозаготовительной машины.

В общем виде алгоритм имитационного моделирования рабочих процессов объекта исследования выглядит следующим образом.

1. Моделируются последовательность значений количества циклов  $N_{ц0}$  за исследуемый период работы машины.

2. Для каждого значения  $N_{ц0}$  моделируется значение количества циклов  $N_{ц}$  (количество деревьев).

3. Для каждого цикла моделируется последовательность технологических операций. На этапе проектирования последовательность может задаваться на основе технического задания, тогда этот этап моделирования пропускается.

4. Для каждой технологической операции моделируются значения параметров  $\{Y_{ток}\}$ .

5. На основе результатов моделирования параметров работы машины с помощью динамических моделей строятся реализации процесса изменения характеристик нагруженности, которые можно использовать при оценке прочности и долговечности машины.

Моделирование выполняется в программном комплексе собственной разработки. Пример результатов расчет приведен в листинге.

Листинг

#### Результаты имитационного моделирования режимов работы

Результаты моделирования: машины ЛМК-01

huma\_num - ssofi

16.06.22 23:59

Циклы установки Циклы работы

5	10 12 5 9 22
1	22
11	8 11 13 17 21 6 9 15 31 2 22

Последовательности технологических операций для циклов работы

1  
2 3 4 5  
2 3 4 5  
2 3 4 5  
2 3 4 5  
2 3 4 5  
6 7  
...

Параметры технологических операций

5.2 0.129 0.129 100000  
Сосна 6200 0.65 2400 1 90

...

#### 4. Основные выводы

На основе результатов исследования можно сделать следующие выводы.

1. Определение значения параметров рабочих процессов канатной транспортно-технологической машины с использованием методов имитационного моделирования, позволяет оценить значения параметров нагруженности на этапе проектирования.

2. Для выполнения моделирования могут использоваться данные наблюдения за работой машины или информация из техническо-

го задания на проектирования в виде блоков распределения параметров.

3. Имитационное моделирование выполняется в программном комплексе собственной разработки. Могут также использоваться промышленные программные комплексы имитационного моделирования.

4. Для повышения точности моделирования в дальнейшем планируется более детальное экспериментальное изучение характеристик распределения параметров исследуемых машин.

#### Список литературы

1. Лагерев И.А., Химич А.В. Математическое моделирование динамики кабельной грузоподъемной машины // Ученые записки Брянского государственного университета. 2022. №1. С. 7-10.

2. Лагерев И.А. Динамическая нагруженность крана-манипулятора машины для сварки трубопроводов при движении с грузом // Подъемно-транспортное дело. 2011. №3. С. 7-10.

3. Лагерев И.А. Моделирование факторов нагруженности крана-манипулятора машины для сварки трубопроводов // Вестник Брянского государственного технического университета. 2012. №1. С. 62-70.

#### References

1. Lagerev I.A., Khimich A.V. Mathematical modeling of dynamics cable lifting machine. *Uchenye zapiski Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2022, No.1, pp. 7-10. (In Russian)

2. Lagerev I.A. Trunk pipeline welding machine crane-manipulator dynamics during freight movement. *Podemno-transportnoe delo*, 2011, No.3, pp. 7-10. (In Russian)

3. Lagerev I.A. Simulation of a crane-manipulator of mobile energy unit metal construction loading parameters. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2012, No.1, pp. 62-70. (In Russian)

УДК (UDC) 625.572

**КОНСТРУКЦИЯ И АНАЛИЗ ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК  
БЫСТРОРАЗЪЕМНОГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ СОЕДИНЕНИЯ КОНЦОВ КАНАТОВ  
МОБИЛЬНЫХ КАНАТНЫХ ДОРОГ****DESIGN AND ANALYSIS OF TECHNICAL CHARACTERISTICS OF A  
QUICK-RELEASE DEVICE FOR CONNECTING THE ROPES ENDS FOR  
MOBILE ROPEWAYS**Таричко В.И.  
Tarichko V.I.«Брянский автомобильный завод» (Брянск, Россия)  
Bryansk Automobile Plant JSC (Bryansk, Russian Federation)

**Аннотация.** Быстроразъемные соединения концов несущих и тяговых канатов, обладающие необходимой по условию натяжения канатной системы нагрузочной способностью и щадящим механическим воздействием на конструктивные элементы стальных канатов, позволяют обеспечить оперативное развертывание и демонтаж мобильных канатных дорог в условиях ликвидации природных или техногенных чрезвычайных ситуаций. В статье рассмотрена конструкция оригинального устройства, обеспечивающего надежное и быстроразъемное соединение концов канатов, а также разработана математическая модель для прогнозирования нагрузочной способности указанного устройства. Представлены результаты анализа влияния основных конструктивных параметров соединяемых канатов и крепежных элементов рассматриваемого устройства, а также механических деформационных характеристик стальных канатов на величину нагрузочной способности быстроразъемного устройства. Предложены расчетные зависимости для проектирования быстроразъемного устройства с учетом нагруженности канатной системы при эксплуатации мобильной канатной дороги, а также методика подбора существующего типоразмера соединительного устройства для заданных условий эксплуатации.

**Ключевые слова:** мобильная канатная дорога, соединение канатов, нагрузочная способность, проектирование.

**Дата принятия к публикации:** 21.06.2022  
**Дата публикации:** 25.06.2022

**Сведения об авторе:**

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

**Abstract.** The quick-release devices of the ends of the carrying and traction ropes, which have the load capacity required by the tension condition of the rope system and a gentle mechanical effect on the structural elements of steel ropes, make it possible to ensure the rapid deployment and dismantling of mobile ropeways in the conditions of elimination of natural or man-made emergencies. The article discusses the design of the original device that provides a reliable and quick-release connection of the ends of the ropes, and also developed a mathematical model for predicting the load capacity of the specified device. The results of the analysis of the influence of the main design parameters of the connected ropes and fasteners of the device under consideration, as well as the mechanical deformation characteristics of steel ropes on the load capacity of the quick-release device are presented. The calculated dependences for the design of a quick-release device are proposed, taking into account the loading of the rope system during the operation of a mobile ropeway, as well as a methodology for selecting the existing standard size of the connecting device for the specified operating conditions.

**Keywords:** mobile ropeway, rope connection, load capacity, design.

**Date of acceptance for publication:** 21.06.2022  
**Date of publication:** 25.06.2022

**Author' information:**

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

### Благодарности

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

### Acknowledgements

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

## 1. Введение

В качестве технических и социальных задач, на решение которых преимущественно ориентированы мобильные канатные дороги, в настоящее время, как правило, рассматриваются задачи транспортной логистики в условиях труднодоступной местности со сложным природным рельефом, территорий с заранее не обустроенной инфраструктурой или с экологически уязвимой экосистемой, очагов природных или техногенных аварий и катастроф [1, 2]. Это обуславливает особые требования к разворачиванию или демонтажу мобильных канатных дорог в части обеспечения минимально возможной длительности необходимых монтажно-сборочных операций.

Важным элементом конструкции любых канатных транспортных систем является устройство для соединения концов несущих и тяговых канатов в единую замкнутую систему. Соединительное устройство должно обеспечивать надежное крепление канатов, его нагрузочная способность должна позволять выдерживать действующие в процессе эксплуатации канатной дороги осевые растягивающие усилия в канатах, обусловленные необходимым натяжением, весом транспортируемого груза, собственным весом канатов, ветровыми нагрузками, перепадом температур окружающей среды [3, 4]. Применяемые в настоящее время конструкции устройств для соединения концов стальных канатов рассмотрены, например, в [5 - 7].

## 2. Постановка задачи исследования

При разворачивании мобильной канатной дороги на месте ее эксплуатации важное значение имеет сокращение длительности монтажно-технологических операций, связанных с соединением концов несущих и тяговых канатов в единую непрерывную канатную систему. Реализация принципа быстроразъемности для таких соединений позволяет снизить время как монтажа, так и де-

монтажа канатной дороги, что особенно важно при ее использовании в условиях ликвидации природных или техногенных чрезвычайных ситуаций.

В процессе создания надежного и быстроразъемного высоконагруженного соединения концов несущих и тяговых канатов мобильных канатных дорог необходимо решить многоплановую техническую задачу: во-первых, обеспечить получение разрывного усилия на уровне паспортного разрывного усилия самих соединяемых канатов и, во-вторых, исключить повреждение металлических прядей и нарушение целостности органического сердечника соединяемых канатов. Исключение повреждения конструктивных элементов канатов при формировании соединения повышает срок их эксплуатации и уровень безопасности при производстве транспортно-перегрузочных работ. Требование высокой нагрузочной способности соединения канатов обусловлено тем, что в процессе эксплуатации в несущих и несущетяговых канатах современных мобильных канатных комплексов и грузовых канатных дорог могут действовать высокие осевые растягивающие нагрузки, достигающие 10...15% паспортного разрывного усилия каната (агрегатной прочности каната) [1, 2].

## 3. Конструкция быстроразъемного соединения концов канатов

Результаты представленных в данной статье исследований конструкции и технических возможностей быстроразъемных устройств для соединения концов канатов мобильных канатных дорог маятникового типа были получены применительно к конструкции быстроразъемного устройства, защищенного патентом РФ № 200206 [8]. Общий вид этого устройства показан на рис. 1.

Быстроразъемное устройство для соединения канатов мобильных канатных комплексов маятникового типа содержит разъемный корпус 1. Он состоит из двух одина-



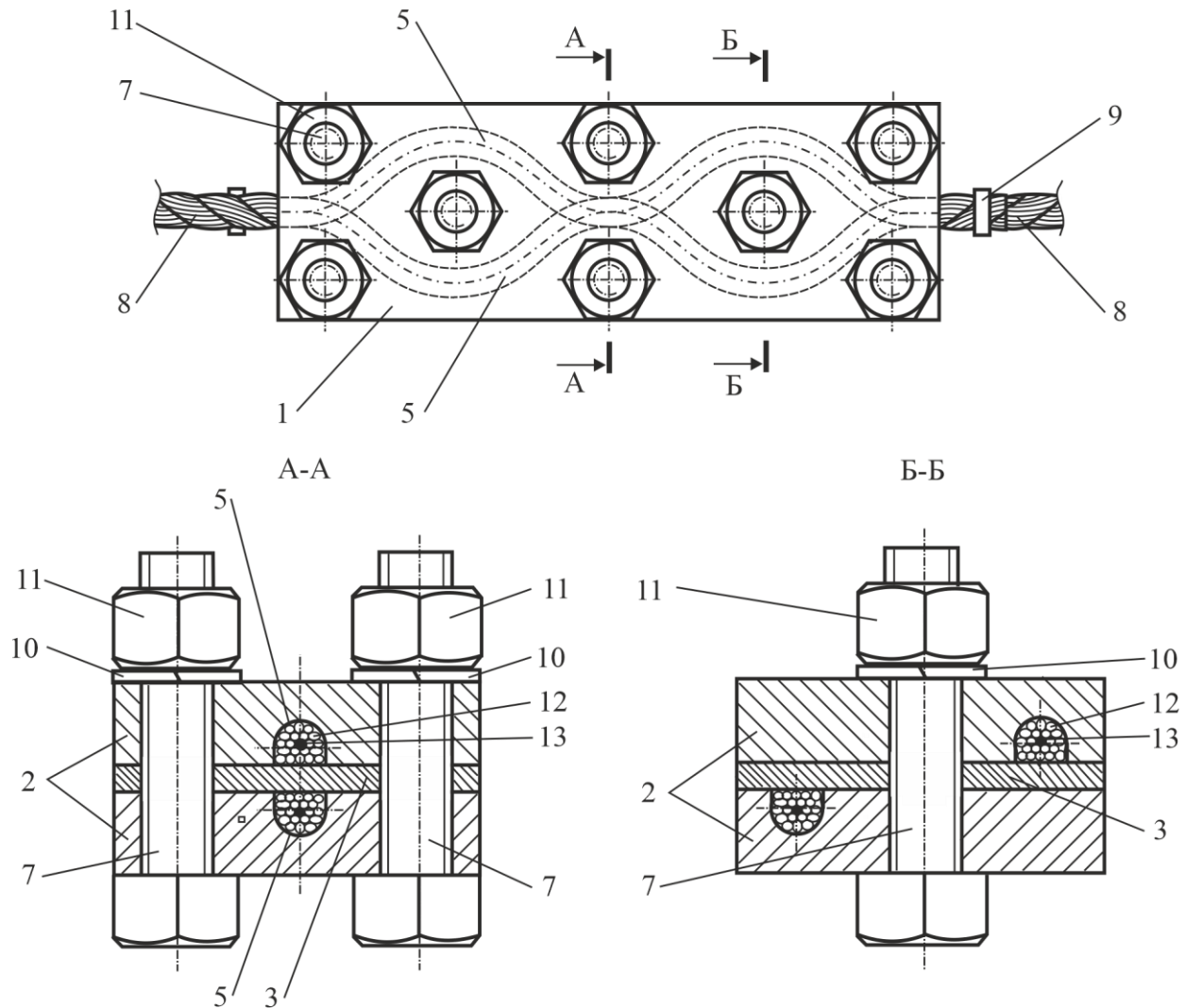


Рис. 1. Конструкция быстроразъемного устройства для соединения концов канатов мобильных канатных дорог маятникового типа [8]: 1 - разъемный корпус; 2 - пластина корпуса; 3 - нажимная пластина; 4 - внутренняя поверхность; 5 – канавка; 6 - соосное отверстие; 7 - стяжной болт; 8 - соединяемый канат; 9 - предохранительная втулка; 10 - пружинная шайба; 11 – гайка; 12 - прядь каната; 13 - органический сердечник; 14 – рабочая поверхность нажимной пластины

ковых прямоугольных толстостенных пластин 2 и одной нажимной пластины 3, которая расположена между пластинами 2. Каждая прямоугольная пластина 2 на своей внутренней поверхности 4 по всей длине снабжена профилированной канавкой 5. Эта канавка имеет плавную зигзагообразную форму, ее поперечное сечение показано на рис. 1.

Канавка может быть выполнена на станке с ЧПУ, например, за две технологические операции фрезерования (рис. 2). При первом проходе (технологической операции № 1) используется прорезная концевая (пальчиковая) шпоночная фреза, которая обеспечивает получение канавки прямоугольного попе-

речного сечения шириной  $b$ , равной диаметру соединяемых канатов  $d_k$ , и глубиной  $h$ , равной  $(0,2...0,3)d_k$ . При втором проходе (технологической операции № 2) используется прорезная концевая сферическая фреза, которая обеспечивает полукруглую форму дна канавки, радиус закругления которой  $r$  равен радиусу соединяемых канатов  $0,5d_k$ . Таким образом, достигается требуемая форма и глубина  $H$  канавки, равная  $(0,7...0,8)d_k$ . В каждой пластине корпуса и нажимной пластине выполнены соосные отверстия 6 для установки в них стяжных болтов 7. Для

обеспечения усилия прижатия, значительно по величине и равномерно распределенного по длине разъемного корпуса, стяжные болты размещаются во впадинах зигзагообразных канавок в три ряда по длине разъемного корпуса: вдоль обоих его краев и вдоль его оси симметрии.

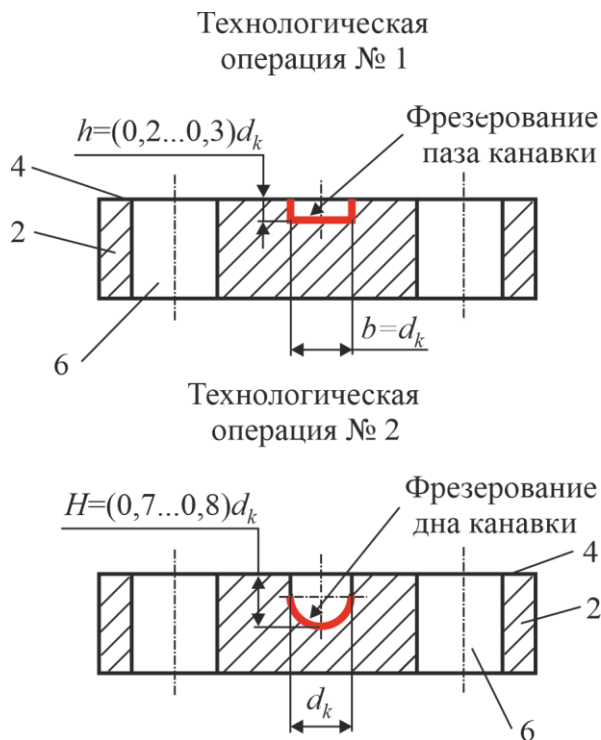


Рис. 2. Поперечное сечение канавки для размещения соединяемого каната и ее изменение в процессе выполнения технологических операций по ее изготовлению

В зигзагообразные канавки пластин корпуса укладываются концы соединяемых стальных канатов 8, причем их концы выступают за пределы разъемного корпуса. Для исключения расплетки концов соединяемых канатов на них надеваются и опрессовываются предохранительные втулки 9 из легкодеформируемого материала, например, меди или алюминия. Затем в соосные отверстия одной из половин корпуса вставляются стяжные болты и устанавливается нажимная пластина. Далее устанавливается вторая половина корпуса, внутренняя поверхность которой ориентирована навстречу внутренней поверхности первой половины корпуса. Далее на стяжной болт надевается пружинная шайба 10 и гайка 11, а затем производится постепенная (без перекосов) равномерная

затяжка стяжных болтов до полного контакта внутренних поверхностей половин корпуса без зазора.

При затяжке происходит поперечная деформация участка соединяемых канатов в пределах длины канавки, т.е. на значительном протяжении до  $(30...50)d_k$ . Поперечное сечение соединяемых канатов сплющивается, пряди каната 12 приобретают овальную форму и более плотно заполняют свободные промежутки внутри поперечного сечения каната. Органический сердечник 13 также деформируется, приобретая овальную форму. Однако вследствие всестороннего равномерного обжатия со стороны прилегающих к нему прядей каната он сохраняет свою целостность.

Условие выполнения канавки глубиной  $(0,7...0,8)d_k$  обусловлено тем, что гарантированно обеспечивается поперечное деформирование соединяемых канатов на величину  $(0,2...0,3)d_k$ . При такой величине деформирования достигается получение достаточно высокой удерживающей осевой силы  $F$  и нагрузочной способности соединительного устройства при отсутствии необратимого повреждения прядей и наружных проволок каната и разрыва органического сердечника.

Геометрическая форма и габаритные размеры разъемного корпуса исключают возможность его прохождения через ручки концевых канатных шкивов мобильных канатных комплексов и канатных дорог с круговым движением канатов. Поэтому рассматриваемое устройство для соединения канатов может использоваться только в мобильных канатных комплексах и канатных дорогах маятникового типа, в которых несущие и тяговые канаты совершают циклическое возвратно-поступательное движение между концевыми канатными шкивами.

Канавки могут выполняться синусоидальной формы. Такая форма является благоприятной с точки зрения технологичности ее изготовления, а также снижения напряжений изгиба, дополнительно возникающих в соединяемых канатах при их укладке в канавки.

Нажимная пластина на обеих рабочих поверхностях может иметь накатку в виде двух

перекрещивающихся систем параллельных рисок. Наличие накатки приводит к увеличению коэффициента трения стального каната по стали  $\gamma$  и, таким образом, приводит к повышению удерживающей осевой силы  $F$  и нагрузочной способности рассматриваемого устройства соединения канатов.

### 3. Расчетная оценка тяговой способности быстроразъемного соединения

Так как стальной канат обладает поперечной жесткостью, то его поперечная деформация при сборке узла для соединения канатов приводит к возникновению давления между телом соединяемого каната и поверхностью канавки, а также рабочей поверхностью 14 нажимной пластины. Эпюра давлени-

ния в произвольном сечении канавки показана на рис. 3.

На участке поверхности  $ad$  действует давление  $p_1$ , на участках  $ab$  и  $cd$  – давление  $p_2$ , на участке  $bc$  – давление  $p_3$ . Исходя из нелинейной зависимости силы сопротивления  $c(x)$  при поперечном сдавливании каната на величину  $x$  [9], которая для рассматриваемого устройства составляет

$$x = (1 - \Delta)d_k \quad \text{или} \quad x = (0,2 \dots 0,3)d_k,$$

величины давлений определяются следующими зависимостями:

$$p_1 = c(x)/d_k;$$

$$p_2 = \mu c(x)/d_k = \mu p_1;$$

$$p_3 = c(x) \frac{\mu + (1 - \mu) \sin \alpha}{d_k} = [\mu + (1 - \mu) \sin \alpha] p_1,$$

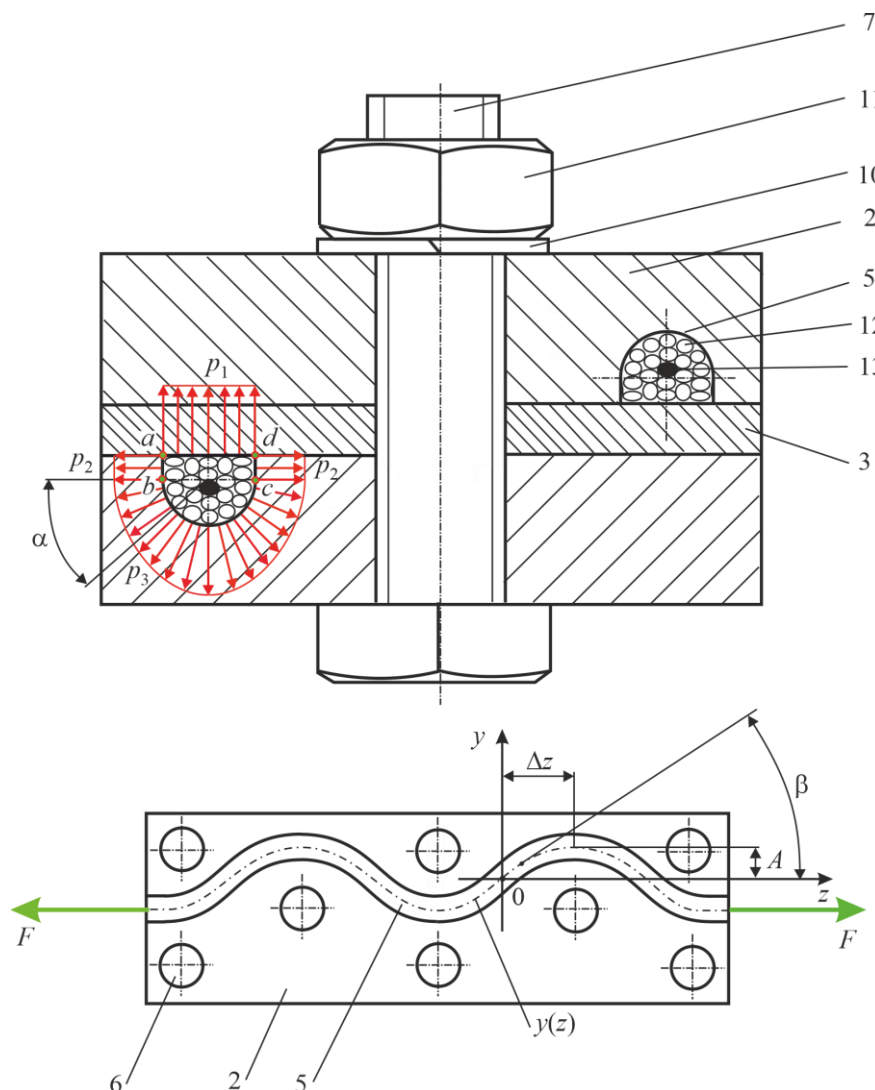


Рис. 3. Расчетная схема образования соединения канатов при контактировании прижимной пластины с соединяемыми канатами

где  $\mu$  – коэффициент Пуассона каната;  $\alpha$  – угол на рис. 3.

Возникающие давления на поверхности контакта соединяемых канатов с поверхностью канавки и нажимной пластины приводят к появлению сил трения, которые противодействуют смещению концов канатов под действием осевой растягивающей эксплуатационной нагрузки  $S$  и таким образом обеспечивают работоспособность предлагаемого устройства для соединения канатов. Погонная (на единицу длины каната) сила трения  $f$ , возникающая в поперечном сечении одной канавки, составляет:

$$f = \gamma c(x) \{1 + 2x\mu + 2\pi[(\mu + 1)\pi / 2 + 1]\},$$

где  $\gamma$  – коэффициент трения стального каната по стали.

Создаваемая рассматриваемым устройством для соединения канатов удерживающая осевая сила  $F$ , определяющая нагрузочную способность данного соединения, с учетом общей длины участков соединяемых канатов, находящихся под действием нажимной пластины, и ориентации поперечных сечений канавок относительно продольной оси разъемного корпуса составляет:

$$F = 2\gamma c(x)n \int_0^{\Delta z} \cos \beta dz = \\ = 2\gamma c(x) \{1 + 2x\mu + 2\pi[(\mu + 1)\pi / 2 + 1]\} \times \\ \times n \int_0^{\Delta z} \frac{dz}{\sqrt{1 + \left(\frac{dy}{dz}\right)^2}}, \quad (1)$$

где  $\beta$  – угол наклона касательной к осевой линии канавки в произвольной точке в пределах длины  $\Delta z$  относительно продольной оси разъемного корпуса (рис. 3);  $n$  – число отрезков длиной  $\Delta z$  в пределах длины разъемного корпуса (рис. 3);  $y(z)$  – математическая зависимость, определяющая геометрическую форму осевой линии канавки в пределах длины  $\Delta z$ .

Например, для канавки, имеющей синусоидальную форму осевая линия канавки выражается следующей зависимостью:

$$y(0 \leq z \leq \Delta z) = A \sin\left(\frac{\pi}{2\Delta z} z\right),$$

где  $A$  – амплитуда осевой линии канавки.

#### 4. Основы проектирования и подбора необходимого типоразмера быстроразъемного соединения

Рассматриваемое устройство для соединения канатов может обеспечить их работоспособное соединение при действии в канате осевой растягивающей эксплуатационной нагрузки величиной  $S$ , если выполняется следующее условие прочности:

$$S \leq F. \quad (2)$$

Как показано в ряде исследований канатных систем [10 - 15], действующая в несущем канате осевая сила натяжения однозначно определяет деформационные параметры линии его провисания в пролете между концевыми опорами такие как форма провисания, стрела провисания и сечение ее нахождения. Расчетные зависимости для определения этих деформационных параметров с допустимой инженерной точностью содержатся в [1, 16]. В [17 - 20] представлены методы оптимального проектирования, которые позволяют определить оптимальное значение осевого усилия натяжения несущих канатов  $S$  в процессе эксплуатации канатной дороги, исходя из разности высот расположения концевых опор, величины пролета, собственного веса канатов и веса транспортируемой нагрузки.

Таким образом, проектирование нового типоразмера или подбор уже существующего типоразмера быстроразъемного устройства концов канатов рассматриваемой конструкции должны выполняться с учетом обеспечения условия прочности (2), исходя из выбранного значения осевого усилия натяжения несущих канатов  $S$ .

Учитывая зависимость (1), позволяющую определить минимально необходимую величину нагрузочной способности соединительного устройства, можно записать следующее расчетное соотношение:

$$2\gamma c(x) \{1 + 2x\mu + 2\pi[(\mu + 1)\pi / 2 + 1]\} \times \\ \times n \int_0^{\Delta z} \frac{dz}{\sqrt{1 + \left(\frac{dy}{dz}\right)^2}} \geq S. \quad (3)$$

Расчетное соотношение (3) определяет те конструктивные и механические параметры

соединяемых канатов и соединительного устройства, которые влияют на нагрузочную способность рассматриваемого устройства и которые подлежат определению при проектировании его нового типоразмера.

Как следует из анализа структуры соотношения (3), нагрузочная способность определяется следующими параметрами:

- 1) коэффициентом трения стального каната по стали  $\gamma$ ;
- 2) количественными характеристиками зависимости силы сопротивления при поперечном сдавливании каната  $c(x)$ ;
- 3) величиной сдавливания каната  $x$ ;
- 4) коэффициентом Пуассона каната  $\mu$ ;
- 5) числом отрезков осевой линии канавки  $n$ ;
- 6) амплитудой осевой линии канавки  $A$ ;
- 7) длиной отрезков осевой линии канавки  $\Delta z$ .

Увеличение значений параметров  $\gamma$ ,  $c(x)$ ,  $x$ ,  $\mu$  и  $n$  безусловно обеспечивает повышение нагрузочной способности рассматриваемого соединительного устройства. Для повышения нагрузочной способности соединительного устройства изменение параметров  $A$  и  $\Delta z$  должно быть синхронизировано таким образом, чтобы увеличивался угол наклона касательной к осевой линии канавки  $\beta$  в точке  $z = 0$  (рис. 3), составляющий

$$\beta_{z=0} = \arctg\left(\frac{\pi A}{2\Delta z}\right).$$

Количественную оценку влияния сочетания геометрических параметров  $A$  и  $\Delta z$  канавки на нагрузочную способность рассматриваемого соединительного устройства можно выполнить на основе анализа относительного значения удерживающей осевой силы  $F_{om}$ , нормированного для принятых значений  $A = 0$  и  $\Delta z = 0,1$  м:

$$F_{om}(A, \Delta z) = F(A, \Delta z) / F(A = 0, \Delta z = 0,1).$$

Графическое представление функции  $F_{om}(A, \Delta z)$  показано на рис. 4. Видно, что за счет целенаправленного задания сочетания указанных геометрических параметров можно повысить нагрузочную способность соединительного устройства в пределах 5...10 раз.

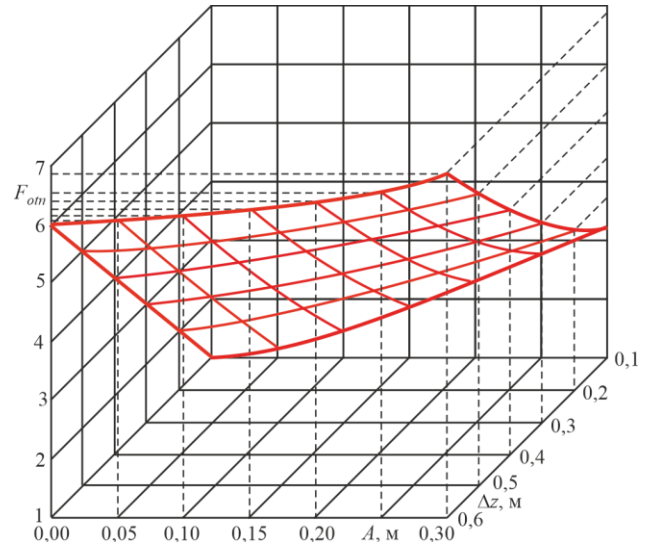


Рис. 4. Влияние сочетания геометрических параметров канавки синусоидальной формы на относительное значение удерживающей осевой силы

Учитывая, что продольная длина корпуса соединительного устройства определяется зависимостью

$$L = n\Delta z,$$

то с целью снижения массо-габаритных характеристик соединительного устройства целесообразно в первую очередь рассматривать увеличение амплитуды осевой линии канавки  $A$  при неизменной длине отрезка осевой линии канавки  $\Delta z$ .

При этом, однако, необходимо принимать во внимание наличие минимально допустимого радиуса кривизны осевой линии стального каната  $[\rho_r]$ , определяемого требованиями его прочности на изгиб [9, 21, 22]. С учетом выражения для определения радиуса кривизны плоской кривой [23] минимальный радиус кривизны осевой линии канавки синусоидальной формы в пределах длины отрезка  $\Delta z$  будет составлять:

$$R_{\min} = \frac{4(\Delta z)^2}{\pi^2 A}.$$

Тогда отношение геометрических параметров  $A$  и  $\Delta z$  канавки следует выбирать, исходя из условия изгибной прочности каната, согласно соотношению:

$$(A / \Delta z) \leq \frac{4\Delta z}{\pi^2 [\rho_r]}.$$

## 5. Заключение

Использование мобильных канатных дорог, для развертывания которых важно обеспечение минимально возможного времени проведения всех необходимых монтажно-технологических операций, требует разработки, в том числе, быстроразъемных устройств для соединения концов стальных несущих и тяговых канатов в замкнутую канатную систему. Рассматриваемая конструкция соединительного устройства позволяет обеспечить реализацию этих технических требований. При этом не требуется наличия и использования каких-либо специальных приспособлений и монтажной оснастки.

В результате анализа процесса формирования нагрузочной способности и создания

инженерной методики расчетной оценки удерживающей осевой силы, развиваемой рассматриваемым соединительным устройством, были выявлены определяющие параметры такие, как коэффициент трения стального каната по стали, количественные характеристики зависимости силы сопротивления при поперечном сдавливании каната, величина сдавливания каната, коэффициент Пуассона каната, число отрезков осевой линии канавки, амплитуда и длина отрезков осевой линии канавки.

Целенаправленное варьирование указанными параметрами на этапе проектирования позволяет разрабатывать быстроразъемные соединительные устройства в широком диапазоне нагрузочной способности.

## Список литературы

1. Короткий А.А., Лагерев А.В., Месхи Б.Ч., Лагерев И.А., Панфилов А.В. Развитие транспортной инфраструктуры крупных городов и территорий на основе технологии канатного метро. Ростов-на-Дону, ДГТУ, 2017. 344 с. DOI: 10.5281/zenodo.1311913
2. Короткий А.А., Лагерев А.В., Месхи Б.Ч., Лагерев И.А., Панфилов А.В., Таричко В.И. Транспортно-логистические технологии и машины для цифровой урбанизированной среды. Ростов-на-Дону: ДГТУ, 2019. 268 с. DOI: 10.5281/zenodo.3551132
3. Правила безопасности грузовых подвесных канатных дорог: Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности: утв. приказом Ростехнадзора от 22.11.2013 № 563. М.: Стандартинформ, 2014. 35 с.
4. Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения: Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности: утв. приказом Ростехнадзора от 12.11.2013 № 533. М.: Стандартинформ, 2014.
5. Логвинов А.С., Короткий А.А. Пассажирские одноканатные дороги. Устройство и эксплуатация. Ростов н/Д: Издательский центр ДГТУ, 2016. 210 с.

## References

1. Korotkiy A.A., Lagerev A.V., Meskhi B.Ch., Lagerev I.A., Panfilov A.V. *Razvitie transportnoy infrastruktury krupnykh gorodov i territoriy na osnove tekhnologii kanatnogo metro* [The development of transport infrastructure of large cities and territories on the basis of technology of passenger ropeways]. Rostov-na-Donu, DGTU, 2017. 344 p. DOI: 10.5281/zenodo.1311913 (In Russian)
2. Korotkiy A.A., Lagerev A.V., Meskhi B.Ch., Lagerev I.A., Panfilov A.V., Tarichko V.I. *Transportno-logisticheskie tekhnologii i mashiny dlya tsifrovoy urbanizirovannoy sredy* [Transport and logistics technologies and machines for the digital urban environment]. Rostov-on-Don, Don State Technical University, 2019. 268 p. DOI: 10.5281/zenodo.3551132 (In Russian)
3. *Federalnye normy i pravila v oblasti promyshlennoy bezopasnosti "Pravila bezopasnosti gruzovykh podvesnykh kanatnykh dorog"* [Federal norms and rules in the field of industrial safety "Safety rules for freight aerial ropeways"]. Moscow, Standartinform, 2013. 35 p. (In Russian)
4. *Federalnye normy i pravila v oblasti promyshlennoy bezopasnosti "Pravila bezopasnosti passazhirskikh kanatnykh dorog i funikulerov"* [Federal norms and rules in the

6. Подъемно-транспортная техника: словарь-справочник: в 2-х т. Т.1 / Под ред. К.Д. Никитина, Л.Н. Горбунова. Красноярск: Сиб. федер. ун-т; Политехн. ин-т, 2007. 578 с.
7. Castro-Fresno D., del Coz Dhaz J.J., Alonso Marthnez M.A., Blanco-Fernandez E., Madrazo J.A.P. Numerical and experimental study of a new type of clip for joining cables // *Engineering Structures*. 2012. Vol. 44. P. 107–121. DOI: 10.1016/j.engstruct.2012.05.048
8. Пат. 200206 Рос. Федерация: МПК<sup>7</sup> F16G 11/06, B66B 7/06. Быстроразъемное устройство для соединения канатов мобильных канатных комплексов маятникового типа / Лагерев А.В., Лагерев И.А., Таричко В.И.; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО «БГУ им. ак. И.Г. Петровского». №2020121057; заявл. 17.06.2020; опубл. 13.10.2020, Бюл. № 29. 2 с.
9. Feyrer K. *Wire ropes. Tension, Endurance, Reliability*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2015. 336 p.
10. Дукельский А.И. *Подвесные канатные дороги и кабельные краны*. М.-Л.: Машиностроение, 1966. 484 с.
11. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Шнейдерович Р.М. *Расчет на прочность деталей машин*. М.: Машиностроение, 1966. 616 с.
12. Патарая Д.И. *Расчет и проектирование канатных систем на примере подвесных дорог*. Тбилиси: Мецниереба, 1991. 102 с.
13. Li B., Li Y. Dynamic modeling and simulation of flexible cable with large sag // *Applied Mathematics and Mechanics*. 2020 Vol. 21. № 6. P. 640-646
14. Lepidi M., Gattulli V. Static and dynamic response of elastic suspended cables with thermal effects // *International Journal of Solids and Structures*. 2012. Vol. 49. P. 1103–1116. DOI:10.1016/j.ijsolstr.2012.01.008
15. Jian Q., Liang Q., Jun C., Jiancheng W., Ming J., Chunhua H. Analysis of the working cable system of single-span circulating ropeway. In: *MATEC Web of Conferences*, 2017. DOI: 10.1051/mateconf/201713602003
16. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Design of Passenger Aerial Ropeway for Urban Environment // *Urban Rail Transit*. 2019. Vol.5. № 1. P. 1–6. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-01-01-06
17. Logvinov A.S., Korotkiy A.A. *Passazhirskie odnokanatnye dorogi. Ustroystvo i ekspluatatsiya* [Passenger ropeways with single rope. Device and operation]. Rostov-na-Donu, DGTU, 2016. 210 p. (In Russian)
18. *Podemno-transportnaya tekhnika: slovar-spravochnik: v 2-kh t. T.1* [Hoisting-and-transport equipment: dictionary-reference book, in 2 vol. Vol. 1]. Eds. Nikitin K.D., Gorbunov L.N. Krasnoyarsk, Sibirskiy federalnyy universitet, Politekhicheskiy institut, 2007. 578 p. (In Russian)
19. Castro-Fresno D., del Coz Dhaz J.J., Alonso Marthnez M.A., Blanco-Fernandez E., Madrazo J.A.P. Numerical and experimental study of a new type of clip for joining cables. *Engineering Structures*, 2012, Vol. 44, pp. 107–121. DOI: 10.1016/j.engstruct.2012.05.048
20. Patent RU 200206, F16G 11/06, B66B 7/06. *Bystrorazemnoe ustroystvo dlya soedineniya kanatov mobilnykh kanatnykh kompleksov mayatnikovogo tipa* [Quick disconnect device for connecting ropes of mobile rope complexes of pendulum type]. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Tarichko V.I. Declared 17.06.2020. Published 13.10.2020. (In Russian)
21. Feyrer K. *Wire ropes. Tension, Endurance, Reliability*. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2015. 336 p.
22. Dukelskiy A.I. *Podvesnye kanatnye dorogi i kabelnye krany* [Overhead cableways and cable cranes]. Moscow-Leningrad, Mashinostroenie, 1966. 484 p. (In Russian)
23. Birger I.A., Shorr B.F., Shneyderovich R.M. *Raschet na prochnost detaley mashin* [Strength calculation of machine parts]. Moscow, Mashinostroenie, 1966. 616 p. (In Russian)
24. Pataraya D.I. *Raschet i proektirovanie kanatnykh system na primere podvesnykh dorog* [Calculation and design of cable systems on the example of suspension roads]. Tbilisi, Metsniereba, 1991. 102 p. (In Russian)
25. Li B., Li Y. Dynamic modeling and simulation of flexible cable with large sag // *Applied Mathematics and Mechanics*. 2020 Vol. 21. № 6. P. 640-646

1. P. 17-28. DOI: 10.1007/s40864-018-0099-z.
17. Лагерев А.В., Лагерев И.А. Оптимизация шага установки промежуточных опорных конструкций вдоль линии канатного метро // Вестник БГУ. Точные и естественные науки. 2014. № 4. С. 22-30. DOI: 10.5281/zenodo.1302237
18. Лагерев, А.В. Оптимальное проектирование линий канатного метро в условиях сильно урбанизированной городской среды / А.В.Лагерев, И.А. Лагерев // Известия МГТУ «МАМИ». 2015. Т.1. № 1 (23). С. 57-65.
19. Лагерев А.В., Лагерев И.А. Оптимальное проектирование линии канатного метро // Вестник Брянского государственного университета. 2015. № 2. С. 406-415. DOI: 10.5281/zenodo.1302241
20. Лагерев А.В., Лагерев И.А. Ускоренная оптимизационная оценка основных технических характеристик пассажирской подвесной канатной дороги // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2018. №3. С. 261-271. DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-03-261-271
21. Хальфин М.Н., Иванов Б.Ф., Короткий А.А., Липатов А.С., Жуков В.Г., Чумак-Жунь М.Н. Безопасная эксплуатация, контроль и браковка крановых канатов. Новочеркасск: НГТУ, 1995. 185 с.
22. Короткий А.А., Иванов Б.Ф., Папирняк В.П. Крановые канаты. Новочеркасск: Ю-РГПУ, 2015. 127 с.
23. Korn G.A., Korn T.M. Mathematical handbook for scientist and engineers. Definitions, theorems and formulas for reference and review. McGraw-Hill Company, 1968.
- simulation of flexible cable with large sag. *Applied Mathematics and Mechanics*, 2020, Vol. 21, No. 6, pp. 640-646.
14. Lepidi M., Gattulli V. Static and dynamic response of elastic suspended cables with thermal effects. *International Journal of Solids and Structures*, 2012, Vol. 49, pp. 1103-1116. DOI:10.1016/j.ijsolstr.2012.01.008
15. Jian Q., Liang Q., Jun C., Jiancheng W., Ming J., Chunhua H. Analysis of the working cable system of single-span circulating ropeway. In: *MATEC Web of Conferences*, 2017. DOI:10.1051/mateconf/201713602003
16. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Design of Passenger Aerial Ropeway for Urban Environment. *Urban Rail Transit*, 2019, Vol.5, No.1, pp. 17-28. DOI: 10.1007/s40864-018-0099-z.
17. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Optimizing the step of installation of intermediate tower structures along the ropeway line. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2014, No.4, pp. 22-30. DOI: 10.5281/zenodo.1302237 (In Russian)
18. 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.2, pp. 57-65. (In Russian)
19. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Optimal design of the cable car line. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2015, No. 2, pp. 406-415. DOI: 10.5281/zenodo.1302241 (In Russian)
20. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Accelerated optimization evaluation of the main technical characteristics of the passenger aerial ropeway. *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2018, No.3, pp. 261-271. DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-03-261-271 (In Russian)
21. Khalfin M.N., Ivanov B.F., Korotkiy A.A., Lipatov A.S., Zhukov V.G., Chumak-Zhun M.N. *Bezopasnaya ekspluatatsiya, kontrol i brakovka kranovykh kanatov* [Safe operation, control and rejection of crane ropes]. Novocherkassk, NGTU, 1995. 185 p.
22. Korotkiy A.A., Ivanov B.F., Papirnyak V.P. *Kranovye kanaty* [Crane ropes]. Novocherkassk, Yu-RGPU, 2015. 127 p.



- ‡  
‡  
‡  
‡  
‡  
‡  
‡  
‡
23. Korn G.A., Korn T.M. Mathematical handbook for scientist and engineers. Definitions, theorems and formulas for reference and review. McGraw-Hill Company, 1968.

## РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ ОБОСНОВАНИЯ КОНСТРУКЦИИ И РАБОЧИХ ПАРАМЕТРОВ РЫЧАЖНО-ЭЛЕКТРОМАГНИТНОЙ СИСТЕМЫ СТАБИЛИЗАЦИИ ПОПЕРЕЧНОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ГРУЗОВЫХ ФУРГОНОВ

### DEVELOPMENT OF A METHOD FOR SUBSTANTIATION OF THE DESIGN AND WORKING PARAMETERS OF A LEVER-ELECTROMAGNETIC STABILIZER OF LATERAL STABILITY SYSTEM FOR STABILIZATION OF THE TRANSVERSE STABILITY OF CARGO VANS

Тинт Наинг Вин, Алакин В.М.  
Tint Naing Win, Alakin V.M.

Калужский филиал Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана  
(Калуга, Россия)  
Kaluga Branch of Bauman Moscow State Technical University (Kaluga, Russia Russian Federation)

**Аннотация.** Работа посвящена вопросу повышения поперечной устойчивости, управляемости и безопасности автомобиля с рычажно-электромагнитной системы поперечной стабилизации. Дорожная безопасность транспортных средств должна улучшаться с быстрым развитием динамики транспортных средств. Знание данных о поперечной устойчивости транспортного средства важно для развития систем устойчивости транспортных средств, которые обеспечат повышение дорожной безопасности. В результате обзора грузовых и легковых автомобилей установили, что для повышения поперечной устойчивости применяются рычажные стабилизаторы. В настоящее время на легковых автомобилях более высокого класса стали применять активные стабилизаторы, которые обеспечивают более эффективное выравнивание автомобиля на поворотах. Основным недостатком обычного стабилизатора поперечной устойчивости является снижение хода подвески и не обеспечивается необходимую плавность хода на повороте и при маневрировании. Эти перемещения могут привести к опасным дорожно-транспортным ситуациям. Таким образом, проявляются неблагоприятные условия движения с точки зрения устойчивости и управляемости транспортного средства, а также плавности хода, определяющей уровень комфорта при интенсивном движении на поворотах и при маневрировании. Предложена новая система активной безопасности автомобиля, позволяющая повысить поперечную устойчивость. Приведенная методика обоснования конструкции и рабочих параметров рычажно-электромагнитной системы поперечной стабилизации, повышающие поперечную устойчивость малотоннажных фургонов и приведены результаты исследования на примере грузового фургона ГАЗель NEXT при движении на поворотах и при маневрировании.

**Ключевые слова:** устойчивость автомобиля, угол крена, угловая жесткость, стабилизатор поперечной устойчивости.

**Abstract.** The work is devoted to the issue of increasing the lateral stability, handling and safety of a car with a lever-electromagnetic system of transverse stabilization. The road safety of vehicles should improve with the rapid development of vehicle dynamics. Knowledge of vehicle roll stability data is important for the development of vehicle stability systems that will improve road safety. As a result of a review of trucks and passenger vehicles, it was found that the normal anti-roll bars are used to increase lateral stability. At present, higher-class passenger cars have begun to use active stabilizers (anti-roll bars), which provide more efficient alignment of the car when cornering. The main disadvantage of a conventional anti-roll bar is the reduction in suspension travel and does not provide the necessary smoothness when cornering and when maneuvering. These movements can lead to dangerous traffic situations. Thus, unfavorable driving conditions are manifested in terms of vehicle stability and controllability, as well as a smooth ride, which determines the level of comfort during heavy cornering and maneuvering. A new vehicle active safety system has been proposed, which makes it possible to increase lateral stability. The given method of substantiating the design and operating parameters of the lever-electromagnetic lateral stabilization system, which increase the lateral stability of light-duty vans, and the results of a study on the example of a GAZelle NEXT cargo van when cornering and maneuvering are given.

**Keywords:** vehicle stability, roll angle, angular stiffness, anti-roll bar.

Дата принятия к публикации: 10.06.2022  
Дата публикации: 25.06.2022

Date of acceptance for publication: 10.06.2022  
Date of publication: 25.06.2022

#### Сведения об авторах:

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

**Алакин Виктор Михайлович** – кандидат технических наук, доцент кафедры «Колесные машины и прикладная механика», Калужского филиала ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет)»,  
e-mail: alakin.vic@yandex.ru.

#### Authors' information:

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

**Viktor M. Alakin** – Candidate Technical Sciences, Associate Professor of the Department “Wheeled vehicles and Applied Mechanics” at Kaluga Branch of Bauman Moscow State Technical University,  
e-mail: alakin.vic@yandex.ru.

## 1. Введение

Устойчивость грузового автомобиля, который в настоящее время используется в качестве основного транспортного инструмента для удобной и быстрой доставки грузов, значительно связана с безопасностью жизни и имущества человека. Опрокидывание и скольжение грузовиков, является одной из основных форм дорожно-транспортных происшествий [1]. Обширные исследования показали, что более 90% дорожно-транспортных происшествий происходят в результате ошибки водителя при езде на повороте и в недостатке систем, повышающие устойчивость [2]. Так, много водителей мало знают о динамике автомобиля на повороте, поэтому важную роль играют системы помощи водителю в виде стабилизаторов поперечной устойчивости и другие. Улучшение решений по стабилизации и управлению транспортным средством возможно, когда известны динамические и силовые параметры транспортного средства, такие как скорость, угол крена кузова и поперечные силы, связанные с массой транспортного средства.

Значительную роль в повышении поперечной устойчивости грузовых и легковых автомобилей от опрокидывания играют стабилизаторы поперечной устойчивости. Но в последнее время на легковых автомобилях более высокого класса Mercedes-Benz (ACS), BMW (система Dynamic Drive), Land Rover (Dynamic Response) и Toyota стали приме-

нять активные стабилизаторы: электрические и гидравлические, которые обеспечивают более эффективное выравнивание автомобиля на поворотах [3].

Стабилизаторы поперечной устойчивости значительно повышают эффективность поперечной стабилизации при значительной боковой инерционной нагрузке и крене кузова, а также повышают дорожную устойчивость и управляемость автомобилей. Но основным недостатком обычного рычажного стабилизатора поперечной устойчивости является снижение хода подвески, что пагубно сказывается на проходимости автомобиля при движении по пересеченной местности, а так же не обеспечивается необходимую плавность хода и снижается комфортность передвижения [4, 5].

Поэтому оценка поперечной устойчивости при криволинейном движении считается актуальной и сложной задачей в различных условиях дорожного движения.

Целью данной работы является обоснование конструкции и рабочих параметров рычажно – электромагнитной системы поперечной стабилизации, повышающие устойчивость малотоннажного грузового фургона ГАЗель NEXT на поворотах и при маневрировании.

## 2. Комплексная методика и этапы ее реализации

На первом этапе методики исследованы параметры центра тяжести фургона ГАЗель NEXT с полной нагрузкой кузова в реальных условиях эксплуатации. В настоящее время для выполнения исследований по устойчивости автомобилей, продольные и вертикальные параметры расположения центра тяжести определяют расчетным или лабораторным методом. Расчетный метод для конкретной модели автомобиля заключается в выборе распределения нагрузки на передний и задний мост снаряженного и груженого автомобиля, а также общие размеры конструкции и колесной базы. В этом случае продольные координаты центра тяжести для снаряженного или груженого автомобиля определяют по формуле [6 - 8]:

$$a_m = \frac{Q_2 L}{Q}, \quad b = L - a, \quad (1)$$

где  $Q$  – полная масса машины;  $Q_2$  – масса, приходящаяся на вторую ось;  $L$  – колесная база автомобиля;  $a_m$  – расстояние от центра масс до осевой точки переднего моста машины;  $b$  – расстояние от центра масс до осевой точки заднего моста.

Высоту центра тяжести снаряженного или груженого грузового автомобиля рекомендуют определить по техническим данным высоты автомобиля для выполнения исходных расчетов по формулам [9]:

$$\text{для снаряженного автомобиля:} \quad h = 0.4H, \quad (2)$$

$$\text{для груженого автомобиля:} \quad h = 0.5H, \quad (3)$$

где  $H$  – высота автомобиля.

Другой известный метод рекомендует определять высоту центра тяжести более точным лабораторно–расчетным путем [7, 8] путем применения стационарных лабораторных стендов, проведения измерений и расчета. Для этого на лабораторном стенде измеряют колесную базу и определяют распределение массы автомобиля на задний мост путем его взвешивания сначала в горизонтальном положении, а затем при наклонном положении фургона (рис.1).

Высоту центра масс вычисляют по формуле [7, 9]:

$$h_m = r_k + \frac{(\dot{Q}_2 - Q_2)L}{Q \operatorname{tg} \alpha_{\text{пр}}}, \quad (4)$$

где  $r_k$  – статический радиус колеса;  $\dot{Q}_2$  – измеренная нагрузка заднего моста на опору стенда после подъема переднего моста;  $Q_2$  – нагрузка на опору от заднего моста в горизонтальном положении автомобиля;  $Q$  – полная масса автомобиля;  $L$  – колесная база автомобиля.

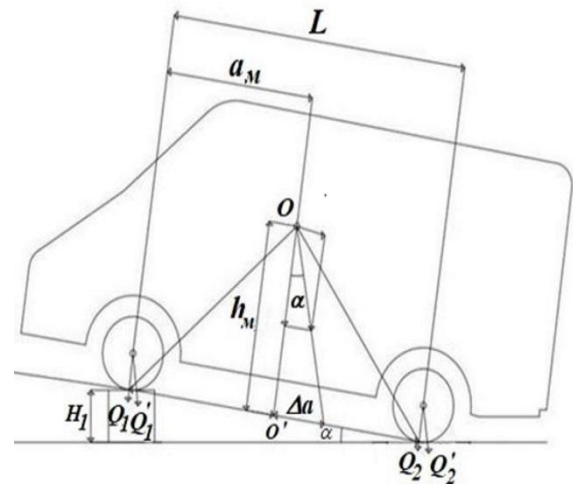


Рис. 1. Схема к определению высоты центра масс расчетно–лабораторным методом

В результате обзора известных методов разработана и предложена методика для массового, статистического анализа расположения центра тяжести по высоте и длине автомобиля фургона в режиме реальной эксплуатации без применения стационарных стендов и необходимости стационарного взвешивания. На первом этапе методики построили схему действующих сил и наклона кузова при полной нагрузке (рис.2).

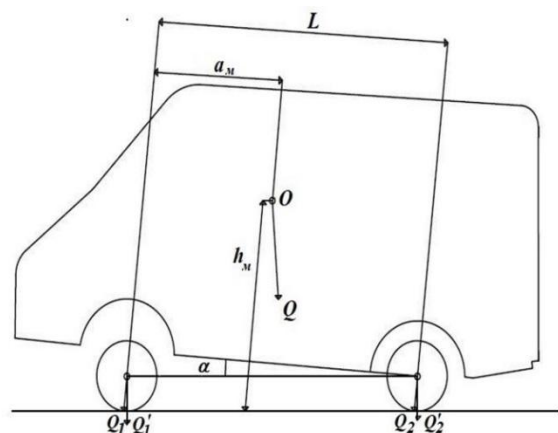


Рис. 2. Схема к определению параметров центра тяжести по новой методике на примере фургона ГАЗель NEXT при их эксплуатации с полной нагрузкой

По новой методике для исследования положения центра тяжести использовали результаты измерения наклона кузова  $\alpha = 4, 5, 6, 7, 8$  град цельнометаллического фургона ГАЗель NEXT. Далее выполнен анализ распределения нагрузки передний мост и на задний груженого автомобиля с учетом изменения углов наклона кузова по предложенной формуле:

$$\dot{Q}_2 = Q \cos \alpha \frac{a_m}{L} + Q \sin \alpha \frac{h}{L}, \quad (5)$$

$$\dot{Q}_1 = Q - \dot{Q}_2, \quad (6)$$

где:  $Q$  – полная масса автомобиля;  $L$  – колесная база;  $a_m$  – расстояние от центра масс до осевой точки переднего моста автомобиля;  $\alpha$  – углы наклона кузова фургона после измерения в эксплуатационном режиме;  $h$  – исходное значение высоты центра тяжести для груженого фургона по формуле (3).

Высота центра тяжести для фургонов при эксплуатации была определена по формуле

$$h_m = r_k + \frac{(\dot{Q}_2 - Q_2)L}{Q \tan \alpha}. \quad (7)$$

В результате, разработана расчетно-аналитическая методика для статистического анализа расположения центра тяжести по высоте и длине фургона в режиме реальной эксплуатации.

На втором этапе была предложена методика и зависимости для расчета поперечных сил угловых жесткостей подвески и углов крена кузова при эксплуатации серийных фургонов с полной нагрузкой и движение на поворотах и при маневрировании. Расчетная схема представлена на рис 3 и 4.

На повороте фургона (рис.3) значение поперечной силы исследовали при изменении скорости движения фургона по дуге поворота и радиусов по формуле [6, 7, 9, 10]:

$$P_{ky} = \frac{M v^2}{R}, \quad (8)$$

где  $M$  – масса кузова грузового фургона;  $v$  – скорость автомобиля на повороте;  $R$  – радиус поворота автомобиля.

Распределение поперечной силы на переднюю и заднюю оси определяется по формулам [6, 7, 9 - 11]

$$P_{ky1} = P_{ky} \frac{b}{L}, \quad (9)$$

$$P_{ky2} = P_{ky} \frac{a_m}{L}, \quad (10)$$

где  $a_m$  – расстояние от центра масс до осевой точки переднего моста машины;  $b$  – расстояние от центра масс до осевой точки заднего моста;  $L$  – колесная база автомобиля.

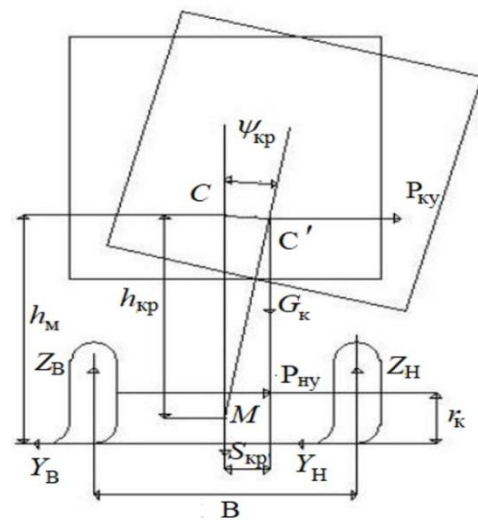


Рис. 3. Схема к определению боковой силы инерции, угла крена кузова на повороте

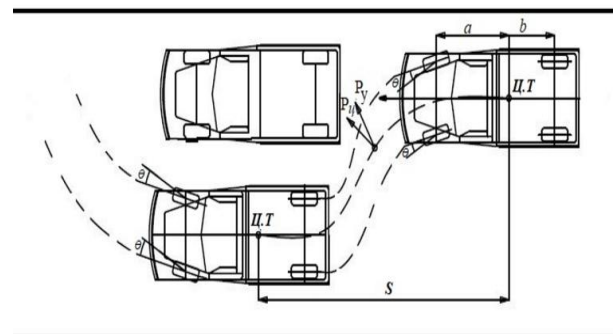


Рис. 4. Схема к определению боковой силы инерции, угла крена кузова при маневрировании при обгоне

При дорожном маневрировании при обгоне было исследовано значение поперечной силы с учетом тангенциальной составляющей, которая возникает при значительном ускорении поворота управляемых колес и скоростном маневрировании фургона, по формуле [10]:

$$P_y = \frac{M v^2}{R} + \frac{M b v}{L} \omega_{ук} + \frac{M b}{R} j, \quad (11)$$

где  $M$  – подрессоренная масса;  $L$  – колея;  $R$  – радиус поворота автомобиля;  $b$  – расстояние

от центра тяжести до заднего моста;  $v$  – скорость автомобиля при маневрировании;  $\omega_{ук}$  – угловая скорость;  $j$  – ускорение поворота управляемых колес.

После исследования возрастания поперечных сил на внешнюю сторону фургона была предложена методика определения необходимого приращения угловой жесткости подвески для повышения эффективности выравнивания кузова фургона.

Угловая жесткость для передней и задней подвески со стабилизаторами определяется по формулам [6, 7, 9]

$$C_{y1(\text{треб})} = \frac{P_{ky1} \cdot h_{kp1}}{[\psi_{kp}]} + G_{k1} h_{kp1}, \quad (12)$$

$$C_{y2(\text{треб})} = \frac{P_{ky2} \cdot h_{kp2}}{[\psi_{kp}]} + G_{k2} h_{kp2}, \quad (13)$$

где  $P_{ky1}$ ,  $P_{ky2}$  – поперечные силы, действующие на передний и задний мост фургона;  $\psi_{kp}$  – угол крена кузова (не должен превышать 10 град);  $h_{kp}$  – плечо крена;  $G_{k1}$ ,  $G_{k2}$  – сила тяжести фургона, приходящаяся на передний и задний мосты.

Плечо крена согласно [6, 7, 9, 11]

$$h_{kp} = h_m - \frac{a_m h_2 - b h_1}{L}, \quad (14)$$

где  $h_1$  и  $h_2$  – расстояния от поверхности дороги до переднего и заднего моста фургона;  $a_m$  – расстояние от центра масс до осевой точки переднего моста фургона;  $b$  – расстояние от центра масс до осевой точки заднего моста машины;  $h_m$  – высота центра тяжести

Угловую жесткость для установленной передней независимой подвески и задней рессорной подвески ГАЗель NEXT без стабилизатора определяется согласно [10, 11]

$$C_{y1(\text{без})} = 0,5B^2 C_{пр}, \quad (15)$$

$$C_{y2(\text{без})} = 0,5B_p^2 \dot{C}_p \eta, \quad (16)$$

где  $C_{пр}$ ,  $C_p$  – жесткости передней и задней штатной подвески ГАЗель NEXT;  $B$  – расстояние между центрами пружин;  $B_p$ ,  $B_p$  – расстояние между центрами рессор;  $\eta$  – коэффициент увеличения жесткости рессор при скручивании в поперечном направлении ( $\eta = 1,05 \dots 1,25$ ).

Угловая жесткость рычажного стабилизатора переднего и заднего моста определяется согласно [12]:

$$C_{yT1,2} = 2C_{T1,2} \left[ \frac{B_{1,2}}{2} \right]^2, \quad (17)$$

где  $B_{1,2}$  – колея переднего и заднего моста;  $C_{T1}$  и  $C_{T2}$  – жесткость стабилизатора поперечной устойчивости переднего и заднего моста.

Приращения требуемой угловой жесткости передней и задней подвески вычисляются по формулам

$$\Delta C_{y1} = C_{y1(\text{потреб})} - C_{y1(\text{устан})}, \quad (18)$$

$$\Delta C_{y2} = C_{y2(\text{потреб})} - C_{y2(\text{устан})}. \quad (19)$$

Углы крена кузова для вариантов криволинейного движения фургона при требуемой и установленной угловой жесткости подвески определяются согласно [6 - 8, 13]:

$$\psi_{kp} = \frac{P_{ky} h_{kp}}{(C_{y1} + C_{y2}) - G_k h_{kp}}, \quad (20)$$

где  $C_{y1}$ ,  $C_{y2}$  – угловая жесткость передней и задней подвески автомобиля;  $h_{kp}$  – плечо крена;  $G_k$  – поддрессоренная масса исследуемого автомобиля;  $P_{ky}$  – поперечная сила.

На третьем этапе была разработана методика обоснования конструкции и рабочих параметров рычажно-электромагнитной системы поперечной стабилизации. Также были исследованы угловые жесткости и подъемные усилия электромагнитного стабилизатора для повышения эффективности выравнивания кузова по углу крена.

Схема компоновки рычажно-электромагнитной системы в виде системы поперечной стабилизации заднего моста на примере ГАЗель NEXT показана на рис.5.

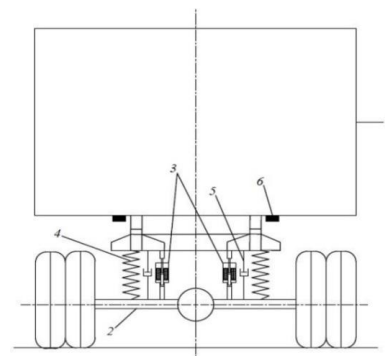


Рис. 5. Общая схема конструкции рычажно-электромагнитной системы поперечной стабилизации заднего моста: 1– кузов; 2– мост; 3 – электромагнитный стабилизатор; 4 – подвеска; 5– амортизатор; 6 – датчик высоты кузова

Конструкция дополнительного электромагнитного стабилизатора выполнена в виде низковольтного электромагнита с подвижным сердечником двустороннего рабочего действия. Также предложен режим совместного действия противоположных электромагнитных стабилизаторов в противофазе: при выталкивании штока со стороны крена выполняется подъем кузова для его выравнивания, с другой стороны шток электромагнитного стабилизатора втягивается и опускает кузов. Этим повышается эффективность выравнивания кузова путем совместного усилия двух электромагнитных стабилизаторов.

Предлагаемая двухсторонняя установка электромагнитного стабилизатора обеспечивает двойное поворачивающее действие на кузов и позволяет равномерно распределить между двумя электромагнитными стабилизаторами общее расчетное подъемное усилие для снижения габаритов электромагнитных стабилизаторов, силовой и токовой нагрузки.

Значения требуемых жесткостей электромагнитного стабилизатора для передней и задней подвески с левой или правой стороны определяются по формулам

$$C_{1ЭМС} = \frac{C_{y1(без)}}{0,5B_1^2 \eta}, \quad (21)$$

$$C_{2ЭМС} = \frac{C_{y2(без)}}{0,5B_2^2 \eta}. \quad (22)$$

На основании предложенной конструкции двухсторонних электромагнитных стабилизаторов при действии в противофазе разделили значение диапазона и пропорционально для левого и правого электромагнитного стабилизатора в следующем виде:

$$\Delta P_{1ЭМС(лев)(прав)} = \frac{C_{1(ЭМС)}}{2}, \quad (23)$$

$$\Delta P_{2ЭМС(лев)(прав)} = \frac{C_{2(ЭМС)}}{2}, \quad (24)$$

где  $C_{1(ЭМС)}$ ,  $C_{2(ЭМС)}$  - жесткость переднего и заднего электромагнитного стабилизатора.

Тогда подъемные усилия электромагнитного стабилизатора для переднего и заднего моста (рис.6) определяются по формулам:

$$P_{1ЭМС(лев)(прав)} = \Delta P_{1ЭМС(лев)(прав)} \cdot \frac{B_{1ЭМС}}{B_1}; \quad (25)$$

$$P_{2ЭМС(лев)(прав)} = \Delta P_{2ЭМС(лев)(прав)} \cdot \frac{B_{2ЭМС}}{B_2}, \quad (26)$$

где  $B_{1ЭМС}$ ,  $B_{2ЭМС}$  - расстояние между центром переднего и заднего моста.

На заключительном этапе была разработана расчетно-графическая методика исследования пределов высоты перемещения толкателя электромагнитного стабилизатора (рис.6) передней и задней подвески по заданным пределам изменения угла крена ( $\psi_{кр} = 0,02 \dots 10$  град) для полного выравнивания кузова фургона.

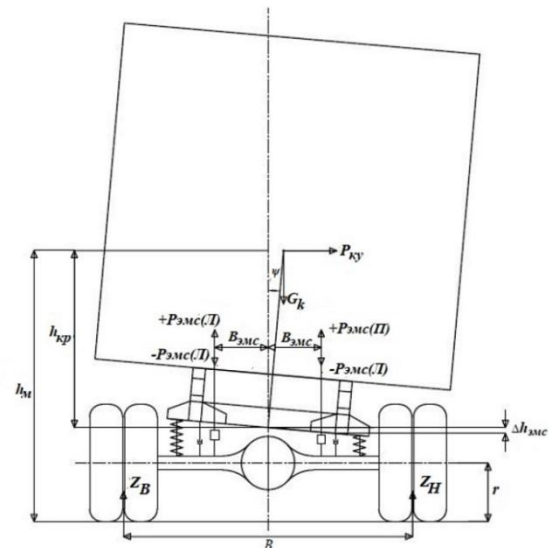


Рис. 6. Схема к определению подъемного усилия и высоты перемещения толкателя электромагнитного стабилизатора задней подвески

Высота перемещения толкателя электромагнитного стабилизатора переднего и заднего моста определяется по формулам

$$\Delta h_{1ЭМС} = \tan \psi_{кр} \cdot l, \quad (27)$$

$$\Delta h_{2ЭМС} = \tan \psi_{кр} \cdot l, \quad (28)$$

где  $\psi_{кр}$  - угол крена кузова;  $l$  - расстояние от оси крена до толкателя электромагнитного стабилизатора.

## Заключение

В результате разработаны новые научные методики определения эксплуатационных параметров центра тяжести, поперечных сил инерции, приращения потребной угловой жесткости подвески и изменения угла крена кузова, а также предложены зависимости для определения приращения подъемных усилий, подъемных усилий электромагнитных

стабилизаторов и высоты перемещения толкателя электромагнитных стабилизаторов.

В результате исследования были получены значения эксплуатационных параметров центра тяжести автомобиля на примере ГАЗель NEXT в пределах от 1400 мм до 1600 мм, требуемых угловых жесткостей подвески от 60320 Нм/рад до 76000 Нм/рад, пределах подъемных усилий электромагнитного стабилизатора от 1000 Н до 7000 Н, хода штока в пределах от 5,6 мм до 70 мм на различных режимах движения при маневрировании и повороте.

Результаты имитационного моделирования грузового фургона на примере 3D-

модели автофургона ГАЗель NEXT в режиме маневрирования показали, что при установке дополнительного электромагнитного стабилизатора может быть получено снижение угла крена кузова до уровня 5 град при допустимом уровне 10 град.

Данные имитационного моделирования были идентифицированы с результатами моделирования движения фургона в среде Simulink/ Matlab. Было получено отклонение крена кузова в пределах 7 %, поэтому можно говорить о том, что система электромагнитной стабилизации позволяет значительно уменьшить угол крена при криволинейном движении автомобиля «ГАЗель NEXT».

### Список литературы

1. Zhou G.X.M., Lan F.C., Chen J.Q. Research on Analysis and Optimization Design of Coach roll-over Based on FEM Technology // *Modern Manufacturing Engineering*. 2010. Vol.5. P.115.

2. Aparicio F., Paez J., Moreno F., Jimenez F., Lopez A. Discussion of a new adaptive speed control system incorporating the geometric characteristics of the roadway // *Int. J. Veh. Auton. Syst.* 2005. Vol. 3. No. 1. P. 47–64. DOI:10.1504/IJVAS.2005.007037

3. Тинт Наинг Вин, Сидоров В.Н. Исследование конструкции и принципов работы стабилизатор поперечной устойчивости // *Наукоемкие технологии в приборостроении и развитии инновационной деятельности в вузе: Мат. Регион. научно-техн. конф.* Калуга: МГТУ им. Н.Э Баумана. 2019. Т.2. С. 226-231.

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

5. Пат. 47811 Российская Федерация, МПК В60G 21/00. Стабилизатор поперечной устойчивости транспортного средства / Полищенко Ф.В., Матвейчук А.А.; заявитель и патентообладатель ООО «ТехноМастер». №2005108751, заявл. 28.03.2005;

### References

1. Zhou G.X.M., Lan F.C., Chen J.Q. Research on Analysis and Optimization Design of Coach roll-over Based on FEM Technology. *Modern Manufacturing Engineering*, 2010, Vol.5, pp.115.

2. Aparicio F., Paez J., Moreno F., Jimenez F., Lopez A.. Discussion of a new adaptive speed control system incorporating the geometric characteristics of the roadway. *Int. J. Veh. Auton.*, 2005, Vol. 3, No.1, pp. 47–64. DOI:10.1504/IJVAS.2005.007037

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

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

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

6. Artamonov M.D., Ilarionov V.A., Morin M.M. *Osnovy teorii i konstrukcii avtomobilja* [Fundamentals of the theory and design of au-



опубл. 10.09.2005.

6. Артамонов М.Д., Иларионов В.А., Морин М.М. Теория автомобиля и автомобильного двигателя. М., Машино-строение, 1968. 283 с.

7. Вержицкий А.Н. Показатели масс автомобилей. М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2009. С.12-15.

8. Блинов И.А. Метод определения пространственного положения центра тяжести машин // Вестник концерна ВКО «Алмаз-Антей» Механика. 2019. № 2. С 71-82. DOI: 10.38013/2542-0542-2019-2-71-82

9. Тинт Наинг Вин, Алакин В.Н. Обоснование частной методики определения центра тяжести автомобиля // Научные технологии в приборостроении и развитии инновационной деятельности в вузе // Мат. Всеросс. научно-техн. конф. Калуга: МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2019. Т.2. С. 37-39.

10. Иларионов В.А. Эксплуатационные свойства автомобиля. М., Машиностроение, 1966. 280 с.

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

12. Семенов Н.В. Методика расчета параметров подвески автомобиля с учетом поперечно - угловых колебаний кузова: дисс. ... канд. техн. наук: 05.05.03. Санкт-Петербург. 2011. 171 с.

13. Тарасик В.П. Теория и движения автомобиля. СПб: БХВ-Петербург, 2006. 478 с.

tomobiles]. Moscow, 1968. 283 p. (In Russian)

7. Verzhbickij A.N. *Pokazateli mass avtomobilej*. Moscow, Izdatelstvo BMSTU im. N.E. Bauman, 2009, pp. 12-15. (In Russian)

8. Blinov I.A. Method for determining the spatial position of the center of gravity of machine. *Vestnik kontserna VKO «Almaz-Antey» Mekhanika*, 2019, No. 2, pp. 71-82. DOI: 10.38013/2542-0542-2019-2-71-82 (In Russian).

9. Tint Naing Win, Alakin V.N. Substantiation of a private technique for determining the center of gravity of a car. *Science-intensive technologies in instrument-tation and mechanical engineering and the development of innovative activities in the university: Proc. of the All-Russian Scientific and Technical Conference*. Kaluga: BMSTU, 2019, Vol. 2, pp. 37-39. (In Russian)

10. Ilarionov V.A. *Ekspluatatsionnyye svoystva avtomobilya* [Performance characteristics of the vehicle]. Moscow, Mashinostroenie, 1966. 280 p. (In Russian)

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

12. Semenov N.V. Methodology for calculating the parameters of a car suspension, taking into account transverse-angular vibrations of the body. Diss. Cand. Sci. (Engineering) St. Petersburg. 2011. 171 p. (In Russian)

13. Tarasik V.P. *Teoriya i dvizheniya avtomobilya* [Theory and movement of the car] Sainkt-Petersburg, BHV-St. Petersburg, 2006. 478 p. (In Russian)

УДК 622.232

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ДВИЖЕНИЯ БОЙКА ГИДРОМОЛОТА И ЕГО  
ПОКАЗАТЕЛИ ЭКОНОМИЧНОСТИ ЭНЕРГОПРЕОБРАЗОВАНИЯANALYTICAL DESCRIPTION BREAKER DRIVES AND ITS INDICATORS  
ECONOMY OF ENERGY CONVERSIONТрубин А.С., Баранов Ю.Н.  
Trubin A.S., Baranov Y.N.Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева (Орёл, Россия)  
Orel State University named after I.S. Turgenev (Orel, Russian Federation)

**Аннотация.** Рассмотрены вопросы оптимизации параметров гидромолота на основе дифференциации сложной импульсной системы на подсистемы, путем составления дифференциальных уравнений для всех тел, участвующих в движении и использовании теоремы об изменении кинетической энергии и количества движения. Установлено, что сила давления жидкости является основным источником трения в уплотнительном узле, величина которой зависит от давления рабочей среды, коэффициента трения материала манжеты и величины контактной поверхности уплотнения. Результаты исследования могут быть использованы при разработке методики расчета оптимальных параметров при конструировании гидромолота, а полученные выражения использовать для установления влияния некоторых параметров на экономичность процесса энергопреобразования в целом, а также для иных схем и задач.

**Ключевые слова:** гидромолот, поршень-боек.

**Дата принятия к публикации:** 05.05.2022  
**Дата публикации:** 25.06.2022

**Сведения об авторах:**

**Трубин Алексей Сергеевич** – соискатель, кафедра автоматизированных систем управления и кибернетики, ФГБОУ ВО «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева»,  
e-mail: alextrubin@yandex.ru.

**Баранов Юрий Николаевич** – доктор технических наук, профессор, кафедра автоматизированных систем управления и кибернетики, ФГБОУ ВО «Орловский государственный университет имени И.С. Тургенева», e-mail: bar20062@yandex.ru.  
ORCID: C-6286-2017

**Abstract.** The issues of optimizing the parameters of a hydraulic hammer on the basis of differentiating a complex impulse system into subsystems by drawing up differential equations for all bodies participating in motion and using the theorem on changing the kinetic energy and momentum are considered. It has been established that the force of fluid pressure is the main source of friction in the sealing unit, the value of which depends on the pressure of the working medium, the coefficient of friction of the cuff material and the size of the contact surface of the seal. The research results can be used in the development of a method for calculating the optimal parameters when designing a hydraulic hammer, and the obtained expressions can be used to establish the influence of some parameters on the efficiency of the energy conversion process as a whole, as well as for other schemes and tasks.

**Keywords:** hydraulic hammer, piston-firing pin.

**Date of acceptance for publication:** 05.05.2022  
**Date of publication:** 25.06.2022

**Authors' information:**

**Aleksey S. Trubin** – graduate student, Department of Automated Control Systems and Cybernetics, Orel State University named after I.S. Turgenev,  
e-mail: alextrubin@yandex.ru.

**Yuri N. Baranov** – Doctor of Sciences in Technology, Professor, Department of Automated Control Systems and Cybernetics, Orel State University named after I.S. Turgenev, e-mail: bar20062@yandex.ru.  
ORCID: C-6286-2017

**1. Введение**

Применение гидромолотов обусловлено высокой эффективностью, мобильностью и функциональностью, широким спектром технологических задач, решаемых с помо-

щью этой техники. В дорожно-строительной отрасли они являются сменным рабочим оборудованием одноковшовых экскаваторов и предназначены для использования при небольших объемах земляных работ на рыхлении мерзлого грунта, на различных вспомо-

гательных и специальных работах: вскрытии асфальтобетонных покрытий, разработке смерзшихся материалов, разрушении конструкций, сносе ветхих и аварийных построек, очистке дорог и площадок от снежноледовых покрытий, уплотнении грунтов в стесненных условиях и обеспечивает разрушение материалов с пределом прочности на сжатие до 50 МПа при положении инструмента от вертикального до горизонтального.

Гидромолот представляет собой машину ударного действия, в которой потенциальная энергия рабочего тела (жидкости) циклически преобразуется в кинетическую энергию бойка. Кинетическая энергия бойка передается рабочему инструменту в конце каждого цикла при их соударении.

Особенности процесса работы гидромолота следующие:

1) рабочий цикл занимает мало времени по отношению к полному циклу, что позволяет сравнительно просто учесть влияние характера внешней работы на внутренние рабочие процессы машины;

2) рабочий процесс гидромолота обуславливает выраженную переменность количества рабочего цикла в объеме гидроаккумулятора.

Это не позволяет применить к расчету рабочих процессов метод теоретических индикаторных диаграмм. Изменение удельных параметров газа и жидкости в рабочем процессе с постоянным количеством газа и переменным количеством жидкости в общем случае не может быть выражено в виде простейших зависимостей элементарных термодинамических и гидродинамических процессов.

Поэтому при исследовании рабочих процессов гидромолота следует разработать метод, отражающий как характер протекания во времени термодинамических и гидродинамических процессов в рабочих полостях, так и характер движения бойка. Необходимо совместное решение системы дифференциальных уравнений энергетического баланса и уравнения движения бойка.

Преимущества ударного способа разрушения доказаны значительным числом исследований, выполненных рядом авторов [1-3].

Большой вклад в исследования и разра-

ботку гидравлических машин ударного действия внесли ученые [2-4, 5-15].

## 2. Постановка задачи

Повышение эффективности ударных машин обуславливается применением объемного гидравлического привода. Гидромолот следует рассматривать как сложную импульсную систему, в которой генерируются импульсы силы определенной частоты и интенсивности, воздействующие на некоторую обрабатываемую среду. По функциональному признаку сложную импульсную систему можно разбить на подсистему привода, предназначенную для преобразования механической энергии в гидравлическую, подачи рабочей жидкости к ударному механизму и отвода ее от него; подсистему управления, предназначенную для поддержания автоматического режима работы ударного механизма посредством подачи рабочей жидкости в определенные моменты времени в камеры управления; подсистему силового блока - ударный механизм, предназначенную для преобразования подведенной потенциальной энергии жидкости в кинетическую движения поршня-бойка [8].

Одной из проблем создания гидромолотов является обеспечение высокого качества импульсного энергопреобразования.

Сложность задачи обуславливается высокими скоростями ведомого звена, их неравномерностью и, как следствие, повышенными гидравлическими и инерционными потерями, переменными значениями давления и мгновенного расхода, специфичным взаимодействием ведомого звена с рабочим инструментом.

Для решения поставленных задач необходимо установить зависимости, которые учитывают общие особенности этого процесса в гидромолотах. С этой целью рассмотрен процесс в гидропередаче от выходной мощности насоса  $N_H$  до выходной (ударной) мощности  $N_y$ .

## 3. Разработка модели

Согласно общим положениям [2]

$$N_y = k_3 \eta_{HT} \eta_y N_H, \quad (1)$$

где  $k_3$  – коэффициент загрузки привода;  $\eta_{HT}$  – коэффициент полезного действия напорного трубопровода;  $\eta_y$  – ударный коэффициент полезного действия гидромолота.

Одной из особенностей гидромолотов является отсутствие влияния изменения внешней нагрузки при непрерывном режиме на работу привода. Таким образом, величина коэффициента загрузки зависит только от параметров стабилизирующих органов, в качестве которых чаще используются аккумуляторы. Тогда согласно закону политропного изменения состояния газа

$$k_3 = 0,98 \frac{\varepsilon^{n-1} - 1}{\varepsilon^{n-1} (\varepsilon - 1) (n - 1)}, \quad (2)$$

где  $\varepsilon$  – объемная степень сжатия газа;  $n$  – показатель политропы; 0,98 – коэффициент, учитывающий сжимаемость жидкости.

Это выражение можно упростить линеаризацией газового процесса:

$$k_3 = 0,98 \frac{1 + \varepsilon^n}{2 \varepsilon^n}. \quad (3)$$

При этом погрешность увеличивается с увеличением  $\varepsilon$  и при  $\varepsilon = 1,5$  составляет 5%. Целесообразно выбирать  $\varepsilon$  в диапазоне 1,1...1,5 в зависимости от принципиальной схемы гидромолота.

Значения  $k_3$  и  $\eta_{HT}$  влияют на величину потребляемой гидромолотом мощности  $N_n$ :

$$N_n = k_3 \eta_{HT} N_H. \quad (4)$$

Качество процесса энергопреобразования в гидромолоте достаточно полно отражается ударным коэффициентом полезного действия:

$$\eta_y = \frac{N_y}{N_H}. \quad (5)$$

Общий показатель экономичности энергопреобразования  $\eta_y$  удобнее всего представить через показатели отдельных видов потерь. Для этого целесообразно перейти от относительных мощностей к отношению энергий:

$$\eta_y = \frac{A_y}{A_n}, \quad (6)$$

где  $A_y$  – энергия единичного удара;  $A_n$  – энергия, затраченная гидромолотом за цикл.

В гидромолотах отличие  $A_n$  от  $A_y$  обуславливается не только обычными в гидромашинах гидравлическими, механическими и объемными потерями, но и следующими двумя факторами:

- возможным отличием ударной массы ведомого звена  $m_y$  от общей  $m_o$ , включающей, где это необходимо, и приведенную массу жидкости, что можно учесть коэффициентом ударной массы

$$k_m = \frac{m_o}{m_y}, \quad (7)$$

- отличием в общем случае полного пути бойка  $h$  от пути предупредительного разгона на величину пути  $h_u$  внедрения инструмента в массив (это можно наблюдать при работе гидромолотов по относительно некрепким породам).

Таким образом,

$$A_n = \sum \Delta A_B + \frac{h}{h - h_u} (\sum \Delta A_p + k_m A_y), \quad (8)$$

где  $\sum \Delta A_B$  и  $\sum \Delta A_p$  – суммарные потери энергии во время возврата и рабочего хода бойка.

Приняв в качестве безразмерного показателя конкретного вида потерь

$$\delta = \frac{\Delta A}{A_n}, \quad (9)$$

получим выражение

$$\eta_y = \frac{1}{k_m} \left[ \frac{h - h_u}{h} (1 - \sum \delta_B) - \sum \delta_p \right], \quad (10)$$

которое после преобразований можно переписать в виде

$$\eta_y = \frac{h - h_u}{h} \cdot \frac{1}{k_m} (1 - \sum \delta'_{ГМ}) \left( 1 - \sum \frac{\delta_o}{(1 - \delta'_M)} \right). \quad (11)$$

Здесь

$$\delta' = \frac{\delta}{\eta_o},$$

где  $\delta_o$  – показатель объемных потерь;  $\delta'_M$  – показатель потерь давления от входа до места утечки жидкости.

По физическому смыслу можно представить гидромеханический коэффициент полезного действия как

$$\eta_{ГМ} = \frac{1}{k_m} (1 - \sum \delta'_{ГМ}); \quad (12)$$

а объемный – как

$$\eta_p = 1 - \sum \frac{\delta_o}{(1 - \delta'_M)}. \quad (13)$$

Практика расчетов показала наиболее удобную дифференциацию гидромеханических потерь в соответствии с общими положениями и особенностями цикла на гидравлические и механические для периодов: возврата –  $\delta'_{ГВ}$  и  $\delta'_{ТВ}$  и рабочего хода –  $\delta'_{ГР}$  и  $\delta'_{ТР}$ .

Объемные потери дифференцируются по месту утечки в зависимости от особенностей

принципиальной и конструктивной схем гидромолота.

Показателями  $\Delta A$  и  $\delta$  потери учитываются для полного пути бойка  $h$ , как для возврата, так и для рабочего хода.

Таким образом, для расчетов и исследований процесса энергопреобразования может быть использовано выражение:

$$\eta_y = \frac{h-h_u}{h} \eta_o \eta_{ГМ}, \quad (14)$$

где составляющие раскрываются согласно (12) и (13). Для решения задач с ограничением усилия отдачи возможна следующая интерпретация:

$$\eta_y = \frac{\eta_o \eta_{ГМ}}{1 + \frac{F_0}{a_y}}. \quad (15)$$

Здесь  $F_0$  – максимальное усилие отдачи на корпус гидромолота во время рабочего хода:

$$F_0 = \eta_{ГМ} k_3 P_g S_p, \quad (16)$$

где  $S_p$  – площадь рабочей камеры гидромолота;  $P_g$  – максимальное давление на входе в гидромолот:

$$P_g = \eta_{нт} P_H; \quad (17)$$

$a_y$  – показатель сопротивляемости массива внедрению конкретного инструмента под действием ударных нагрузок:

$$a_y = \frac{A}{h_u}. \quad (18)$$

Для исследований и расчета необходима конкретизация полученных выражений с раскрытием выражений показателей отдельных видов потерь  $\delta$ . Для этого необходимо знание конкретной конструктивной схемы, а также входных, выходных и конструктивных параметров, которые разбиваются на известные и искомые в зависимости от постановки задачи. При этом должны быть учтены характерные особенности функционирования гидромолота с данной схемой и потоков жидкости в нем.

На основании положений гидродинамики и предварительно проведенных частных исследований [1, 4] были получены показатели отдельных видов потерь, учитывающие специфические для данной схемы особенности динамики потоков. Все основные конструктивные параметры были выражены через площадь вытеснителя рабочей камеры  $S_p$  и диаметр штока поршня бойка  $d_{ш}$ . Минимизации всех видов потерь, а, следовательно,

максимизации коэффициента полезного действия способствует уменьшение диаметров штока, коэффициентов местных сопротивлений распределительной части, скоростей жидкости в каналах распределителей и в сливном трубопроводе, а также длине трубопровода. Неоднозначное изменение ударного коэффициента полезного действия (рис. 1, 2) вызывает изменение давления питания  $P_g$  (при постоянной мощности питания), площади рабочей камеры  $S_p$  и показателя разрушаемости массива  $a_y$ .

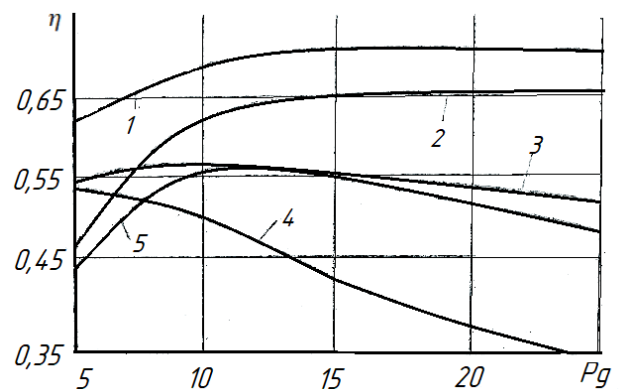


Рис. 1. Зависимость коэффициента полезного действия от максимального давления на входе в гидромолот:  
1-5 – номера экспериментов

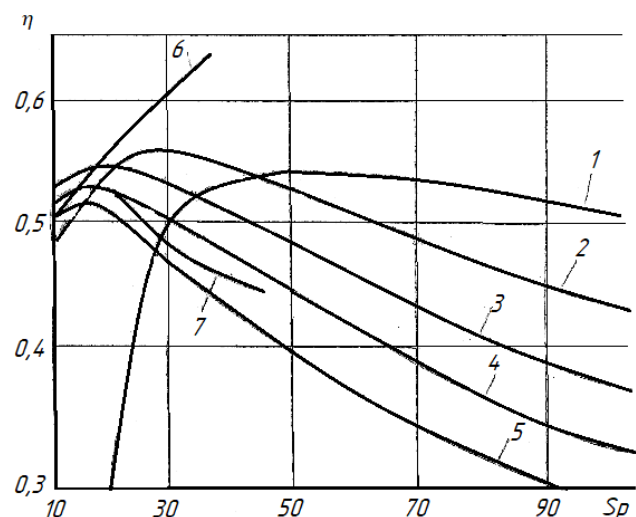


Рис. 2. Зависимость коэффициента полезного действия от площади рабочей камеры:  
1-7 – номера экспериментов

Движение бойка описывается следующей системой уравнений равновесия сил:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = F_x; \quad (19)$$

$$F_x = PS - P_\omega(S - S_\omega) - \Delta P_3 S_3 - T \operatorname{sign} x,$$

или

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = PS - P_\omega(S - S_\omega) - \Delta P_3 S_3 - T \operatorname{sign} x, \quad (20)$$

где  $P$  – конечное давление сжимаемого газа;

$$PV^k = P_0 V_0^k;$$

$k$  – показатель адиабаты;  $P_0$  – начальное давление газа в аккумуляторе;  $V_0, V$  – начальный и конечный объем газа;  $P_\omega$  – давление, возникающее в штоковой полости, необходимое для обеспечения расхода жидкости через сливное отверстие.

$$V = V_0 - S_x; \quad P = P_0 \left( \frac{V_0}{V_0 - S_x} \right)^k. \quad (21)$$

Скорость истечения жидкости в штоковой полости  $v(S - S_\omega)$ .

Для обратного хода выражение (21) определяется следующей зависимостью [12, 15]:

$$P_0 = P \left( \frac{V}{V + S_x} \right)^k.$$

Из условия неразрывности потока жидкости  $v(S - S_\omega) = v_0 S_0$ .

Тогда

$$v_0 = \frac{v(S - S_\omega)}{S_0}. \quad (22)$$

Потери напора при турбулентном режиме течения жидкости через гибкие рукава и резиновые шланги

$$\Delta P = P_\omega - P_H = \lambda \frac{L\gamma}{d2g} \cdot v_0^2, \quad (23)$$

где  $P_H$  – давление в конце трубопровода.

Подставив выражение (22) в (23), получим:

$$P_\omega = \lambda \frac{2L\gamma}{g} \cdot \frac{(S - S_\omega)^2}{\pi d^3} v^2 + P_H,$$

где  $\lambda$  – коэффициент сопротивления трения;  $L$  – длина рассматриваемого рукава, м;  $d$  – диаметр внутреннего сечения рукава, см;  $\gamma$  – объемный вес жидкости, г/см<sup>3</sup>;  $g$  – ускорение силы тяжести, м/с<sup>2</sup>.

Тогда

$$P_\omega = Av^2 + P_H; \\ v = \frac{4Q}{\pi d^2}.$$

При турбулентном режиме течения жидкости ( $5 \cdot 10^3 < Re < 1,2 \cdot 10^5$ ) коэффициент сопротивления в гибких рукавах и резиновых шлангах составляет

$$\lambda = \frac{0,38 - 0,52}{Re^{0,265}}. \quad (24)$$

$$v = \frac{Rev}{d}, \quad (25)$$

где  $v$  – кинетический коэффициент вязкости жидкости.

Золотниковый распределитель является местным сопротивлением, поэтому потери давления определяем по формуле

$$\Delta P_3 = \xi \frac{\gamma}{2g} v_3^2.$$

Введем обозначение  $B = \xi \frac{\gamma}{2g}$ .

Тогда

$$\Delta P_3 = Bv_3^2, \quad (25)$$

где  $\xi$  – коэффициент местного сопротивления для золотниковых распределителей, принимаем равным 3...5 [3, 5];  $v_3$  – скорость истечения жидкости через золотниковые распределители.

Для герметизации полостей цилиндра применяются манжетные уплотнения без распорных колец. В этом случае с повышением давления восстанавливаемость формы манжеты улучшается. В результате при высоком давлении с повышением скорости скольжения манжеты утечка жидкости менее интенсивна, чем при низком давлении.

Сила давления жидкости является основным источником трения в уплотнительном узле, величина которой зависит от давления рабочей среды, коэффициента трения материала манжеты и величины контактной поверхности уплотнения.

Силу трения для одной манжеты определяем, используя следующее выражение [6, 7]

$$T = \mu P \pi d_{\text{ц}} h, \quad (26)$$

где  $\mu$  – коэффициент трения, зависящий от материала манжеты (для резины  $\mu = 0,01$ );  $P$  – давление жидкости;  $d_{\text{ц}}$  – диаметр вала (цилиндра);  $h$  – высота активной части манжеты.

Подставляя уравнения (21), (24), (25) в (20), получим:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = SP_0 \left( \frac{V_0}{V_0 - S_x} \right)^k - A(S - S_\omega)v^2 - P_H(S - S_\omega) - BS_3 v_3^2 - T \operatorname{sign} x. \quad (27)$$

Принимаем  $x$  за независимую переменную, тогда

$$\frac{d^2x}{dt^2} = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{dx} \cdot \frac{dx}{dt} = \frac{dv}{dx} v.$$

Подставив выражение (27) в (26), получим нелинейное дифференциальное уравнение следующего вида

$$v dv = \left[ \frac{SP_0}{m} \left( \frac{V_0}{V_0 - S_x} \right)^k - \frac{A}{m} (S - S_\omega) \right] v^2 - PHmS - S\omega - BmS^3 - Tmdx. \quad (28)$$

Интегрируя данное выражение, получим

$$\frac{v^2}{2} = \int_0^l \left[ \frac{SP_0}{m} \left( \frac{V_0}{V_0 - S_x} \right)^k - \frac{A}{m} (S - S_\omega) \right] v^2 - PHmS - S\omega - BmS^3 - Tmdx. \quad (29)$$

#### 4. Результаты исследований и их анализ

Анализ зависимостей  $\eta_y(P_g)$  (рис. 1) показал целесообразность для крепких пород (кривые 1 и 2) использования давления питания 12 МПа и выше. При работе со значительным погружением инструмента в массив за удар необходимо учитывать наличие максимума  $\eta_y$  (рис. 1 – кривые 3 и 4; рис. 2 – кривые 1-5), положения которого позволяют отметить:

- при ограничении давления питания возможностями существующего привода целесообразно для меньших давлений разрабатывать гидромолоты с большими площадями рабочей камеры;

- при отсутствии таких ограничений необходимо установить оптимальное сочетание  $S_p$  и  $P_g$  (рис. 1, линия положений  $\eta_{ymax}$  5).

Увеличение диаметра штока ведет к уменьшению  $\eta_{ymax}$  (рис. 2, кривая 7), а увеличение показателя разрушаемости  $a_y$  – к уменьшению  $\eta_{ymax}$  (кривая 6). Возможные ограничения площади рабочей камеры, обусловленные ограничениями хода бойка габаритными условиями и величиной силы отдачи (точки на кривых 1...5, рис. 2), не изменяет качественного характера отмеченных зависимостей. К реализации, очевидно, целесообразны параметры, соответствующие максимальному коэффициенту полезного действия в пределах, ограниченных точками.

Полученные выражения можно использовать для исследований отдельных видов потерь энергии и установления их влияния на экономичность процесса энергопреобразования в целом, для иных схем и постановок задач.

Анализ показывает, что давление жидко-

сти в напорной магистрали в период взвода бойка носит колебательный характер, обусловленный податливостью упругих шлангов и колебаниями бойка, вызванными жесткостью пневмогидравлического аккумулятора.

На рис. 3 представлены зависимости скорости бойка от давления в напорной магистрали, полученные в результате обработки данных эксперимента [7].

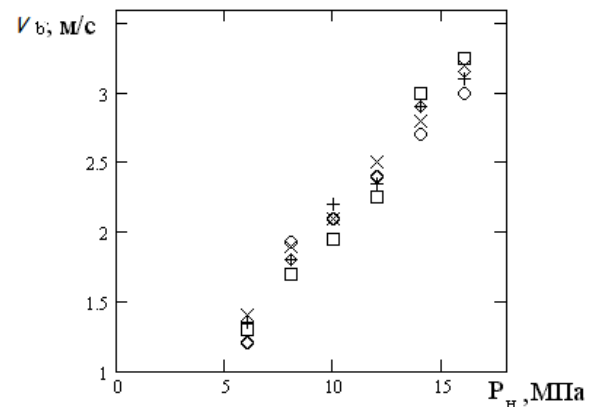


Рис. 3. Зависимость скорости бойка  $v_b$  от давления в напорной магистрали  $P_n$  (для пяти опытов)

Динамика процесса объясняется следующим образом. Когда боек неподвижен (прижат к инструменту под действием давления газа пневмогидравлического аккумулятора), в напорной магистрали происходит нарастание давления жидкости. Это приводит к упругой деформации шлангов и накоплению в них потенциальной энергии. При давлении жидкости, достаточном для преодоления силы сопротивления сжатия газа аккумулятора, боек начинает взводиться под действием подачи насоса и накопленной энергии в упругих шлангах, сообщая при этом бойку дополнительное ускорение. Давление жидкости падает в напорной магистрали из-за постоянства производительности насоса. По мере падения давления жидкости боек тормозится под действием газа аккумулятора, а это способствует нарастанию давления в напорной магистрали и накоплению в шлангах потенциальной энергии. Колебательный характер давления жидкости при обратном ходе приводит к тому, что взвод бойка заканчивается при различных значениях давления

жидкости и скорости бойка. В результате чего изменяется выбег бойка и действительная величина длины рабочего хода.

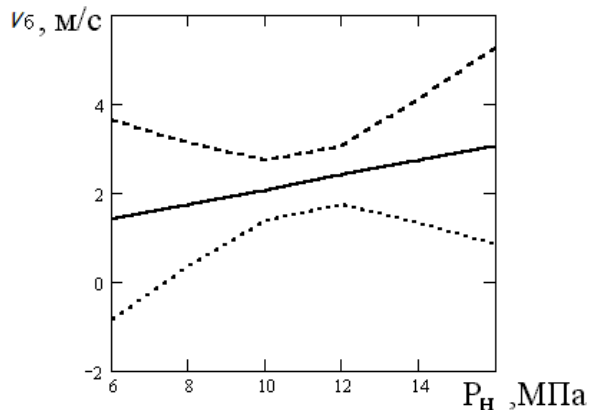


Рис. 4. Регрессионная зависимость скорости бойка  $v_b$  от давления в напорной магистрали  $P_H$  и доверительная область для регрессии

Скорость разгона бойка и энергия удара определяются фактической длиной рабочего хода в каждом цикле. Отклонение энергии удара бойка от расчетной составляет 12...15%. Упругость элементов гидропривода снижает ударную мощность гидропневмоударника. При проектировании активных рабочих органов (гидромолотов) необходимо учитывать при расчете выходных характеристик упругие свойства элементов гидропривода, и чем выше частота нанесения ударов,

тем их влияние существеннее.

В ходе математической статистической обработки экспериментальных данных [7] установлена регрессионная зависимость (рис. 4) скорости бойка от давления в напорной магистрали методом наименьших квадратов, найдены коэффициенты регрессии, определены доверительные коридоры для параметров, дисперсии, а также определена доверительная область для всей линии регрессии.

## 5. Заключение

Полученная математическая модель отражает в принятой схематизации общий случай движения бойка гидромолота и соответствует тактам рабочего хода бойка, что позволит оптимизировать эксплуатационные характеристики гидромолота на стадии проектирования.

Результаты исследования могут быть использованы при разработке методики расчета оптимальных параметров при конструировании гидромолота и полученные выражения использовать для установления влияния основных параметров на экономичность процесса энергопреобразования в целом, а также для иных схем и задач.



## Литература

1. Земсков В.М. Направления развития конструкций машин для разрушения прочных грунтов // *Материалы V международного научного симпозиума*. Орел: Госуниверситет–УНПК, 2013.
2. Лазуткин С.Л., Лазуткина Н.А. Прогрессивная конструкция гидравлического ударного устройства // *Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета*. 2011. №3. С. 5-11.
3. Митусов А.А., Решетникова О.С. Исследование параметров системы управления гидромолота для дробления горных пород // *Успехи современного естествознания*. 2014. № 12-5. С. 604-609.
4. Митусов А.А., Решетникова О.С., Митусов П.Е., Лагунова Ю.А. Исследование гидромолота для дробления горных пород // *Горный информационно-аналитический бюллетень*. 2016. № 11. С. 125-134.
5. Решетникова О.С. Исследование характеристик движения бойка гидравлического молота // *Горный информационно-аналитический бюллетень*. 2015. № 11. с. 408-411.
6. Трубин А.С. Рабочий цикл гидромолота: исследование, моделирование // *Строительные и дорожные машины*. 2018. №4. С. 21-23.
7. Трубин А.С. Исследование и выбор рациональных параметров гидромолота // *Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ)*. 2018. № 1(52). С. 42-46.
8. Andersson H., Sigfridsson E., Simonsson K., Leidermark D., Hilding D., Schill M. Validation of a co-simulation approach for hydraulic percussion units applied to a hydraulic hammer // *Advances in Engineering Software*. 2019. № 131. P. 102-115.
9. Parsakhoo A., Hosseini S.A., Ghaffariyan M.R. Economics of a hydraulic hammer for forest road construction in a mountainous area // *Journal of Forest Science*. 2011. № 12. P. 565-573.
10. Hu J.-P., Yuan Z., Peng Y.-M., Li K.-J. Research on electro-hydraulic control sys-

## References

1. Zemskov V.M. *Napravleniya razvitiya konstruktsiy mashin dlya razrusheniya prochnykh gruntov*. In: *Materialy V Mezhdunarodnogo nauchnogo simpoziuma*. Orel, gosuniversitet-UNPK. 2013. P. 152-156. (In Russian)
2. Lazutkin S.L., Lazutkina N.A. *Progressivnaya konstruktsiya gidravlicheskogo udarnogo ustroystva*. *Vestnik Permskogo natsionalnogo issledovatel'skogo politekhnicheskogo universiteta*, 2011, No. 3, pp. 5-11. (In Russian)
3. Mitusov A.A., Reshetnikova O.S. *Issledovaniye parametrov sistemy upravleniya gidromolota dlya drobleniya gornykh porod*. *Uspekhi sovremennogo yestestvoznaniya*, 2014, No. 12-5, pp. 604-609. (In Russian)
4. Mitusov A.A., Reshetnikova O.S., Mitusov P.E., Lagunova Yu.A. *Issledovaniye gidromolota dlya drobleniya gornykh porod*. *Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten*, 2016, No.11, pp. 125-134. (In Russian)
5. Reshetnikova O.S. *Issledovaniye kharakteristik dvizheniya boyka gidravlicheskogo molota*. *Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten*, 2015, No.11, pp. 408-411. (In Russian)
6. Trubin A.S. *Rabochiy tsikl gidromolota: issledovaniye, modelirovaniye*. *Stroitelnyye i dorozhnyye mashiny*, 2018, No. 4, pp. 21-23. (In Russian)
7. Trubin A.S. *Issledovaniye i vybor ratsionalnykh parametrov gidromolota*. *Vestnik Moskovskogo avtomobilno-dorozhnogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta (MADI)*, 2018, No.1, pp. 42-46. (In Russian)
8. Andersson H., Sigfridsson E., Simonsson K., Leidermark D., Hilding D., Schill M. *Validation of a co-simulation approach for hydraulic percussion units applied to a hydraulic hammer*. *Advances in Engineering Software*, 2019, No.131, pp. 102-115.
9. Parsakhoo A., Hosseini S.A., Ghaffariyan M.R. *Economics of a hydraulic hammer for forest road construction in a mountainous area*. *Journal of Forest Science*,

tem of new pile hammer // Chinese Journal of Engineering Design. 2018. № 1. P. 103-109.

11. Liu Shuangshuang. Performance analysis of hydraulic hammer at home and abroad // International Journal of Research in Engineering and Science. 2016. Vol. 4. № 8. P. 52-56.

12. Xueqin Huang. Development status of hydraulic hammers and development trends of hydraulic hammers used in oil and gas well drilling // The Electronic Journal of Geotechnical Engineering. 2016. Vol. 21. P. 5453-5464.

13. Jocanović T. Hydraulic hammer excavator failure due to solid particle contamination // Vojnotehnicki Glasnik. 2016. № 1. P. 112-129.

14. Qiu Y., Li B., Fu X., Yang G., Hu J. Suppressing water hammer of ship steering systems with hydraulic accumulator // Chinese Journal of Engineering Design. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering. 2014. № 2. P. 136-148.

15. Ding W.-S., Tian L., Liu K. Analysis of dynamic characteristic of transient impact from hydraulic hammer // Huanan Ligong Daxue Xuebao (Ziran Kexue Ban). 2016. № 11. P. 63-70.

2011, No.12, pp. 565-573.

10. Hu J.-P., Yuan Z., Peng Y.-M., Li K.-J. Research on electro-hydraulic control system of new pile hammer. *Chinese Journal of Engineering Design*, 2018, No.1, pp. 103-109.

11. Liu Shuangshuang. Performance analysis of hydraulic hammer at home and abroad. *International Journal of Research in Engineering and Science*, 2016, Vol.4, No.8, pp. 52-56.

12. Xueqin Huang. Development status of hydraulic hammers and development trends of hydraulic hammers used in oil and gas well drilling. *The Electronic Journal of Geotechnical Engineering*, 2016, Vol. 21, pp. 5453-5464.

13. Jocanović T. Hydraulic hammer excavator failure due to solid particle contamination. *Vojnotehnicki Glasnik*, 2016, No.1, pp. 112-129.

14. Qiu Y., Li B., Fu X., Yang G., Hu J. Suppressing water hammer of ship steering systems with hydraulic accumulator. *Chinese Journal of Engineering Design. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, 2014, No.2, pp. 136-148.

15. Ding W.-S., Tian L., Liu K. Analysis of dynamic characteristic of transient impact from hydraulic hammer. *Huanan Ligong Daxue Xuebao (Ziran Kexue Ban)*, 2016, No.11, pp. 63-70.

УДК (UDC) 621.86

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ  
МОБИЛЬНОЙ КАНАТНОЙ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ МАШИНЫ,  
РАЗМЕЩЕННОЙ НА СКЛОНЕTHE DYNAMIC LOADING STUDY OF A MOBILE TRANSPORT  
AND TECHNOLOGICAL MACHINE, PLACED ON A SLOPEХимич А.В., Лагерев И.А.  
Khimich 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.** В работе рассматриваются подходы к моделированию динамики мобильной канатной транспортно-технологической машины, рабочий орган которой перемещается вдоль линейно протяженного кабеля с помощью лебедки. Мобильная машина состоит из двух пространственно разнесенных модулей, размещенных на склоне, и закреплена канатной оттяжкой. Разработана математическая модель, учитывающая колебания рабочего органа на тяговом и несущем канатах при его движении вдоль склона. Выполнено численное решение. Проанализированы результаты.

**Ключевые слова:** мобильная канатная машина, склон, лебедка, канат, динамика.

**Дата принятия к публикации:** 11.06.2022  
**Дата публикации:** 25.06.2022

**Сведения об авторах:**

**Химич Анна Васильевна** – аспирант ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского»,  
*e-mail: annahimich14@mail.ru.*

**Лагерев 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

**Abstract.** The paper considers approaches to modeling the dynamics of a mobile cable lifting machine, the working body of which is moved along a linearly extended cable using a winch. The mobile machine consists of two spatially spaced modules placed on the slope, and is secured by a cable car. A mathematical model has been developed that takes into account the vibrations of the working body on the traction and load-bearing ropes when it moves along the slope. Numerical integration of the equations of motion is carried out. The results are analyzed.

**Keywords:** mobile rope machine, slope, winch, rope, dynamics.

**Date of acceptance for publication:** 11.06.2022  
**Date of publication:** 25.06.2022

**Authors' information:**

**Anna V. Khimich** – student, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University,  
*e-mail: annahimich14@mail.ru.*

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

ORCID: 0000-0002-0921-6831

**Благодарности**

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

**Acknowledgements**

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

**1. Введение**

Выполнение рабочих операций мобильными транспортно-технологическими машинами на крутых склонах сопряжено с рядом технических сложностей. Наиболее важным при этом является обеспечение общей ус-

тойчивости машины во всех рабочих режимах. Для этого помимо усовершенствования аустрингеров и иных опорных устройств машин традиционных конструкций, возможен переход к инновационным конструкциям – канатным транспортно-технологическим машинам [1, 2].

Исследуемая канатная транспортно-технологическая машина в общем виде показана на рис. 1. По крутому склону 1 длиной  $L$  и углом наклона к горизонту  $\alpha$  (как правило,  $\alpha > 30^\circ$ ) между верхней 2 и нижней 3 базовыми станциями (модулями) машины расположен несущий канат 7, по которому движется рабочий орган или груз 4, приводимый в движение тяговым канатом 6 с помощью лебедки 5. Верхняя станция (модуль) машины закреплена оттяжкой 8, которая зафиксирована на склоне [1].

При работе машины тяговый и несущий канат оказывают воздействие на рабочий орган. Расчетная схема этого процесса показана на рис. 2. Грузозахватный орган совершает колебательные движения вдоль тягового каната по координате  $x_0$ , а также в вертикальном направлении по координате  $y_0$ .

Линейное перемещение тягового каната при работе лебедки описывается координатой  $x_1$ . При работе машины рабочий орган может покоиться на месте.

Верхняя базовая станция закреплена на склоне оттяжкой и колеблется на ней вдоль координаты  $x_2$ .

Нижняя базовая станция связана с верхней тяговым канатом, по направлению которого она совершает колебания по координате  $x_3$ . Этот процесс также оказывает влияние на колебания рабочего органа из-за влияния на жесткость несущего каната, по которому передвигается рабочий орган.

Рабочий орган смещается из точки  $O$  в точку  $O_1$  на расстояние  $\delta_0$  (перемещение вдоль тягового каната  $\delta_{0x}$ , вертикальное перемещение  $\delta_{0y}$ ).

В статье приведена математическая модель для исследования динамической нагруженности данной системы. Под динамической нагруженностью понимается состояние машины при воздействии рабочих воздействий, выраженное в виде реализаций процессов изменения координат и скоростей, а также динамических усилий в канатах.

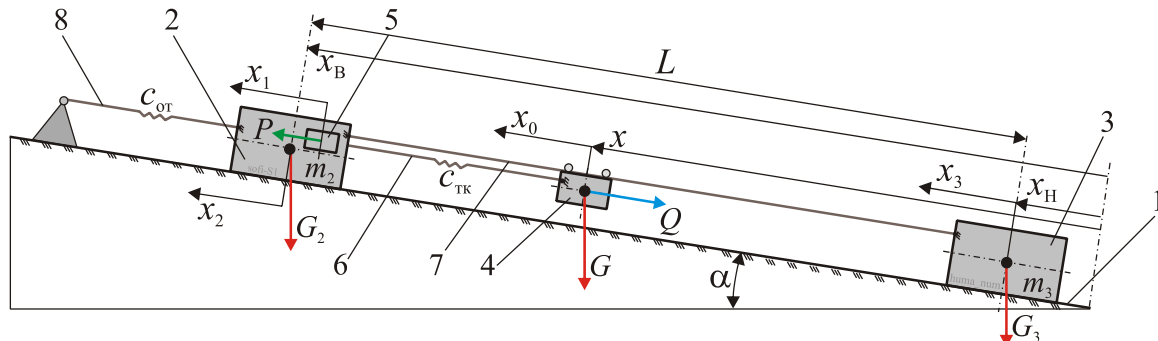


Рис. 1. Исходная расчетная схема канатной грузоподъемной машины: 1 – склон; 2 – верхняя базовая станция (модуль); 3 – нижняя базовая станция (модуль); 4 – рабочий орган; 5 – лебедка; 6 – тяговый канат; 7 – несущий канат [1]; 8 – оттяжка

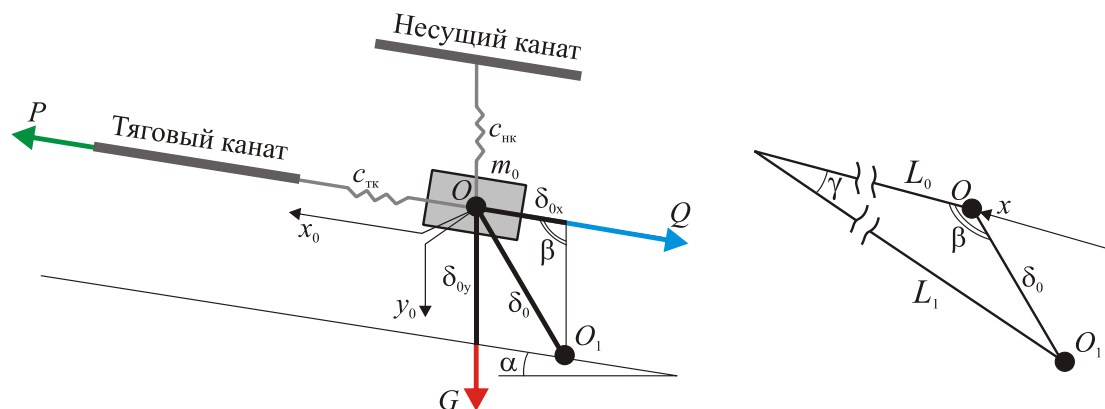


Рис. 2. Расчетная схема канатной грузоподъемной машины с учетом влияния тягового и несущего канатов

## 2. Математическая модель для исследования нагруженности

Как было указано выше, можно выделить два режима работы машины:

- режим 1 – рабочий орган перемещается вдоль склона, приводимый в движение лебедкой, что создает дополнительные динамические воздействия на всю систему, при этом базовые станции совершают колебания около положения равновесия, при позиционировании рабочего органа внешние воздей-

$$\begin{cases} m_0 \ddot{x}_0 + c_{\text{тк}}(x_1 - x_0 - x_2) - c_{\text{нк}} y_0 \sin \alpha = -Q - G \sin \alpha; \\ m_0 \ddot{y}_0 - c_{\text{нк}} y_0 + c_{\text{тк}}(x_1 - x_0 - x_2) \sin \alpha = G + Q \sin \alpha; \\ m_1 \ddot{x}_1 + c_{\text{тк}}(x_0 + x_2 - x_1) = P(\dot{x}_1); \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_{\text{от}} x_2 + c_{\text{нк23}}(x_2 - x_3) = -G_2 \sin \alpha; \\ m_3 \ddot{x}_3 + c_{\text{нк23}}(x_3 - x_2) = -G_3 \sin \alpha, \end{cases} \quad (1)$$

где  $x_0$ ,  $y_0$ ,  $x_1$ ,  $x_2$  и  $x_3$  – линейные координаты (соответственно) рабочего органа вдоль тягового каната, в вертикальном направлении, привода лебедки, верхней базовой станции (модуля), нижней базовой станции (модуля), м;  $m_0$  – масса рабочего органа канатной машины с грузом, кг;  $m_1$  – приведенная к линейному движению тягового каната масса привода и вращающихся частей лебедки, кг;  $m_2$ ,  $G_2$  – масса, кг, и вес, Н, верхней базовой станции (модуля);  $m_3$ ,  $G_3$  – масса, кг, и вес, Н, нижней базовой станции (модуля);  $c_{\text{тк}}$  – жесткость тягового каната, Н/м;  $c_{\text{нк}}$  – жесткость несущего каната при колебаниях рабочего органа вдоль координаты  $y_0$ , Н/м;  $c_{\text{нк23}}$  – жесткость несущего каната при анализе колебаний базовых станций, Н/м;  $c_{\text{от}}$  – жесткость оттяжки, Н/м;  $Q$  – внешнее воздействие со стороны рабочего органа, которое задается в виде закона или совокупности значений, Н;  $G$  – вес рабочего органа с грузом, Н;  $P(\dot{x}_1)$  – приведенное к линейному движению тягового каната тяговое усилие лебедки, зависящее от скорости ее вращения [3], Н.

ствия со стороны предмета труда постоянны или равны нулю (холостой ход);

- режим 2 – рабочий орган покоится на месте, при этом рабочий орган и базовые станции совершают колебания около положения равновесия, как правило, в этом режиме рабочий орган активно взаимодействует с предметом труда, что вызывает интенсивное воздействие на всю систему.

Математическая модель для исследования нагруженности мобильной канатной транспортно-технологической машины в режиме 1 имеет следующий вид:

Начальные условия для решения системы уравнений (1):

$$\begin{aligned} x_0(t=0) &= x; \\ y_0(t=0) &= y; \\ \dot{x}_1(t=0) &= x_{10}; \\ x_2(t=0) &= x_B; \\ x_3(t=0) &= x_H, \end{aligned}$$

где  $t$  – модельное время в ходе численного интегрирования, с;  $x$ ,  $y$  – начальное положение рабочего органа вдоль тягового каната и в вертикальном направлении соответственно, м;  $x_B$ ,  $x_H$  – начальное положение базовых станций на склоне, м;  $x_{10}$  – номинальная скорость вращения лебедки, приведенная к линейному движению тягового каната, м/с.

Остальные начальные условия при  $t=0$  считаются нулевыми (кроме случаев поэтапного моделирования, когда начальные условия для моделирования текущего рабочего цикла машины определяются исходя из расчетов для предыдущего цикла).

Решение уравнений движения проводится численно методом Рунге-Кутты в программе собственной разработки. Шаг интегрирования по времени с учетом рекомендаций был выбран 0,01 с.

Математическая модель для исследования нагруженности мобильной канатной транспортно-технологической машины в режиме 2 имеет следующий вид:

$$\begin{cases} m_0 \ddot{x}_0 + c_{\text{TK}}(-x_0 - x_2) - c_{\text{HK}} y_0 \sin \alpha = -Q - G \sin \alpha; \\ m_0 \ddot{y}_0 - c_{\text{HK}} y_0 + c_{\text{TK}}(-x_0 - x_2) \sin \alpha = G + Q \sin \alpha; \\ m_1 \ddot{x}_1 = 0; \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_{\text{om}} x_2 + c_{\text{HK}23}(x_2 - x_3) + c_{\text{TK}}(x_0 + x_2) = -G_2 \sin \alpha; \\ m_3 \ddot{x}_3 + c_{\text{HK}23}(x_3 - x_2) = -G_3 \sin \alpha. \end{cases} \quad (2)$$

Начальные условия для решения системы уравнений (2):

$$\begin{aligned} x_0(t=0) &= x; \\ y_0(t=0) &= y. \end{aligned}$$

Жесткость несущего каната изменяется в зависимости от положения грузозахватного органа между базовыми станциями.

Расчетная схема к определению  $c_{\text{HK}}$  приведена на рис. 3. В основу определения же-

сткости положено вычисление податливостей  $\varepsilon_i$  – деформаций каната (прогибов) при приложении единичной силы в  $i$ -й его точке. Тогда жесткость  $c_{\text{HK}i}$  несущего каната в  $i$ -й его точке можно вычислить как  $\varepsilon_i^{-1}$ . При численном интегрировании  $c_{\text{HK}}$  вычисляется на каждой итерации с учетом текущего значения  $x$ .

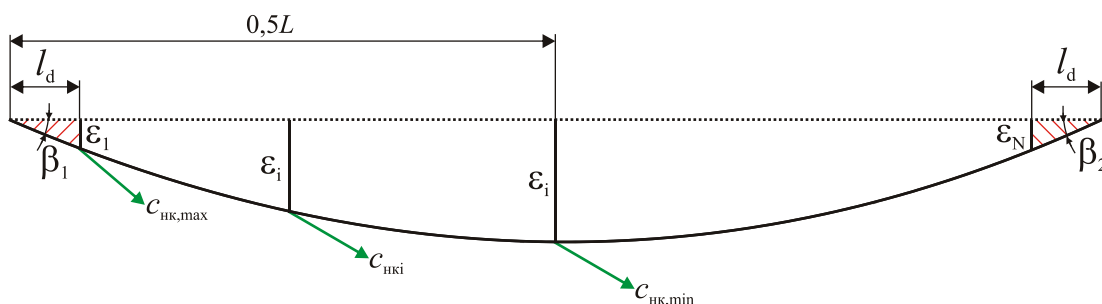


Рис. 3. Расчетная схема к определению жесткости несущего каната

Жесткость несущего каната можно вычислить следующим образом:

$$c_{\text{HK},i} = \left( (L-x)^2 + (L-x+\Delta)^2 + (L-x)(L-x+\Delta) \right)^{-0.5},$$

где

$$\Delta = \left[ EF \left( \sin \beta_1 + \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1} \sin \beta_2 \right) \right]^{-1},$$

$E$  – модуль упругости, Па;  $F$  – площадь сечения несущего каната,  $\text{м}^2$ ; углы ветвей

$$\beta_1 = \arcsin \left( \frac{H}{L-x} \right), \quad \beta_2 = \arcsin \left( \frac{H}{x} \right).$$

Минимального значения жесткость несущего каната  $c_{\text{HK},\text{min}}$  достигает на середине склона при  $x = 0,5L$  (здесь максимален прогиб каната). Максимальное значение жесткость несущего каната достигает на краях. С целью обхода сингулярности при вычис-

лении жесткости, считаем, что грузозахватный орган не доходит до базовой станции на величину

$$l_d = \min(x - x_H).$$

### 3. Результаты моделирования нагруженности

Моделирование выполнено для канатной транспортно-технологической машины со следующими параметрами:  $m_0 = 500$  кг,  $m_1 = 126000$  кг,  $m_2 = m_3 = 5000$  кг,  $c_{\text{TK}} = 100000$  Н/м,  $c_{\text{от}} = 500000$  Н/м,  $c_{\text{HK},\text{min}} = 900000$  Н/м,  $c_{\text{HK},\text{max}} = 2100000$  Н/м,  $Q = 0$  Н,  $G = 4905$  Н,  $G_2 = G_3 = 49050$  Н, максимальное значение  $P = 5396$  Н,  $x = 0,2$  м,  $x_H = 0$  м,  $x_B = 7$  м,  $y_0 = 0$  м,  $x_{10} = 0,129$  м/с,  $l_d = 0,2$  м,  $\alpha = 30^\circ$ .

Закон изменения тягового усилия лебедки принят аналогичным закону, приведенному в [3]. При моделировании рабочий орган поднимается из начального положения до точки

$$x = x_B - l_d,$$

где  $Q = 100 \sin(2t) 100 \sin t$  Н.

Результаты интегрирования уравнений движения показаны на рис. 4 – 6.

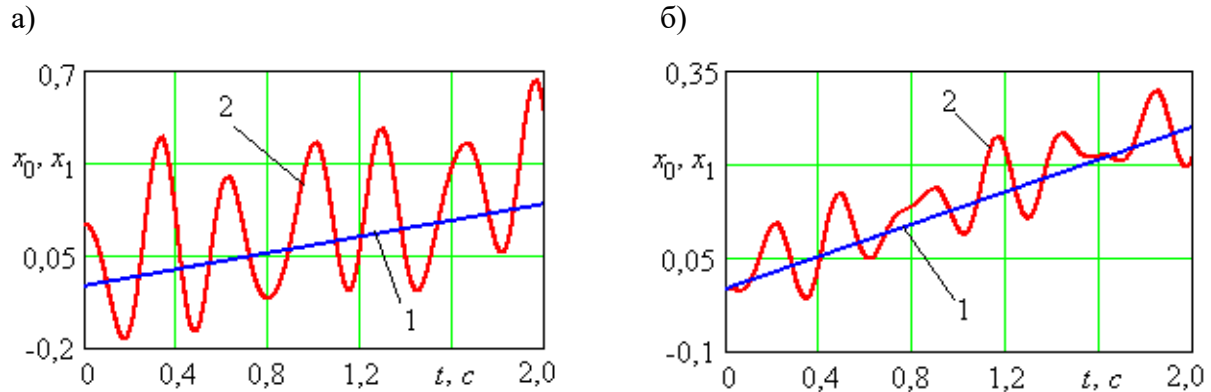


Рис. 4. Результаты расчета подъема грузозахватного органа: а – с учетом колебаний базовых станций и оттяжки; б – без учета (упрощенная модель [1]); 1 – для лебедки; 2 – для грузозахватного органа

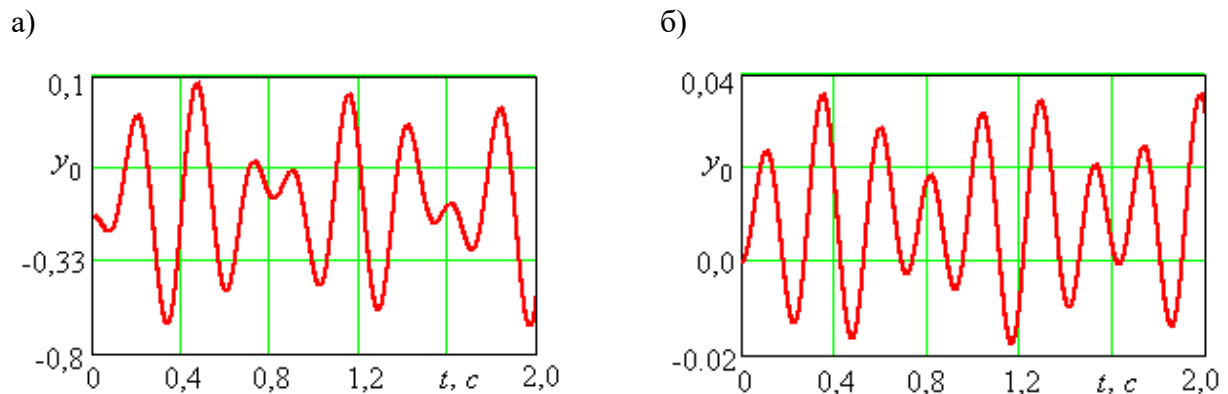


Рис. 5. Результаты расчета вертикальных колебаний грузозахватного органа: а – с учетом колебаний базовых станций и оттяжки; б – без учета (упрощенная модель [1]); 1 – для лебедки; 2 – для грузозахватного органа

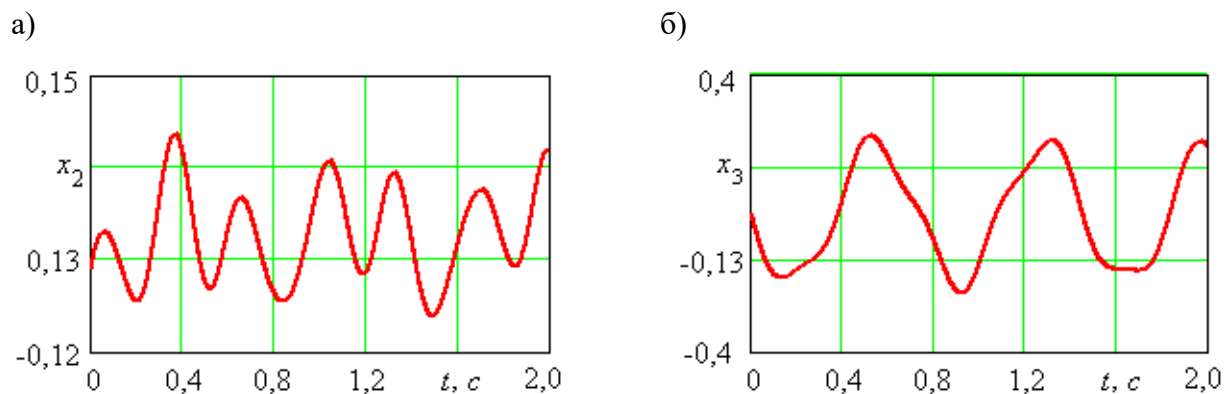


Рис. 6. Результаты расчета колебаний базовых станций: а – верхняя базовая станция; б – нижняя базовая станция

#### 4. Основные выводы

На основе результатов исследования можно сделать следующие выводы.

1. Учет влияния тягового и несущего каната позволяет повысить точность исследования рабочих процессов. Амплитуды и частоты колебательных процессов координат и скоростей вдоль тягового каната выше, чем без учета влияния несущего каната (по данным работы [1]).

#### Список литературы

1. Лагерев И.А., Химич А.В. Математическое моделирование динамики кабельной грузоподъемной машины // Ученые записки Брянского государственного университета. 2022. №1. С. 7-10.

2. Лагерев И.А. Динамическая нагруженность крана-манипулятора машины для сварки трубопроводов при движении с грузом // Подъемно-транспортное дело. 2011. №3. С. 7-10.

3. Лобов, Н.А. Динамика грузоподъемных кранов / Н.А. Лобов. М.: Машиностроение, 1987. 160 с.

2. Подвижность базовых станций при их закреплении растяжкой приводит к увеличению амплитуд горизонтальных колебаний грузозахватного органа в 2 раза, вертикальных колебаний – в 2,5 раза (по сравнению с системой с жестко закрепленными базовыми станциями). В 2...2,5 раза растут динамические усилия в канатах. Частоты колебаний остаются примерно одинаковыми, но меняется фаза колебаний, что обусловлено колебаниями базовых станций относительно положений равновесия.

#### References

1. Lagerev I.A., Khimich A.V. Mathematical modeling of dynamics cable lifting machine. *Uchenye zapiski Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2022, No.1, pp. 7-10. (In Russian)

2. Lagerev I.A. Trunk pipeline welding machine crane-manipulator dynamics during freight movement. *Podemno-transportnoe delo*, 2011, No.3, pp. 7-10. (In Russian)

3. Lobov N.A. *Dinamika gruzopodemnykh kranov* [Overhead cranes dynamics]. Moscow, Mashinostroenie, 1987. 160 p.



УДК (UDC) 67.019

ИССЛЕДОВАНИЕ ПОТЕРЬ СЖИЖЕННОГО ПРИРОДНОГО ГАЗА ПРИ ЕГО  
ТРАНСПОРТИРОВКЕ В КАЛИНИНГРАДСКУЮ ОБЛАСТЬ И ПОСЛЕДУЮЩЕЙ  
РЕГАЗИФИКАЦИИINVESTIGATION OF LIQUEFIED NATURAL GAS LOSSES DURING ITS  
TRANSPORTATION TO THE KALININGRAD REGION AND FURTHER  
REGASIFICATIONЩербань П.С., Мазур Е.В., Сеницын О.А.  
Shcherban P.S., Mazur E.V., Sinitsyn O.A.Балтийский федеральный университет им. И. Канта (Калининград, Россия)  
I. Kant Baltic Federal University (Kaliningrad, Russian Federation)

**Аннотация.** В современных геополитических условиях транспортировка энергоресурсов и, в том числе, сжиженного природного газа в Калининградскую область приобрела ключевое значение. Существующие объекты инфраструктуры и технические средства, в частности, подземное хранилище газа «Романово» и плавучая регазификационная установка «Маршал Василевский», позволяют во многом преодолеть сложившиеся кризис. Вместе с тем следует учитывать, что реализуемый способ транспортировки сжиженного природного газа до Калининградской области и последующей регазификации не лишен недостатков. Вследствии естественной убыли и несовершенства технологических решений часть сжиженного газа может быть потеряна. В статье представлены результаты исследования причин и предварительных прогнозируемых объемов потерь сжиженного природного газа) в ходе его перевозки плавучей регазификационной установкой «Маршал Василевский» от порта Усть-Луга до подземного хранилища газа «Калининград» с последующей регазификацией и закачкой в подземные резервуары. Проведен анализ возможных технических и технологических решений, позволяющих сократить объемы потерь и сохранить транспортируемый сжиженный природный газ для последующего использования.

**Ключевые слова:** транспортировка газа, энергобезопасность, потери газа, газозовы, регазификация.

**Дата принятия к публикации:** 02.06.2022  
**Дата публикации:** 25.06.2022

**Сведения об авторах:**

**Щербань Павел Сергеевич** – кандидат технических наук, доцент образовательно-научного кластера «Институт высоких технологий», Балтийский Федеральный Университет им. И. Канта,  
e-mail: [ursa-maior@yandex.ru](mailto:ursa-maior@yandex.ru).

ORCID: 0000-0001-5106-7852

**Мазур Екатерина Владимировна** – ассистент образовательно-научного кластера «Институт высо-

**Abstract.** In modern geopolitical conditions, the transportation of energy resources and, in particular, liquefied natural gas to the Kaliningrad region has acquired key importance. The existing infrastructure facilities and technical devices, in particular the underground gas storage "Kaliningrad" and the floating Storage Regasification Unit "Marshal Vasilevskiy", make it possible to overcome the current crisis in many ways. At the same time, it should underline that the implemented method of liquefied natural gas transportation to the Kaliningrad region and its regasification has different drawbacks, as a result of natural losses and imperfections of technological solutions, part of the liquefied gas may be lost. The article presents the results of a study of the causes and preliminary projected volumes of losses of liquefied natural gas during its transportation by the floating Storage Regasification Unit "Marshal Vasilevskiy" from the port of Ust-Luga to the Romanovo underground gas storage with subsequent regasification and injection into underground reservoirs. The analysis of possible technical and technological solutions allowing to reduce the volume of losses and save the transported liquefied natural gas for subsequent use is carried out.

**Keywords:** gas transportation, energy security, gas losses, gas carriers, regasification.

**Date of acceptance for publication:** 02.06.2022  
**Date of publication:** 25.06.2022

**Authors' information:**

**Pavel S. Shcherban** – PhD in Technical Sciences, Associate Professor of the educational and scientific cluster "Institute of High Technologies", I. Kant BFU,  
e-mail: [ursa-maior@yandex.ru](mailto:ursa-maior@yandex.ru)  
ORCID: 0000-0001-5106-7852

**Ekaterina V. Mazur** – Assistant of the educational and scientific cluster "Institute of High Technologies", I.

ких технологий», Балтийский Федеральный Университет им. И. Канта,  
e-mail: [ekaterina.mazur@gmail.com](mailto:ekaterina.mazur@gmail.com).

ORCID: 0000-0003-2657-6369

**Синицын Олег Алексеевич** – студент специальности «Сервис на предприятиях нефтегазового комплекса» образовательно-научного кластера «Институт высоких технологий», Балтийский Федеральный Университет им. И. Канта,  
e-mail: [sinitsyn-aa@yandex.ru](mailto:sinitsyn-aa@yandex.ru).

Kant BFU, e-mail: [ekaterina.mazur@gmail.com](mailto:ekaterina.mazur@gmail.com)  
ORCID: 0000-0003-2657-6369

**Oleg A. Sinitsyn** – student of the specialty "Service at the enterprises of the oil and gas complex" of the educational and scientific cluster "Institute of High Technologies", I. Kant BFU,  
e-mail: [sinitsyn-aa@yandex.ru](mailto:sinitsyn-aa@yandex.ru)

## 1. Введение

Энергобезопасность Калининградской области как эксклавного субъекта является задачей федерального значения. Учитывая высокую зависимость региона от газа и энергоснабжения, на протяжении ряда лет государством реализуется комплекс мероприятий по созданию альтернативных каналов поставок газа и генерации электрической энергии. Создание подобных мощностей требует одновременного применения передовых технологий – минимизирующих потери как в процессе транспортировки, так и в процессе хранения энергоресурсов.

В результате запуска системы плавучей регазификационной установки сопряженной с подземным хранилищем газа, открылся новый энергетический канал для Калининградской области. В работе анализируется ряд особенностей функционирования оборудования плавучей регазификационной установки и возможные потери транспортируемого газа, исследуются варианты сокращения данных потерь.

## 2. Оценка потребностей Калининградской области в дополнительном газоснабжении

В настоящее время Калининградская область ежегодно расходует порядка 2,5 млрд куб. м природного газа [1]. Около трети от данного объема расходуется непосредственно для выработки тепловой энергии, остальной поставляемый газ задействован в промышленном производстве и выработке электричества.

Фактически существующая газотранспортная система (газопровод Минск-Каунас-Калининград) работает на полную мощность.

При этом в регионе имеется существенный дефицит объемов поставок газа.

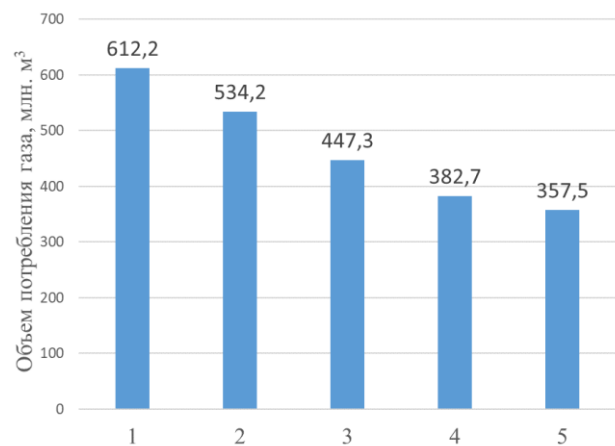


Рис. 1. Дополнительные потребности Калининградской области в природном газе: 1 - разработка месторождений калийно-магниевых солей; 2 - доведение теплоэлектроцентрали до максимальных мощностей; 3 - догазификация области; 4 - увеличение объемов производства предприятий строительной промышленности; 5 - увеличение объемов производства предприятий пищевой промышленности

Так реализация ряда проектов (строительство Нивенского горно-обогатительного комбината, поднятие мощности производства электроэнергии на Теплоэлектроцентраль-2, увеличение производственной мощности предприятий региона и в целом подключение новых абонентов) невозможны без дополнительного снабжения природным газом. Общий дополнительный объем природного газа на покрытие всех потребностей области составляет 2,33 млрд. куб. м. (рис. 1).

Стоит учитывать, что реализация представленных проектов планировалась в течение 2022-2030 гг., что требует оперативной



### 3. Оценка потерь сжиженного природного газа при транспортировке и последующей регазификации

Чтобы получить искомые зависимости по определению потерь сжиженного природного газа от испарений во время проведения рейса газотопливного транспортного средства были определены тип и характеристика грузовой емкости, которые использовались в последующих расчетах (табл. 2) [3]. С учетом того факта, что средняя температура во время рейса колеблется незначительно в виду короткого плеча подвоза, можно говорить о том, что изменения температур в рейсе не оказывают существенного влияния на величины суммарных потерь сжиженного природного газа. Для того, чтобы рассчитать количество потерь сжиженного природного газа, необходимо знать продолжительность рейса и среднюю температуру воздуха.

Таблица 2  
Основные параметры судового танка для транспортировки сжиженного газа

Параметр	Значение
Геометрический объем, м <sup>3</sup>	5618
Максимальное допустимое давление внутри емкости, бар	5
Начальный объем сжиженного природного газа, м <sup>3</sup>	5000
Начальная масса сжиженного природного газа, т	2150
Тип изоляции	П
Коэффициент теплопроводности изоляции, Вт/м <sup>2</sup>	0,024
Толщина слоя изоляции, м	0,6
Коэффициент теплопередачи, Вт/м <sup>2</sup> *К	0,04

На протяжении года длительность рейса остается неизменной, однако изменяется дата его начала и окончания, а также средняя температура в ходе рейса (табл. 3).

Определить потери сжиженного природного газа  $M_{xp}$  в ходе рейса можно с помощью следующей формулы

$$M_{xp} = k \cdot A \cdot T_x^{0,884} \cdot t_{cp}^B, \quad (1)$$

где:  $k$  – коэффициент теплопередачи (передачи тепла от окружающей среды в сжиженный природный газ);  $A$  – регрессионный коэффициент, зависящий от массы сжиженного

природного газа в грузовой емкости;  $T_x$  – время хранения сжиженного природного газа на борту;  $T_{cp}$  – среднерейсовая температура воздуха, рассчитанная путем усреднения среднесуточных температур в течение рейса;  $B$  – регрессионный коэффициент [4].

Следует принять, что регрессионный коэффициент  $A$  представлен в виде зависимости от массы хранящегося на судне сжиженного природного газа. Благодаря этому, можно осуществлять оценку потерь сжиженного природного газа, принимая произвольное значение массы в зависимости от используемой емкости.

Для определения регрессионного коэффициента  $A$ , необходимо воспользоваться следующей формулой:

$$A = 2,76 \cdot 10^{-6} \cdot M_{СПГ}^{0,66}, \quad (2)$$

где:  $M_{СПГ}$  – масса сжиженного природного газа, хранящегося в емкости].

Для всех типов емкостей значение регрессионного коэффициента, который стоит в качестве показателя степени параметра  $T_x$ , одинаковое – 0,884.

Этот факт объясняется тем, что в процессе испарения сжиженного природного газа в емкостях разного типа происходят физические процессы одинакового характера [4]. Регрессионный коэффициент  $B$  зависит от коэффициента передачи тепла  $k$ . Для определения регрессионного коэффициента  $B$ , применяется следующая формула:

$$B = 1,98 - 0,253 \cdot k. \quad (3)$$

Таким образом, по результатам расчетов, общие потери при транспортировке сжиженного природного газа судном «Маршал Василевский» за год составили 301235 кг или 640,9 м<sup>3</sup>. Поскольку за год судно может перевезти 2436000 м<sup>3</sup>, то потери сжиженного природного газа при транспортировке составляют 0,026 % от этого объема, что соответствует норме. Расчет по количеству оборудования, арматуры и коэффициентам выбросов дает оценку фугитивным выбросам, испаряющимся в процессе регазификации. Расчет по количеству оборудования, арматуры и коэффициентам выбросов дает оценку фугитивным выбросам, испаряющимся в процессе регазификации.

Таблица 3

## Предварительные расчеты потерь сжиженного природного газа для плавучей регазификационной установки «Маршал Василевский»

№ рейса	Дата начала рейса	Дата окончания рейса	Длительность рейса, дни	Средняя температура в ходе рейса, С°	Средняя температура в ходе рейса, К	Потери сжиженного природного газа, кг	Потери сжиженного природного газа, м <sup>3</sup>
1	10.01	24.01	14	-5,4	267,8	19769	42,1
2	07.02	20.02	14	-5,0	268,1	19821	42,2
3	06.03	19.03	14	1,2	274,4	20742	44,1
4	03.04	16.04	14	3,6	276,8	21100	44,9
5	30.04	13.05	14	5,1	278,3	21331	45,4
6	01.06	14.06	14	10,1	283,3	22092	47,0
7	22.06	05.07	14	14,8	288,0	22817	48,6
8	19.07	01.08	14	17,1	290,2	23169	49,3
9	15.08	28.08	14	18,0	291,2	23316	49,6
10	07.09	20.09	14	16,2	289,4	23035	49,0
11	01.10	14.10	14	10,6	283,8	22169	47,2
12	23.10	05.11	14	6,1	279,3	21482	45,7
13	16.11	29.11	14	-0,9	272,3	20434	43,5
14	10.12	23.12	14	-4,1	269,0	19951	42,5

Данный подход соответствует требованиям American Petroleum Institute [5], он заключается в подсчете количества разных видов оборудования и арматуры, таких как краны, измерительные приборы, запорная арматура, и др., а также на использовании соответствующих им коэффициентов выбросов вне зависимости от того герметична арматура или нет. Обладая данными о количестве сжиженного природного газа и диффузных выбросов, можно оценить потери с применением коэффициентов, характерных для природного газа [4]. Это самый простой способ для определения потерь при регазификации, так как для его использования необходимо обладать информацией только о количестве применяемого оборудования. К недостаткам этого метода можно отнести то, что он дает оценку исключительно потенциальным выбросам, а не фактическим. Поскольку для расчета выбросов используется лишь она переменная величина - количество оборудования и арматуры, которая в процессе эксплуатации практически не меняется, становится невозможным определение тенденций, характеризующих изменение величины потерь.

Согласно схеме (рис. 2), в процессе регазификации используется следующее основное оборудование с соответствующими для них коэффициентами выбросов, (табл. 4.). Эти коэффициенты показывают осредненное количество выбросов, которое приходится на определенный вид оборудования и арматуры в час. При определении общего количества суммарных фугитивных выбросов необходимо обладать данными о количестве оборудования, а также о времени его работы в часах.

Процесс регазификации на плавучей регазификационной установке «Маршал Василевский» в среднем занимает 7 дней [2].

Суммарные диффузные выбросы от одного вида оборудования рассчитываются с помощью следующей формулы:

$$E = \sum (N_i E_{fi}) \cdot t, \quad (4)$$

где:  $E$  - суммарные фугитивные выбросы от определенного вида оборудования;  $N_i$  - количество определенного вида оборудования;  $E_{fi}$  - удельные выбросы от определенного вида оборудования;  $t$  - количество часов работы оборудования в течение года [4]

Таким образом, по результатам расчетов, общие потери в процессе регазификации за

год составили 10381163 кг, что в переводе на метры кубические – 7526,4 м<sup>3</sup>.

Таблица 4  
 Коэффициенты выбросов углеводородов для утечек, обнаруженных при регазификации

Оборудование / арматура	Количество, ед.	Коэффициент выбросов газа, м <sup>3</sup> /ч/оборудование
Кран (регулирующий, охранный)	4	0,18
Запорная арматура	13	0,18
Клапан, стравливающий газ	1	0,06
Измерительный прибор	1	0,08

Поскольку за год регазифицируется 2436000 м<sup>3</sup> газа, потери сниженного природного газа составляют 0,31% от этого объема, что указывает на превышение нормы. Суммарно за год при транспортировке и регазификации теряется 0,318% сжиженного природного газа от его общего объема.

Согласно расчетам, при регазификации теряется наибольшее количество сжиженного природного газа, что говорит о том, что предприятиям применяют не подходящее для этого процесса оборудование.



Рис. 3. Доля утечек по оборудованию при транспортировке газа от плавучей регазификационной установки к подземному хранилищу

Последовательно рассмотрим оборудование и арматуру, которые уже эксплуати-

руются на Калининградском подземного хранилища газа, а также предложим ряд рекомендаций, включающих в себя варианты для модернизации плавучей регазификационной установки «Маршал Василевский» и регазификационных систем, с целью снижения потерь сжиженного природного газа.

#### 4. Мероприятия по снижению количества потерь сжиженного природного газа в процессе регазификации

Потенциальная вероятность утечек существует всегда, когда речь идет об оборудовании имеющем стыки и герметизацию этих стыков. Минимизировать появление fugitive leaks возможно при использовании оборудования для регазификационной инфраструктуры со сварными стыками, но не во всех узлах это осуществимо. Особое внимание при определении выбросов уделяется системе клапанов (запорная арматура), задвижкам, вентилям, заслонкам. На рис. 4 показана клиновая задвижка и выделены звенья системы, где чаще всего происходят утечки [6].

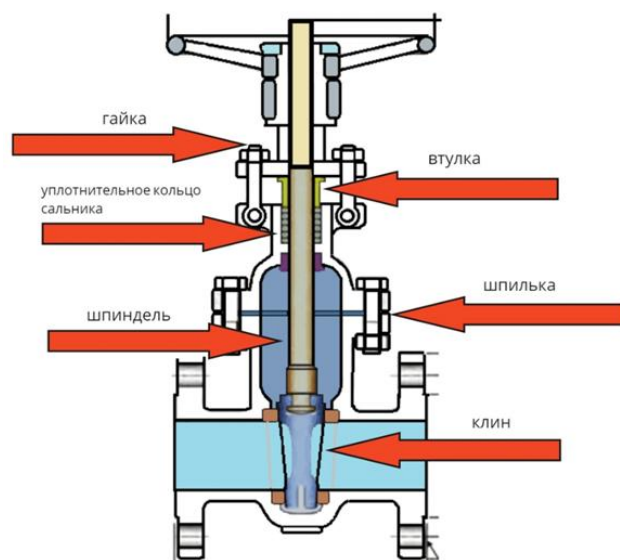


Рис. 4. Клиновая задвижка

Фланцевые соединения корпуса клапана с трубопроводом, соединение крышки клапана с корпусом, а также область уплотнения штока – это основные центры утечки. Эффективная возможность утечки в области уплотнения штока наиболее высокая и связано

это с движением штока вверх-вниз, перепадами температуры окружающей среды, попадание частиц и, как следствие, раннему износу уплотнения [6].

Фланцевые соединения, хоть и в меньшей мере относительно уплотнения штока, но несут в себе риск утечки газа. В этой области клапанной системы соединения происходят за счет затяжки болтов, если понизить или повысить значения момента затяжки, то утечка произойдет либо по причине недостаточной нагрузки при герметизации, либо по причине деформации фланца. Вибрация, чрезмерная нагрузка трубопровода, отклонение болтового соединения, воздействие напряжений – все это факторы, влияющие на возможность диффузных выбросов.

Согласно инструкции по расчету и нормированию выбросов (Стандарт Газпрома 2-1.19-058-2006) объем сбрасываемого газа  $V_r$  ( $\text{м}^3$ ) от предохранительного клапана при проверке его работоспособности определяется по формуле:

$$V_r = 37,3 \cdot F \cdot K_k \cdot P \cdot \sqrt{\frac{z}{T}} \cdot t, \quad (5)$$

где:  $F$  - площадь сечения клапана;  $K_k$  - коэффициент расхода газа клапаном;  $P$ ,  $T$  - рабочее давление и температура;  $z$  - коэффициент сжимаемости газа;  $t$  - время проверки работоспособности предохранительного клапана; 37,3 - эмпирический коэффициент,  $\text{м К}^{0,5} / \text{МПа} \times \text{с}$ .

В свою очередь, оценка максимально возможных аварийных выбросов природного газа (утечек) от запорно-регулирующей арматуры (фланцевых соединений и уплотнений) в периоды от обнаружения до их ликвидации определяются в соответствии с руководящим документом № 39-142-00 (Методика расчета выбросов вредных веществ в окружающую среду от неорганизованных источников нефтегазового оборудования):

$$M = A \cdot c \cdot a \cdot n_1 \cdot n_2, \quad (6)$$

$$G = M \cdot t, \quad (7)$$

где:  $A$  - расчетная величина аварийного выброса (утечки), равная 0,021 кг/ч;  $c$  - массовая концентрация компонента газа в

долях единицы;  $a$  - расчетная доля уплотнений, потерявших свою герметичность, 0,293;  $n_1$  - общее количество единиц запорно-регулирующей арматуры;  $n_2$  - количество фланцевых соединений или уплотнений на одном запорном устройстве;  $t$  - усредненное время эксплуатации запорно-регулирующей арматуры, потерявшей герметичность.

Эти расчеты не являются сложными и могут предоставить нам прогноз в первом случае и оценить вероятный масштаб выбросов в случае аварийных утечек газа. Но сформировать истинную базу физически существующих потерь, применяя расчетные методы как единственные, не целесообразно.

Неконтролируемые утечки углеводородного сырья, в том числе, места уплотнения штока клапана, места болтовых и фланцевых соединений, могут быть обнаружены, в частности, при помощи программы обнаружения и устранения утечек (разработанная программа для контроля выбросов применяется в США, Европейском союзе и Канаде с 1980-х годов). Реализация программы детектирования утечек показала высокую эффективность в управлении фугитивными утечками, а также в направлении разработки планов по сокращению выбросов [6].

В многоступенчатых исследованиях и углубленном анализе методов определения выбросов газа, были задействованы, кроме традиционных на сегодняшний день, таких как установка датчиков для измерения деформации (тензодатчики, линейные потенциометры и т.д.), демонстрирующих высокую надежность при потере герметичности, и экспериментальные программы применяемые к болтовым фланцевым соединениям. К таким программа относится анализ волоконно-оптических брегговских решеток применяемых к болтовым соединениям при циклических нагрузках [7]. Помимо способов управления неконтролируемыми утечками, стоит также обратить внимание на повышение качества материалов уплотнений для фланцевых соединений [8].

Использование таких материалов, как графит в сочетании с высокоэффективной

смазкой может обеспечить герметичное фланцевое соединение при различных внешних факторах, таких как высокая скорость скольжения, температура и т.д.

Усовершенствование системы крепления болтов, обеспечивающей равномерную нагрузку на уплотнение, поможет добиться герметичного фланцевого соединения с предсказуемой и точной нагрузкой [9].

Таблица 5

Методики по учету потерь углеводородных газов

Наименование документа
Методика определения технологических потерь сжиженных углеводородных газов на газонаполнительных станциях, газонаполнительных пунктах и автогазозаправочных станциях. Разработана ОАО «Гипрониигаз»
ОСТ 153-39.2-046-200.3. Методика определения нормативов технологических потерь газообразного и жидкого углеводородного сырья при его компримировании и переработке
СТО Газпром 11-2005. Методические указания по расчету валовых выбросов углеводородов (суммарно) в атмосферу в ОАО «Газпром». Разработан ООО «Газпром ВНИИГАЗ»
СТО Газпром 2-1.19-128-2007. Технические нормы выбросов и утечек природного газа от технологического оборудования. Разработан ООО «Газпром ВНИИГАЗ»
СТО Газпром 2-1.19-060-2006. Инструкция по расчету и нормированию выбросов газонаполнительных станций (ГНС). Разработан ОАО «Промгаз»
СТО Газпром 2-1.19-307-2009. Инструкция по расчету объемов выбросов, сбросов и промышленных отходов на объектах транспорта и хранения газа. Разработан ООО «Газпром ВНИИГАЗ»
СТО Газпром 2-1.19-540-2011. Нормирование выбросов загрязняющих веществ в атмосферу при добыче, транспорте и хранении газа. Разработан ООО «Газпром ВНИИГАЗ»

Основными критериями оценки клапанной системы газопроводов могут служить: тип клапана, уровень примесей в перекачиваемом продукте, состав летучих выбросов, доступ к месту установки клапана, тип фланцевого соединения и т.д. Анализ российских и зарубежных методов, инструкций и стандартов в области предотвращения и сокращения потерь природного газа (табл. 5) дает направление

для дальнейшего развития национальной базы нормативов [10]. Зачастую, отсутствие надежных данных о количестве, точном месте утечки, результативных путях управления процессом потерь, среди прочих факторов, несет в себе сложность в эффективной оценке рисков фугитивных утечек в газопроводной системе.

Подходы в управлении рисками, направленные на снижение их частоты возникновения, применение которых возможно при ограничении полного перечня условий для их проведения, были разработаны и опробованы за счет модификации классического подхода анализа видов и последствий отказа [11].

На примере анализа видов и последствий отказов для магистральных нефтегазопроводов был разработан новый подход путем интеграции выделенных преимуществ универсальной системы с базой нечетких правил [12] и алгоритмом реляционного анализа "серых" систем [13]. Предложенное комплексное применение методов в рамках системы газопроводов показало такие преимущества как работа с ограниченными входными данными, компенсацию слабых звеньев классического подхода в части данной отрасли. Рассмотрение такой интеграции может стать полезным дополнительным инструментом в работе по повышению надежности газопроводной системы.

Реформирование процесса управления в нефтегазовой отрасли на сегодняшний день может быть направлено на предотвращение возникновения утечек, увеличение срока работоспособности газопроводов и постепенный переходу на отечественное технологическое оснащение.

## 5. Выводы

По результатам исследования определены возможные объемы утечек природного газа при транспортировке его в сжиженной форме плавучей регазификационной установкой «Маршал Василевский» и последующей регазификации. Установлено, что объемы потерь газа непосредственно в ходе транспортировки не превышают нормативно-допустимые показатели, однако, в ходе рега-



зификации выбросы могут составлять до 0,31% от транспортируемого объема. Таким образом, основное внимание должно быть уделено проблеме фугитивных утечек в запорной арматуре газотранспортных линий от плавучей регазификационной установки до подземного хранилища газа.

Учитывая разработки специалистами российских нефтедобывающих компаний методов учета потерь [14] и методов расчета газопроводов, имеющих различные дефекты [15, 16], существует несколько направлений для дальнейшего сокращения фугитивных выбросов в процесс регазификации газа с плавучей регазификационной установки «Маршал Василевский» на подземное хранилище газа «Калининград» с последующей закачкой в подземные резервуары.

На основе существующей отраслевой нормативной базы, а также с учетом нарабатанного объема статистических данных по утечкам и современных методов управления надежностью, необходимо разработать национальные стандарты по методам диагно-

стики и средствам контроля фугитивных утечек.

С учетом текущего положения вещей и острой необходимости в импортозамещении Публичное акционерное общество Газпром необходимо провести исследования по созданию программ аналогичных анализу волоконно-оптических брегговских решеток и обнаружению и устранению утечек, которые будут направлены на повышение надежности конструкции запорной арматуры газопроводов.

Компании эксплуатирующей плавучую регазификационную установку «Маршал Василевский», а также подземное хранилище газа «Калининград» необходимо воспользоваться зарубежным опытом на примере проведения модернизированного анализ видов и последствий отказов системы газопроводов с целью управления рисками, выявления опасных мест и повышения надежности фланцевых соединений. Рассмотреть использование новейших материалов, направленных на предотвращение утечки в основных центрах клапанной системы.

### Список литературы

1. Арунянц Г.Г. Основные проблемы регулирования деятельности системы газоснабжения Калининградской области // Балтийский экономический журнал. 2020. № 1(29). С. 72-80.

2. Разгонюк А.С. Анализ некоторых особенностей эксплуатации плавучих регазификационных установок при диверсификации поставок газа в Калининградскую область // Оригинальные исследования. 2020. Т. 10. № 2. С. 104-110.

3. Реуцкий А.С, Павловский О.В., Таровик В.А. Определение потерь СПГ при выполнении бункеровки и сопутствующих технологических операций // Труды Крыловского государственного научного центра. 2020. № 1. С. 122-130.  
DOI 10.24937/2542-2324-2020-1-S-I-122-130

4. Аكوпова Г.С., Голушко В.В., Дорохова Е.В. Методические основы определения и нормирования технологических потерь природного газа на объектах малотон-

### References

1. Arunyanc, G. G. Osnovnye problemy regulirovaniya deyatelnosti sistemy gazosnabzheniya Kaliningradskoj oblasti. *Baltiyskij ekonomicheskij zhurnal*, 2020. No.1(29), pp. 72-80.

2. Razgonyuk A.S. Analiz nekotoryh osobennostej ekspluatatsii plavuchih regazifikacionnyh ustanovok pri diversifikatsii postavok gaza v Kaliningradskuyu oblast. *Originalnye issledovaniya*, 2020. Vol. 10. No. 2, pp. 104-110.

3. Reuckij A.S, Pavlovskij O.V., Tarovik V.A. Opredelenie poter SPG pri vypolnenii bunkerovki i soputstvuyushchih tekhnologicheskikh operatsii. *Trudy Krylovskogo gosudarstvennogo nauchnogo centra*. 2020. No. 1. pp. 122-130. DOI 10.24937/2542-2324-2020-1-S-I-122-130.

4. Akopova G.S., Golushko V.V., Dorohova E.V. Metodicheskie osnovy opredeleniya i normirovaniya tekhnologicheskikh poter prirodnogo gaza na

нажного производства и потребления СПГ // Вести газовой науки. 2017. № 5(33). С. 77-87.

5. Lindstad E., Rialland A. LNG and cruise ships, an easy way to Fulfil regulations versus the need for reducing GHG emissions // Sustainability. 2020. Vol. 12. №. 5. P. 2080.

6. Ke J., Li S., Zhao D. The application of leak detection and repair program in VOCs control in China's petroleum refineries // Journal of the Air & Waste Management Association. 2020. Vol. 70. №. 9. P. 862-875.

7. Paolacci F. Bolted flange joints equipped with FBG sensors in industrial piping systems subjected to seismic loads // Journal of Loss Prevention in the Process Industries. 2021. Vol. 72. P. 104576.

8. Тюрин А.А. Высоконадежные дисковые уплотнения для фланцевых соединений трубопроводов // Территория Нефтегаз. 2012. №. 11. С. 82-83.

9. Baptista R. Effect of high graphite filler contents on the mechanical and tribological failure behavior of epoxy matrix composites // Theoretical and Applied Fracture Mechanics. 2016. Vol. 85. P. 113-124.

10. Божко Г.В., Продан В.Д., Фокина М.С., Воробьева Н.И. Анализ условий допустимой утечки из разъемных соединений технологического оборудования на основе российских и зарубежных стандартов // Вестник Тамбовского государственного технического университета. 2020. Т. 26. № 3. С. 450-458.

DOI 10.17277/vestnik.2020.03.pp.450-458.

11. Hassan S. Modified FMEA hazard identification for cross-country petroleum pipeline using Fuzzy Rule Base and approximate reasoning // Journal of Loss Prevention in the Process Industries. 2022. Vol. 74. P. 104616.

12. Mamaghani A.S., Pedrycz W. Structural optimization of fuzzy rule-based models: Towards efficient complexity management // Expert Systems with Applications. 2020. Vol. 152. P. 113362.

13. Liu T.Y. A GreyART system for grey information processing // Neurocomputing. 2004. Vol. 56. pp. 407-414.

14. Рогачев А.Г. Применяемые техноло-

obektakh malotonnazhnogo proizvodstva i potrebleniya SPG. *Vesti gazovoy nauki*. 2017. No.5(33), pp. 77-87.

5. Lindstad E., Rialland A. LNG and cruise ships, an easy way to Fulfil regulations versus the need for reducing GHG emissions. *Sustainability*. 2020. Vol. 12. No.5, pp. 2080.

6. Ke J., Li S., Zhao D. The application of leak detection and repair program in VOCs control in China's petroleum refineries. *Journal of the Air & Waste Management Association*. 2020. Vol. 70. No. 9, pp. 862-875.

7. Paolacci F. Bolted flange joints equipped with FBG sensors in industrial piping systems subjected to seismic loads. *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*. 2021. Vol. 7, pp. 104576.

8. Tyurin A.A. Vysokonadezhnye diskovye uplotneniya dlya flancevykh soedinenij truboprovodov. *Territoriya Neftegaz*. 2012. No.11, pp. 82-83.

9. Baptista R. Effect of high graphite filler contents on the mechanical and tribological failure behavior of epoxy matrix composites. *Theoretical and Applied Fracture Mechanics*. 2016. Vol. 85, pp. 113-124.

10. Bozhko G.V., Prodan V., Fokina M.S., Vorobeva N.I. Analiz uslovij dopustimoy utechki iz razemnykh soedinenij tekhnologicheskogo oborudovaniya na osnove rossijskikh i zarubezhnykh standartov. *Vestnik Tambovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*. 2020. Vol. 26. No.3, pp. 450-458. DOI 10.17277/vestnik.2020.03.pp.450-458.

11. Hassan S. Modified FMEA hazard identification for cross-country petroleum pipeline using Fuzzy Rule Base and approximate reasoning. *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*. 2022. Vol. 74, pp. 104616.

12. Mamaghani A.S., Pedrycz W. Structural optimization of fuzzy rule-based models: Towards efficient complexity management. *Expert Systems with Applications*. 2020. Vol. 152, pp. 113362.

13. Liu T.Y. A GreyART system for grey information processing. *Neurocomputing*. 2004. Vol. 56, pp. 407-414.

14. Rogachev A.G. Primenyaemye tehnologii, materialy i oborudovanie - faktory

гии, материалы и оборудование - факторы влияния на снижение объемов потерь газа // Газовая промышленность. 2018. № 2 (770). С. 44-51.

15. Харионовский В.В. Надежность магистральных газопроводов: становление, развитие и современное состояние // Газовая промышленность. 2019. №1 (779). С. 56-68.

16. Методические рекомендации по оценке работоспособности трубопроводов с дефектами. М.: Газпром ВНИИГАЗ, 1996. 34 с.

† vliyaniya na snizhenie obemov poter gaza. †  
† *Gazovaya promyshlennost*. 2018. No.2 (770), †  
† pp. 44-51. †

† 15. Harionovskij V.V. Nadezhnost †  
† magistral'nyh gazoprovodov: stanovlenie, †  
† razvitie i sovremennoe sostoyanie. *Gazovaya* †  
† *promyshlennost*. 2019. No.1 (779), pp. 56-68. †

† 16. Metodicheskie rekomendacii po ocenke †  
† rabotosposobnosti truboprovodov s defektami. †  
† Moscow, Gazprom VNIIGAZ, 1996. 34 p. †

## ИНВЕСТИЦИОННАЯ ПЛАТФОРМА «ИНВЕСТИЦИОННЫЙ КОМПАС» НА СЛУЖБЕ ВНЕДРЕНИЯ РАЗРАБОТОК РОССИЙСКИХ УЧЕНЫХ

Алехин Андрей Юрьевич, Генеральный директор  
акционерного общества «Специализированный Регистратор «КОМПАС»  
alehin@zao-srk.ru

В современных условиях, связанных с недофинансированием экономики в вопросах развития предпринимательства в России, острой необходимостью срочного противостояния западным ограничениям, с необходимостью срочного развития реального импортозамещения посредством разработки и реализации соответствующих инновационных проектов, *важно создавать для российской науки благоприятные условия для популяризации своих инновационных научных разработок, привлечения к ним внимания инвесторов, внедрения научных разработок и использовать для этого все имеющиеся возможности и допущения, следующие из действующего законодательства России.*

Акционерное общество «Специализированный Регистратор «КОМПАС» (<https://zao-srk.ru/>) (АО «СРК»), являющееся профессиональным участником финансового рынка, подконтрольным Банку России, исторически развивавшееся как общество, прилагающее максимум усилий для реализации установок Президента Российской Федерации и Правительства Российской Федерации, и в настоящее сложное для российской экономики время прилагает максимум усилий для создания инфраструктуры, способствующей внедрению научных и инновационных разработок российских ученых для развития в России импортозамещения и инновационного предпринимательства. Так, *АО «СРК» одним из первых в России создало инвестиционную платформу «Инвестиционный Компас» (<https://in-ko.ru/>) - новый современный цифровой сервис, обеспечивающий содействие в привлечении инвестиций и содействие в осуществлении инвестирования. Инвестиционная платформа «Инвестиционный Компас» - первая в России полноценная инвестиционная платформа, функционирующая по принципам коллективного инвестирования, призванная обеспечивать финансирование реализации различных проектов в инте-*

*ресах России и созданная АО «СРК» во исполнение приоритетов, заявленных Президентом России в своих Указах и Поручениях.*

Порядок функционирования в России инвестиционных платформ регламентирован федеральным законом от 02 августа 2019 года №259-ФЗ «О привлечении инвестиций с использованием инвестиционных платформ и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации». Инвестиционная платформа «Инвестиционный Компас» обеспечивает мобилизацию финансовых ресурсов лиц, зарегистрировавшихся на ней в качестве потенциальных инвесторов, для финансирования проектов внедрения научных и инновационных разработок, для реализации проектов импортозамещения, инфраструктурных, инновационных, индустриальных и иных проектов субъектов малого и среднего предпринимательства, а также стартапов. Способы привлечения инвестиций, предусмотренными Инвестиционной платформой «Инвестиционный Компас», являются реализация (размещение) авторами проектов эмиссионных ценных бумаг (акций), размещаемых с использованием Инвестиционной платформы, реализация (размещение) утилитарных цифровых прав, а также предоставление лицам, привлекающим инвестиции, займов.

Для популяризации научных и инновационных разработок на сайте Инвестиционной платформы «Инвестиционный Компас» создан специальный раздел, где авторы перспективных идей, разработок, новаций могут размещать информацию о них для доведения до сведения широкого круга потенциальных инвесторов, для разработки совместно с представителями предпринимательского сообщества проектов, необходимых для внедрения результатов своих научных изысканий, для привлечения инвестиций на внедрение разработок. С использованием возможностей Инвестиционной платформы «Инве-

стиционный Компас» авторы смогут донести до широкого круга предпринимателей и инвесторов информацию о результатах своих научных изысканий доступным в изложении языком, а также указать в публикации удобные способы контактирования предпринимателей и инвесторов с авторами.

*Инвестиционная платформа могла бы использоваться авторами журнала для размещения развернутой аннотации (анонса) статьи с кратким изложением информации о сути научной разработки, со ссылкой на статью в журнале.* Мы предлагаем авторам размещение информации на сайте Инвестиционной платформы «Инвестиционный Компас» на безвозмездной основе. Российские ученые также имеют возможность самостоятельно или с помощью специалистов оператора платформы разработать инвестиционный проект внедрения результатов своих научных изысканий и разместить его на сайте Инвестиционной платформы «Инвестиционный Компас» для привлечения инвестиций. Автором проекта на Инвестиционной платформе (лицом, привлекающим инвестиции) может быть российское юридическое лицо любой организационно-правовой формы или индивидуальный предприниматель.

Сетевое издание  
**НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ВЕСТНИК**  
Брянского государственного университета  
**ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ**

**Учредитель и издатель:**

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского».

**Свидетельство о регистрации средства массовой информации  
выдано Федеральной службой по надзору  
в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций  
Эл № ФС77-62798 от 18 августа 2015 г.**

**Главный редактор сетевого издания:**

доктор технических наук, профессор  
А.В. Лагереv

**Адрес учредителя:**

ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет  
имени академика И.Г. Петровского»  
241036, Россия, Брянск, ул. Бежицкая, д. 14

**Адрес редакции и издателя:**

РИСО ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет  
имени академика И.Г. Петровского»  
241036, Россия, Брянск, ул. Бежицкая, д. 20

Дата размещения сетевого издания в сети Интернет  
на официальном сайте <http://www.ntv-brgu.ru> 25.06.2022 г.