



Научно-технический вестник

БРЯНСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО
УНИВЕРСИТЕТА

*Nauchno-Tekhnicheskiiy Vestnik
Bryanskogo Gosudarstvennogo
Universiteta*

Б Р Я Н С К

2019(4)

ISSN 2413-9920

**Научно-технический
ВЕСТНИК
Брянского
государственного
университета**

**№ 4
2019**

Технические науки

Nauchno-tehnicheskij
VESTNIK
Bryanskogo
gosudarstvennogo
universiteta

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

№ 4
2019

Engineering Science

ББК 74.580.4

Н-34

Научно-технический вестник Брянского государственного университета. № 4 (18). Брянск: РИО БГУ, 2019. – Точка доступа: <http://ntv-brgu.ru>

Размещено на официальном сайте журнала: 25.12.2019

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, 2019
© 2019 Nauchno-tehnicheskiiy 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: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-426-432

Анализ взаимодействия грузонесущей и тяговой лент промежуточного привода ленточного конвейера 426

Котельников В.В., Короткий А.А., Егельская Е.В. (Москва, Ростов-на-Дону, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-433-442

Создание системы рейтингования экспертных организаций, осуществляющих деятельность в области экспертизы промышленной безопасности 433

Кравченко С.М., Слепченко В.А. (Томск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-443-449

Влияние гравийно-галечниковых включений на процесс резания мерзлых грунтов с учетом износа резцов траншеекопателей 443

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-450-461

Конструкция и оценка эксплуатационных характеристик энергоэффективной крано-манипуляторной установки для мобильных транспортно-технологических машин 450

Лагерев А.В., Таричко В.И. Лагерев И.А. (Брянск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-462-480

Моделирование режимов работы гидроприводов с частотно-дрессельным регулированием мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов 462

Манжула К.П., Наумов А.В. (Санкт-Петербург, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-481-487

Оптимизация геометрии и массы коробчатой балки с криволинейными стенками при расчете на местную устойчивость от изгибающего момента 481

Овсянников В.Е., Васильев В.И. (Курган, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-488-496

Контроль износа инструмента при токарной обработке деталей строительно-дорожных машин в условиях ремонтного производства 488

Потахов Е.А. (Санкт-Петербург, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-497-509

Нагруженность телескопической стрелы в процессе поворота 497

- Репин С.В., Алейник В.И., Баженов А.А. (Санкт-Петербург, Российская Федерация)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-510-515
Теоретическое исследование процесса загрузки крутонаклонного конвейера 510
- Сладкова Л.А., Григорьев П.А., Крылов В.В. (Москва, Российская Федерация)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-516-522
Моделирование усилий в опорах машин основного технологического назначения на примере стрелового самоходного крана 516
- Таричко В.И., Химич А.В. (Брянск, Российская Федерация)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-523-532
Комплексная математическая модель мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса 523
- Шшикин Е.А., Иванченко С.Н. (Хабаровск, Российская Федерация)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-533-539
Моделирование конструктивных параметров новых моделей дорожных катков 533
- Штайн Г.В., Панфилов А.А. (Тюмень, Российская Федерация)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-540-548
Влияние режима работы двигателя транспортно-технологической машины на биение в сопряжении поршень-цилиндр 540
- Транспорт**
- Махкамов Н.Я., Илесалиев Д.И., Мерганов М.М. (Ташкент, Узбекистан)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-549-558
Исследование эффективности пакетизации тарно-упаковочных грузов 549

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: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-426-432

Analysis of tractive and carrying belts interaction of intermediate drive of belt conveyor 426

Kotelnikov V.V., Korotkiy A.A., Egelskaya E.V. (Moscow, Rostov-on-Don, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-433-442

Creation of a rating system for expert organizations operating in the field of industrial safety expertise 433

Kravchenko S.M., Slepchenko V.A. (Tomsk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-443-449

Influence of gravel-pebble inclusions on the process of cutting frozen soils taking into account the wear of cutters of trenchers 443

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-450-461

Design and evaluation of operational characteristics of energy efficient crane-manipulator installation for mobile transport-technological machines 450

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-462-480

Modeling operation modes of hydraulic drives with frequency-throttle regulation of mobile transport and overloading ropes complexes 462

Manzhula K.P., Naumov A.V. (Saint Petersburg, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-481-487

Geometry and mass optimization of box-shape beams with non-linear walls for local buckling due to bending 481

Ovsyannikov V.E., Vasiliev V.I. (Kurgan, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-488-496

Control of tool wear during turning of parts of construction and road machines in conditions of repair production 488

Potakhov E.A. (Saint Petersburg, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-497-509

Loading of the telescopic boom during a turn 497

Repin S. V., Aleinik V. I., Bazhenov A. A. (Saint Petersburg, Russian Federation)
DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-510-515
Theoretical study of the boot process steeply inclined conveyor 510

Sladkova L.A., Grigorev P.A., Krylov V.V. (Moscow, Russian Federation)
DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-516-522
Simulation of forces in the supports of machines of the main technological purpose on
the example of a fully mobile crane 516

Tarichko V.I., Khimich A.V. (Bryansk, Russian Federation)
DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-523-532
Comprehensive model of the mobile transport and overloading ropes complex 523

Shishkin E.A., Ivanchenko S.N. (Khabarovsk, Russian Federation)
DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-533-539
New road rollers parameters modeling 533

Shtain G.V., Panfilov A.A. (Tyumen, Russian Federation)
DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-540-548
The influence of the mode of engine operation of transport and technological cars on
the beating at the coupling piston-cylinder 540

Transport

Makhkamov N.Ya., Ilesaliev D.I., Merganov M.M. (Tashkent, Uzbekistan)
DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-549-558
Research package efficiency general cargo 549

УДК (UDC) 621.86

АНАЛИЗ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ГРУЗОНЕСУЩЕЙ И ТЯГОВОЙ ЛЕНТ
ПРОМЕЖУТОЧНОГО ПРИВОДА ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРАANALYSIS OF TRACTIVE AND CARRYING BELTS INTERACTION
OF INTERMEDIATE DRIVE OF BELT CONVEYORГончаров К.А.
Goncharov K.A.Брянский государственный технический университет (Брянск, Россия)
Bryansk State Technical University (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. В статье представлены результаты экспериментального исследования зоны контакта тяговой и грузонесущей лент промежуточного ленточного привода ленточного конвейера в поперечной ориентации с использованием тепловизионной съемки. Описаны конструкция экспериментального стенда, условия и последовательность проведения исследования. Установлены закономерности взаимодействия лент, в частности неравномерность их сцепления в зоне контакта по ширине, что выражается в проявлении ряда преимущественных продольно ориентированных зон, расположение которых в поперечной ориентации соответствует точкам контакта сечений лент с ребрами роликов поддерживающих роликсопор. На основе результатов проведенных экспериментальных исследований разработана методика расчета приведенного коэффициента сцепления лент, дополнительно учитывающая кусковатость перемещаемых грузов, в частности возможное опирание прилегающего к ленте слоя частиц груза непосредственно через их кромки. Отражены ограничения в рамках предложенной методики, определяемые типами транспортируемых материалов. Показан пример расчета коэффициента сцепления.

Ключевые слова: промежуточный привод, тяговая лента, грузонесущая лента, коэффициент сцепления, тепловой контроль, тяговый расчет, ленточный конвейер.

Дата принятия к публикации: 12.09.2019
Дата публикации: 25.12.2019

Сведения об авторах:

Гончаров Кирилл Александрович – кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Подъемно-транспортные машины и оборудование» ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет», e-mail: ptm_bstu@mail.ru.
ORCID: 0000-0002-5895-1162

Abstract. The paper presents the findings of the investigative study on the contact zone of the tractive and carrying belts of the intermediate belt conveyor drive in cross section using thermal filming. The description of the test bench, conditions and sequence of the study is provided. The regularities of belt interaction are identified; particularly the irregularity of their adhesion in width in the contact zone, resulting in a number of primary longitudinally oriented areas. The location of the areas in cross section corresponds to the contact points of the belt sections with the roller ribs of supporting roller carriages. On the basis of the investigative study, the design procedure of the reduced factor of belt adhesion is developed. The procedure takes into account lumpiness of the loads as well, particularly probable bearing of the load particle layer adjacent to the belt directly through the edges. The paper shows the limitations within the context of the proposed procedure depending on the types of transported materials. The example of traction coefficient calculation is shown.

Keywords: intermediate drive, tractive belt, carrying belt, traction coefficient, thermal control, traction calculation, belt conveyor.

Date of acceptance for publication: 12.09.2019
Date of publication: 25.12.2019

Authors' information:

Kirill A. Goncharov – PhD in Technical Sciences, associate Professor, head of the Department "Handling machinery and equipment" at Bryansk State Technical University, e-mail: ptm_bstu@mail.ru.
ORCID: 0000-0002-5895-1162

1. Введение

Проектирование промежуточных ленточных приводов ленточных конвейеров является сложной технической задачей, зависящей от множества факторов, а именно от свойств транспортируемых грузов, стабильности грузопотока, механизма сцепления тяговой и грузонесущей лент, систем управления приводами, в том числе натяжными устройствами, применяемых технических решений роликоопор и многих других.

Механизм взаимодействия тяговой и грузонесущей лент является одним из наиболее сложных для исследования и моделирования, как с теоретической, так и с экспериментальной позиций. К примеру, в работах [1-3] описаны результаты экспериментального теплового исследования взаимодействия лент в продольном направлении, в результате которых установлено, что при прохождении грузонесущей лентой зоны взаимного контакта её температура в этот период незначительно увеличивается. При этом при обработке данных использовалась привязка контрольных точек измерения к прямой линии, которая, в свою очередь, может иметь небольшие отклонения от параллельности в отношении боковой проекции линии контакта лент, что свидетельствует о возможной неравномерности при распределении взаимных контактных усилий по ширине лент.

Экспериментальное определение коэффициентов сцепления лент в промежуточных ленточных приводах проводилось в рамках исследований, описанных в работах [4, 5]. Коэффициенты определялись расчетным способом на основе данных замеров расхода энергии приводами конвейера. Стоит отметить, что полученное авторами фактическое значение коэффициента сцепления неприменимо при процедуре описанного ими же тягового расчета по критерию тяговой способности приводов, т.к. в этом случае два из трех приводов, имеющих абсолютно одинаковую длину, при одинаковом грузопотоке и прочих равных параметрах должны согласно расчету реализовывать одинаковые тяговые усилия, что опровергается опять же результатами замера расхода мощности приводов [5].

В целом, в практике проектирования можно отметить сложившуюся тенденцию принятия при процедуре тягового расчета многоприводных ленточных конвейеров с промежуточными ленточными приводами единого постоянного значения коэффициента сцепления тяговой и грузонесущей лент, что можно объяснить отсутствием дополнительных исследований в этой области, а также стремлением к упрощению процедур расчета.

2. Цель исследования

Целью настоящего исследования является экспериментальное изучение зоны контакта тяговой и грузонесущей лент промежуточного ленточного привода конвейера в поперечной ориентации с целью установления закономерностей взаимодействия лент, а также разработки обоснованной методики определения расчетного значения коэффициента их сцепления с учетом возможной неравномерности контакта по ширине лент.

3. Методика проведения исследования

Для изучения особенностей работы промежуточных ленточных приводов была разработана принципиальная схема и создана натурная конструкция экспериментального стенда (рис. 1), подробное описание которой представлено в работах [3, 6]. Стенд включает два замкнутых контура лент – верхний и нижний. Нижний контур является приводным и моделирует работу промежуточного ленточного привода. Верхний контур является ведомым, при этом его нижняя ветвь взаимодействует с приводным нижним контуром, моделируя работу грузовой ветви грузонесущей ленты конвейера. Прижатие контуров осуществляется посредством вертикальных регулировочных винтов. Привод тягового контура осуществляется с помощью мотор-барабана, установленного в его головной части. В обоих контурах применены винтовые натяжные устройства, причем натяжное устройство верхнего контура выполнено двусторонним.

Тепловая картина взаимодействия лент в поперечном направлении была исследована с



Рис. 1. Экспериментальный стенд

помощью тепловизора Fluke Ti40. Исследование проводилось с учетом рекомендаций [7].

Так, на основе рекомендаций [7] были соблюдены следующие условия теплового контроля:

1. Тепловой контроль проводился для наружных поверхностей двух элементов экспериментального стенда (лент верхнего и нижнего контуров) с учетом их выдержки в теневой части (без воздействия прямых солнечных лучей) неотапливаемого помещения лаборатории в летнее время при начальной температуре окружающей среды 22...24°C более 12 ч.

2. Поверхность ленты верхнего контура представляет собой резиновое покрытие черного цвета с коэффициентом излучения поверхности 0,94. Поверхность ленты нижнего контура с учетом частичного износа представляет собой хлопковую ткань (верхняя прокладка тягового каркаса) с коэффициентом излучения поверхности 0,77.

3. При проведении теплового контроля проводился сравнительный анализ собственных температурных значений отдельно для каждого объекта контроля, в связи с чем, в качестве реперных зон были выбраны непосредственно ленты верхнего и нижнего контуров. В начале проведения контроля температура реперных зон соответствовала температуре окружающей среды и была определена бесконтактным методом в соответствии с [7]. Проводимый сравнительный анализ объ-

ектов исследования исключал необходимость сравнения их абсолютных температурных показателей друг с другом, вследствие чего при представлении результатов обработки данных не производилось приведение температур с использованием коэффициентов излучения поверхностей.

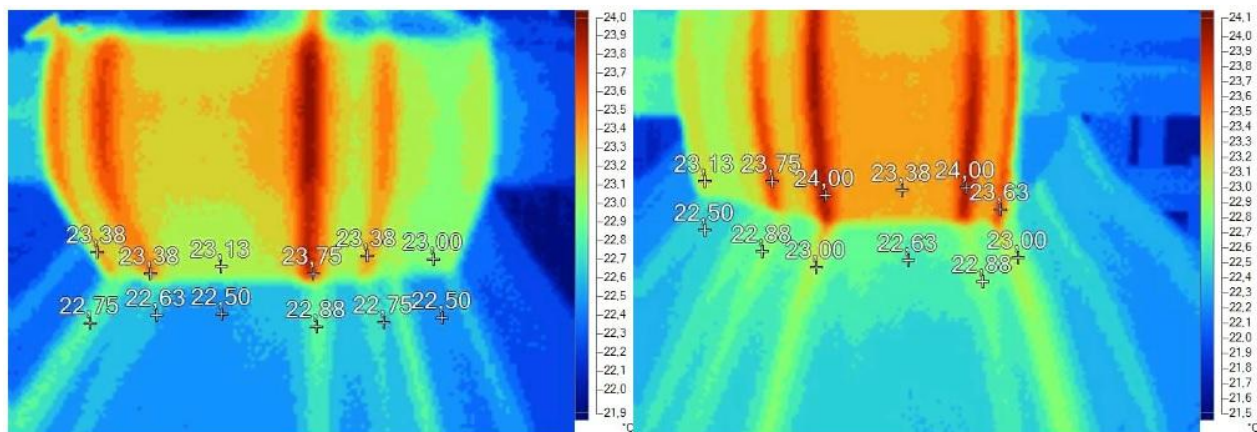
Экспериментальное исследование представляло собой тепловую съемку зоны контакта лент при непрерывной работе стенда (скорость движения лент 2 м/с, без буксования, взаимного проскальзывания и бокового схода) с интервалом выполнения снимков – 10 минут.

4. Результаты и их анализ

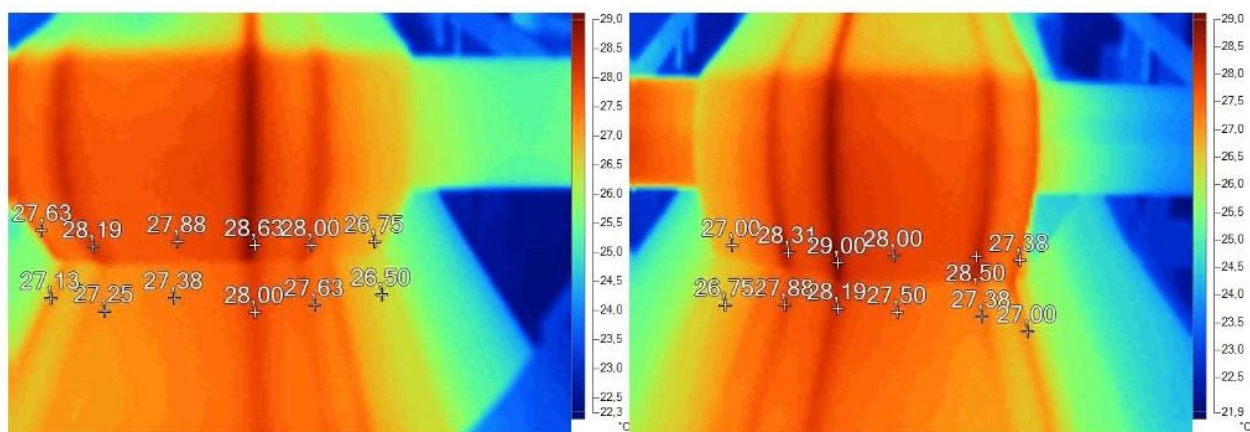
В результате проведенного экспериментального исследования было получено 14 термограмм зоны контакта лент в различные периоды времени работы стенда, часть из которых представлена на рис. 2 – 4.

При анализе термограмм можно отметить, что температуры лент верхнего и нижнего контуров за рассматриваемый период работы стенда выросли в среднем на 5°C.

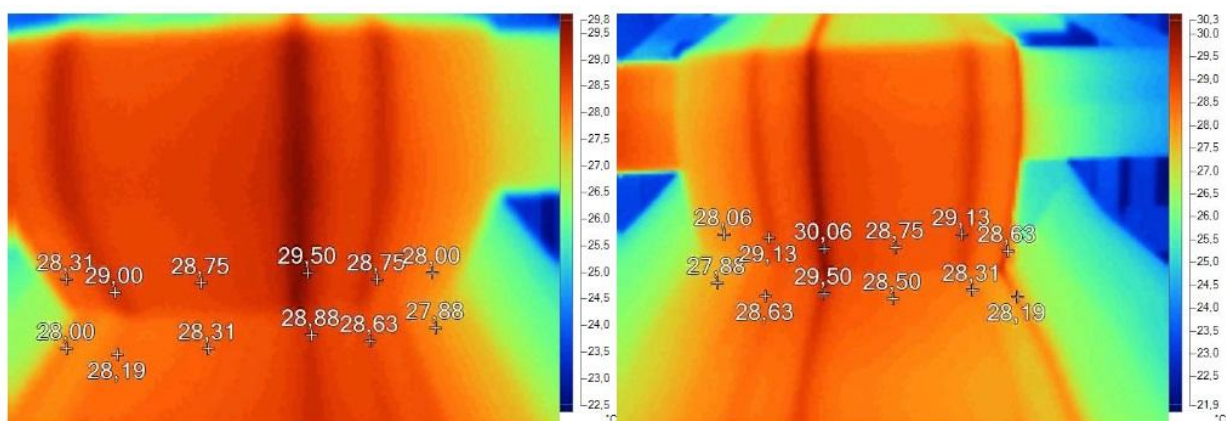
Также однозначно можно установить, что сцепление тяговой и грузонесущей лент в зоне контакта неравномерно по их ширине. Выделяется ряд преимущественных продольно ориентированных зон контакта, расположение которых в поперечной ориентации соответствует точкам контакта сечений лент с ребрами роликов поддерживающих ролико-



а) б)
 Рисунок 2 – Термограммы объектов исследования (время работы 10 мин):
 а – начало зоны контакта лент; б – конец зоны контакта лент



а) б)
 Рисунок 3 – Термограммы объектов исследования (время работы 100 мин):
 а – начало зоны контакта лент; б – конец зоны контакта лент



а) б)
 Рисунок 4 – Термограммы объектов исследования (время работы 140 мин):
 а – начало зоны контакта лент; б – конец зоны контакта лент

роликоопор, что свидетельствует о неравномерности распределения тяговой способности промежуточного ленточного привода по ширине лент.

Данный эффект можно учесть при расчетах введением процедуры дифференцирования коэффициента сцепления лент и его приведения к усредненному значению по их ширине. Картину распределения преимущест-

венных зон контакта и соответствующих им значений коэффициента сцепления лент можно представить в виде обобщенной диаграммы (рис. 5), в которой в качестве опорных точек расположения данных зон определены боковые грани роликов и возможные точки опоры транспортируемых грузов, выстроенные в зависимости от кусковатости последних.

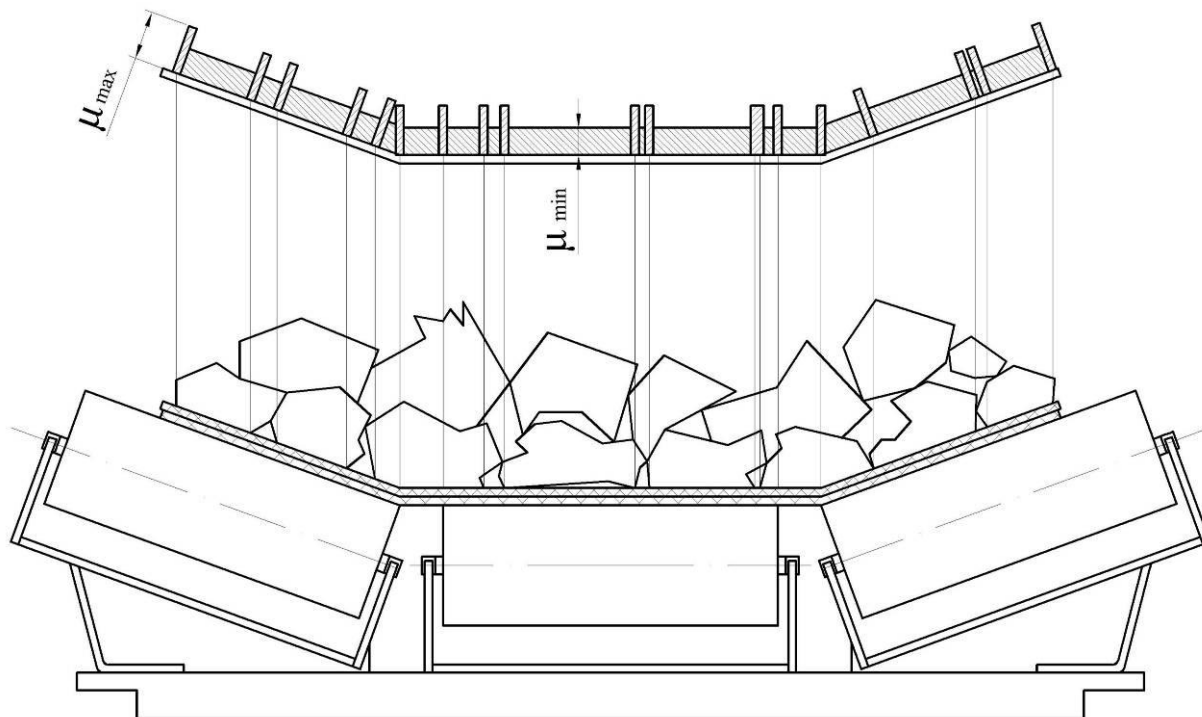


Рис. 5. Обобщенная диаграмма распределения преимущественных зон контакта по ширине лент в привязке к роликоопоре верхней ветви

В опорных точках вследствие значительного взаимного прижатия лент коэффициент сцепления будет принимать максимально возможное значение μ_{max} , задаваемое с учетом других дополнительных условий проектирования. Величину ширины зоны контакта лент, образующейся в опорных точках, можно принимать равной толщине грузонесущей ленты, что согласуется с результатами анализа тепловых картин, полученными в ходе эксперимента.

В зонах контакта лент, находящихся вне опорных точек, коэффициент сцепления будет принимать минимально возможное значение μ_{min} , также определяемое с учетом дополнительных условий проектирования. Число опорных точек $n_{онк}$, соответствующих

кромкам кусковатых грузов, предлагается приблизительно определять по зависимости

$$n_{онк} = \frac{2B}{a'}, \quad (1)$$

где B – наименьшая ширина какой-либо ленты в зоне контакта; a' – средний размер типичного куска транспортируемого груза.

Число опорных точек $n_{онр}$, соответствующих боковым граням роликов, с учетом отсутствия контакта лент и крайних граней концевых роликов роликоопоры

$$n_{онр} = 2n_p - 2, \quad (2)$$

где n_p – количество роликов в поддерживающей роликоопоре верхней ветви конвейера.

Общая длина зоны контакта лент S_{Σ} , соответствующая коэффициенту сцепления μ_{max}

$$S_{\Sigma} = 2b_{\text{л}} \left(\frac{B}{a'} + n_p - 1 \right), \quad (3)$$

где $b_{\text{л}}$ – толщина грузонесущей ленты.

Приведенный коэффициент сцепления лент в соответствии с обобщенной диаграммой распределения преимущественных зон контакта по ширине лент определяется зависимостью

$$\mu_{np} = \frac{S_{\Sigma} \mu_{max} + (B - S_{\Sigma}) \mu_{min}}{B}. \quad (4)$$

В результате преобразования выражения (4) получим

$$\mu_{np} = 2b_{\text{л}} \left(\frac{1}{a'} + \frac{n_p}{B} - \frac{1}{B} \right) (\mu_{max} - \mu_{min}) + \mu_{min} \quad (5)$$

Зависимость (5) справедлива, если выполняется условие

$$a' \geq \frac{2Bb_{\text{л}}}{B - 2b_{\text{л}}(n_p - 1)}. \quad (6)$$

В противном случае следует принять $\mu_{np} = \mu_{max}$.

Если в момент анализа тяговой способности промежуточного ленточного привода на грузонесущей ленте отсутствует груз (холостой ход конвейера), зависимость (5) представляется в виде

$$\mu_{np} = 2b_{\text{л}} \left(\frac{n_p}{B} - \frac{1}{B} \right) (\mu_{max} - \mu_{min}) + \mu_{min}. \quad (7)$$

В качестве примера рассмотрим расчетный случай со следующими исходными данными: ширина лент (тяговой и грузонесущей) $B = 100$ см; средний размер типичного куска транспортируемого груза $a' = 12,5$ см; толщина грузонесущей ленты $b_{\text{л}} = 1$ см; $\mu_{max} = 0,5$; $\mu_{min} = 0,2$; количество роликов в верхней роликоопоре $n_p = 3$.

В результате подстановки указанных данных в выражение (5) получим значение приведенного коэффициента сцепления лент $\mu_{np} = 0,26$.

Исходя из анализа полученных зависимостей, можно выделить следующие закономерности:

1) с увеличением среднего размера типичного куска транспортируемого груза приведенный коэффициент сцепления тяговой и грузонесущей лент уменьшается, что фактически соответствует наличию большего количества пустот между частицами груза при его распределении по ширине ленты по сравнению с грузами, характеризующимися меньшими размерами кусков;

2) при уменьшении грузопотока тяговая способность промежуточного ленточного привода сначала снижается за счет уменьшения распределенной нагрузки от веса груза, поступающей на привод, а затем одновременно как за счет уменьшения распределенной нагрузки от веса груза, так и за счет снижения значения приведенного коэффициента сцепления лент (с момента уменьшения количества отдельных кусков груза в поперечном сечении ленты, непосредственно контактирующих с ней).

5. Заключение

Предложенная в настоящей работе методика определения расчетного приведенного значения коэффициента сцепления тяговой и грузонесущей лент в зоне их контакта (в поперечной ориентации), базирующаяся на результатах проведенного экспериментального исследования, позволяет сформировать аргументированный подход к оценке тяговой способности промежуточного ленточного привода ленточного конвейера на стадии проектирования. В частности, коэффициент сцепления лент, определяемый согласно данной методике, целесообразно применять в качестве базиса динамического ограничения (изменяющегося во времени в зависимости от величины грузопотока конкретного рассматриваемого конвейера) тяговой способности промежуточных ленточных приводов при реализации процедуры тягового расчета вне зависимости от применяемых принципов распределения тяговых усилий между приводами.

Список литературы

1. Гончаров К.А., Гришин А.В. Экспериментальное исследование влияния натяжения тяговой и грузонесущей лент на тяговую способность промежуточного привода ленточного конвейера // Вестник Брянского государственного технического университета. 2018. №6. С.98–109.
2. Гончаров К.А., Гришин А.В. Экспериментальное исследование влияния дефектов монтажа на тяговую способность промежуточного привода ленточного конвейера // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2017. №3. С.289–295.
3. Лагереv А.В., Толкачев Е.Н., Гончаров К.А. Моделирование рабочих процессов и проектирование многоприводных ленточных конвейеров. Брянск: РИО БГУ, 2017. 384 с.
4. Дьячков В.К. Результаты исследования линейных фрикционных приводов многоприводного ленточного // Машины непрерывного транспорта: сб. науч. тр. М.: ВНИИПТМАШ, 1971. Вып. 2. №11. – С. 3–32.
5. Барабанов В.В. Результаты второго этапа эксплуатационных испытаний промышленного образца многоприводного ленточного конвейера // Машины непрерывного транспорта: сб. науч. тр. М.: ВНИИПТМАШ, 1971. Вып. 2. №11. С. 52–58.
6. Гончаров К.А., Гришин А.В. Экспериментальный стенд для исследования влияния конструкции промежуточного ленточного привода ленточного конвейера на его рабочие процессы // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2017. №1. С.52–59.
7. Методические рекомендации о порядке проведения теплового контроля технических устройств и сооружений, применяемых и эксплуатируемых на опасных производственных объектах (РД-13-04-2006). Серия 28. Выпуск 11. М.: ЗАО «Научно-технический центр исследований проблем промышленной безопасности», 2010. 32 с.

References

1. Goncharov K.A., Grishin A.V. Experimental investigation of traction and load-carrying belt tension impact upon intermediate drive tractive ability of belt conveyer. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2018, No.6, pp. 98-109. (In Russian)
2. Goncharov K.A., Grishin A.V. Experimental study of influence of installation faults on tractive ability of belt conveyor intermediate drive. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2017, No.3, pp. 289-295. (In Russian)
3. Lagerev A.V., Tolkachev E.N., Goncharov K.A. Modelirovanie rabochikh protsessov i proektirovanie mnogoprivodnykh lentochnykh konveyerov [Modeling of work processes and the design of multi-drive belt conveyor]. Bryansk, RIO BGU, 2017. 384 p. (In Russian)
4. Diachkov V.K. Rezultaty issledovaniy lineinykh friktsionnykh privodov mnogoprivodnogo lentochnogo konveyera. *Sbornik nauchnykh trudov "Mashiny nepreryvnogo transporta"*. Moscow, VNIPTMASH, 1971, Vol.2, No.11, pp. 3-32 (In Russian)
5. Barabanov V.B. Rezultaty vtorogo etapa expluatatsionnykh ispytaniy promyshlennogo obraztsa mnogoprivodnogo lentochnogo konveyera. *Sbornik nauchnykh trudov "Mashiny nepreryvnogo transporta"*. Moscow, VNIPTMASH, 1971, Vol.2, No.11, pp. 52–58 (In Russian)
6. Goncharov K.A., Grishin A.V. Experimental test bench for the study of impact of intermediate belt drive construction of belt conveyor on its operation. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2017, No.1, pp. 52-59. (In Russian)
7. Metodicheskie rekomendatsii o poryadke provedenia teplovogo kontrolya tekhnicheskikh ustroystv i sooruzheniy, primenyaemykh i expluatiuemykh na opasnykh proizvodstvennykh obyekтах (RD-13-04-2006). Seriya 28. Vypusk 11. Moscow, ZAO «Nauchno-tekhnicheskiiy tsentr issledovaniy problem promyshlennoy bezopasnosti», 2010 . 32 p. (In Russian)

УДК (UDC) 62-1/-9

СОЗДАНИЕ СИСТЕМЫ РЕЙТИНГОВАНИЯ ЭКСПЕРТНЫХ ОРГАНИЗАЦИЙ,
ОСУЩЕСТВЛЯЮЩИХ ДЕЯТЕЛЬНОСТЬ В ОБЛАСТИ ЭКСПЕРТИЗЫ
ПРОМЫШЛЕННОЙ БЕЗОПАСНОСТИCREATION OF A RATING SYSTEM FOR EXPERT ORGANIZATIONS OPERATING
IN THE FIELD OF INDUSTRIAL SAFETY EXPERTISEКотельников В.В.¹, Короткий А.А.², Егельская Е.В.²
Kotelnikov V.V.¹, Korotkiy A.A.², Egelskaya E.V.²¹ - Учебный центр «Безопасность в промышленности» (Москва, Россия)² - Донской государственный технический университет (Ростов-на-Дону, Россия)¹ - Training center "Safety in Industry" (Moscow, Russian Federation)² - Don State Technical University (Rostov-on-Don, Russian Federation)

Аннотация. Экспертиза промышленной безопасности является инструментом управления промышленной безопасностью предприятий, что требует высокого качества исполнения экспертных работ и соответствия экспертных организаций действующим требованиям. В статье проанализированы неблагоприятные факторы и тенденции на рынке экспертных услуг и предложены пути повышения их качества посредством создания рейтинговой системы экспертных организаций, позволяющей в информационной форме охарактеризовать экспертную организацию по основным критериям. Предложенная система позволит структурировать их по степени профессионализма и добросовестности, а также послужит созданию «здоровой» конкуренции и информационной открытости для заказчиков, что в результате отразится на снижении показателей аварийности и несчастных случаев при эксплуатации опасных производственных объектов.

Ключевые слова: экспертиза промышленной безопасности, опасные производственные объекты, рейтингование.

Дата принятия к публикации: 14.10.2000
Дата публикации: 25.12.2019

Сведения об авторах:

Котельников Владимир Владимирович – кандидат технических наук, директор негосударственного образовательного частного учреждения дополнительного профессионального образования «Учебный центр «Безопасность в промышленности», e-mail: vvkotel@mail.ru

Короткий Анатолий Аркадьевич – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Эксплуатация транспортных систем и логистика» Донского государственного технического университета, e-mail: thought@novoch.ru

ORCID: 0000-0001-9446-4911

Егельская Елена Владимировна – кандидат технических наук, доцент кафедры «Эксплуатация транспортных систем и логистика» Донского госу-

Abstract. Examination of industrial safety is a tool for industrial safety management of enterprises, which requires high quality of execution of expert works and compliance of expert organizations with the current requirements. The article analyzes the unfavorable factors and trends in the market of expert services and proposes ways to improve their quality by creating a rating system of expert organizations, which allows in the form of information to characterize the expert organization by the main criteria. The proposed system will structure them according to the degree of professionalism and integrity, as well as serve to create a "healthy" competition and information openness for customers, which as a result will affect the reduction of accident rates and accidents during the operation of hazardous production facilities.

Keywords: examination of industrial safety of hazardous production objects, rating.

Date of acceptance for publication: 14.10.2000
Date of publication: 25.12.2019

Authors' information:

Vladimir V. Kotelnikov - Candidate of Technical Sciences, Director of non-state educational private institution of additional professional education «Training Center of Safety in Industry», e-mail: vvkotel@mail.ru

Anatoliy A. Korotkiy - Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Department "Transport systems and logistics" at Don State Technical University, e-mail: korot@novoch.ru

ORCID: 0000-0001-9446-4911

Elena V. Egelskaya - Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department "Transport systems and logistics" at Don State Technic-

дарственного технического университета,
e-mail: egelskaya72@mail.ru
ORCID: 0000-0003-3864-9254

al University, e-mail: egelskaya72@mail.ru
ORCID: 0000-0003-3864-9254

1. Введение

Экспертиза промышленной безопасности является инструментом управления промышленной безопасностью предприятия. Внимание экспертных организаций в соответствии с законодательством о промышленной безопасности [1] обращено на технические устройства, здания и сооружения, декларации промышленной безопасности, обоснования безопасности опасного производственного объекта и другой документации. Ответственность по подтверждению соответствия объекта экспертизы требованиям промышленной безопасности, осуществляемое экспертными организациями, предусматривает административную и уголовную ответственностью экспертов по промышленной безопасности, аттестованных в соответствии с Постановлением Правительства РФ от 28 мая 2015 г. № 509 «Об аттестации экспертов в области промышленной безопасности» [2] и Федеральными нормами и правилами в области промышленной безопасности «Правила проведения экспертизы промышленной безопасности» (утверждены приказом Ростехнадзора от 14 ноября 2013 г. № 538, зарегистрированным Минюстом России 26 декабря 2013 г. № 30855) [3].

В настоящее время большинство предприятий, эксплуатирующих опасные производственные объекты, осуществляют деятельность в условиях финансовой самостоятельности и вынуждены, в большинстве случаев, при выборе поставщика услуг ориентироваться на наиболее выгодную стоимость, как правило, в ущерб качеству услуг. Рыночные отношения обнажили серьезные проблемы на рынке экспертных услуг, решение которых требует безотлагательного решения.

Требования к экспертным организациям, осуществляющим экспертизу промышленной безопасности, за последние годы ужесточались, и, как ожидалось, должно было бы привести к более высокому уровню качества экспертных услуг. Однако в настоящее время выявлены достаточно серьезные проблемы в

данной отрасли, что может впоследствии спровоцировать череду аварий технических устройств, зданий и сооружений, техногенных и экологических катастроф.

2. Постановка задачи

Согласно данным статистики [4] более 4 000 экспертных организаций имеют лицензию на проведение экспертизы промышленной безопасности. Анализ правоприменительной практики свидетельствует о массовых нарушениях обязательных требований в деятельности экспертных организаций. Например, около 72% экспертных организаций, имеющих лицензию, осуществляют свою деятельность с нарушением обязательных требований, установленных п.5 «Положения о лицензировании деятельности по проведению экспертизы промышленной безопасности», утвержденного постановлением Правительства РФ от 04.07.2012 г. № 682 [5], а именно не отвечают требованию по наличию в штате не менее 3-х аттестованных экспертов.

Рынок экспертизы промышленной безопасности ввиду участия недобросовестных экспертных организаций имеет следующие неблагоприятные факторы и тенденции:

- подделка заключений экспертизы промышленной безопасности (не проводят экспертизу, а лишь представляют готовое экспертное заключение своим заказчикам);
- массовое снижение стоимости экспертизы промышленной безопасности (уменьшение стоимости услуг на 90%);
- подделка подписей экспертов (факты фальсификации подписей экспертов на заключениях экспертизы промышленной безопасности свидетельствуют многочисленные обращения в Ростехнадзор);
- сложность оценки заказчика услуг при проведении конкурса (торгов).

Анализируя сложившуюся ситуацию, можно выделить основные проблемы услуг по экспертизе промышленной безопасности, а именно:

- низкие лицензионные требования;
- несовершенство нормативной и методической базы экспертизы промышленной безопасности с отраслевой спецификой;
- отсутствие механизмов «очистки» рынка экспертизы от недобросовестных участников;
- недостаток государственного контроля за деятельностью экспертных организаций (плановые и внеплановые проверки органами исполнительной власти Ростехнадзором).

3. Разработанные методы

Общественные организации и государственные структуры рассматривают пути решения возникшей ситуации по снижению качества оказываемых услуг, одним из которых является создание рейтинговой системы экспертных организаций, осуществляющих деятельность в области экспертизы промышленной безопасности, по аналогии с другими аналогичными областями деятельности.

Цель рейтингования – оценка качества экспертных организаций на рынке услуг по экспертизе промышленной безопасности при осуществлении закупочных процедур организациями, эксплуатирующими опасные производственные объекты.

Принимая во внимание значение слова «рейтинг» как числовой или порядковый показатель, отображающий важность или значимость определенного объекта или явления, применительно к экспертным организациям, рейтингование позволит структурировать их по степени профессионализма и добросовестности, а также послужит созданию «здоровой» конкуренции и информационной открытости для заказчиков.

Решаемые задачи при создании системы рейтингования экспертных организаций, осуществляющих деятельность в области экспертизы промышленной безопасности, позволяют:

- создать «здоровую» конкуренцию на рынке экспертизы промышленной безопасности;
- выявить добросовестные экспертные организации, обладающие собственной материально-технической базой;

- выявить экспертные организации с требуемым показателем профессиональности кадров - экспертного состава;

- обеспечить информационную открытость по деятельности экспертной организации для заказчиков и др.

Авторами предлагается создание трех систем рейтингования экспертных организаций по следующим объектам экспертизы:

- технические устройства, здания и сооружения (ТУ и ЗС);

- декларация промышленной безопасности и обоснование безопасности опасного производственного объекта (Д и ОБ);

- документация на консервацию, ликвидацию опасного производственного объекта и техническое перевооружение опасного производственного объекта (КЛ и ТП).

Критерии оценки для каждого рейтинга разрабатываются самостоятельно рабочей группой, сформированной из членов Комитета Торгово-промышленной палаты Российской Федерации по промышленной безопасности, членов Комитета Российского союза промышленников и предпринимателей по промышленной безопасности, членов Профсоюза промышленной безопасности.

Процедуру рейтингования экспертной организации, осуществляющей деятельность в области экспертизы промышленной безопасности, проводят в три этапа:

I этап – анализ первичного комплекта документов;

II этап – оценочная система предоставленных сведений;

III этап – выборочный анализ заключений экспертизы промышленной безопасности.

На первом этапе проводится анализ представленных экспертной организацией документов, на основании результатов которых принимается решение о допуске либо отказе к прохождению ко второму этапу (оценке).

В комплект документов для допуска к оценке рейтингования входят:

1) свидетельство о государственной регистрации юридического лица / индивидуального предпринимателя;

2) лицензия на осуществление деятельности по проведению экспертизы промышленной безопасности;

3) свидетельство об аттестации лаборатории неразрушающего контроля (собственность экспертной организации);

4) подтверждение финансовой стабильности организации (бухгалтерская отчетность за последние 3 года).

Важнейшей составляющей для формирования реестра рейтинга является финансовая стабильность экспертной организации.

Первый этап системы рейтингования для экспертной организации (ТУ и ЗС) производится по критериям, представленным на рис. 1.

№ п/п	Критерии для предварительного отбора
1.	Опыт работы не менее 1 года
2.	Наличие в штате как минимум 3 экспертов, которые соответствуют требованиям, установленным федеральными нормами и правилами в области промышленной безопасности, которые аттестованы в порядке, установленном Правительством Российской Федерации, и для которых работа в этой организации является основной
3.	Подтверждение финансовой стабильности организации (не менее 3-х миллионов рублей)
4.	Наличие не менее 10 экспертных заключений в год в соответствии с областью рейтинга
5.	Сведения, подтверждающие отсутствие факта приостановки лицензии
6.	Отсутствие отозванной экспертизы промышленной безопасности из Ростехнадзора по признанию ее заведомо ложной
7.	Свидетельство об аттестации лаборатории неразрушающего контроля (находящаяся в собственности экспертной организации)

Рис. 1. Критерии для предварительного отбора экспертных организаций по рейтингованию

На втором этапе экспертную организацию оценивают с помощью экспертной оценочной системы по критериям, представленным в табл. 1.

На третьем этапе осуществляется анализ представленных заключений экспертизы промышленной безопасности.

Выборочный анализ проводится по пяти заключениям экспертиз промышленной безопасности, предоставленных органами Ростехнадзора [7], и осуществляется независимой комиссией.

Анализ заключений экспертиз промышленной безопасности включает в себя:

- соответствие экспертизы промышленной безопасности требованиям нормативно-технической документации;

- исследование достоверности представленных экспертной организацией сведений об экспертах/специалистах, проводивших

экспертизу промышленной безопасности и пр.

Окончательное формирование места экспертной организации в рейтинге осуществляется с помощью суммарной оценки после прохождения всех этапов.

Система рейтингования экспертных организаций содержит 5 типов суммарной оценки:

A+ – максимальный;

A – высокий;

B+ – умеренный;

B – умеренно низкий;

C – низкий.

Для обработки результатов оценки рейтинга экспертных организаций применяется экспертный метод, суть которого заключается в статистической обработке баллов, выставленных группой квалифицированных специалистов-экспертов по значимым критериям.

Таблица 1

Факторы комплексной оценки рейтинга экспертных организаций

Перечень оценочных критериев	Оценка значимости
Перечень оценочных критериев по II этапу	
1. Стаж работы в области промышленной безопасности	
2. Количество экспертиз в год/на 1 эксперта	
3. Сведения о лаборатории неразрушающего контроля (только для группы рейтинга ТУ и ЗС):	
3.1. Оснащение, технические средства (сведения о технических средствах, приборах, материалах и средствах информационного обеспечения для осуществления неразрушающего контроля)	
3.2. Количество областей аттестации	
3.3. Нормативно-методическое обеспечение (методические документы, документы, устанавливающие нормы оценки объекта контроля)	
3.4. Персонал [6] (сведения, подтверждающие знания специалистами нормативно-правовых актов Российской Федерации в области промышленной безопасности, используемых средств измерений и оборудования, а также методов технического диагностирования, неразрушающего контроля)	
4. Сведения о лаборатории разрушающего контроля (только для группы рейтинга ТУ и ЗС)	
4.1. Оснащение, технические средства (сведения о технических средствах, приборах, материалах и средствах информационного обеспечения для осуществления разрушающих и других видов испытаний)	
4.2. Область аккредитации	
4.3. Нормативно-методическое обеспечение (методические документы, документы, устанавливающие нормы оценки объекта контроля)	
4.4. Персонал (сведения, подтверждающие знания специалистами нормативно-правовых актов Российской Федерации в области промышленной безопасности, используемых средств измерений и оборудования, а также методов технического диагностирования разрушающих и других видов испытаний)	
5. Наличие электролаборатории (только для группы рейтинга ТУ и ЗС)	
6. Количество экспертов (с указанием категорий) аттестованных в порядке, установленном Правительством Российской Федерации в области аттестации и для которых работа в этой организации является основной ¹	
7. Сведения о наличии ученых степеней у сотрудников экспертной организации, работающих по основному месту работы ²	
8. Сведения, подтверждающие участие экспертной организации (руководителей, экспертов, специалистов) в нормотворческой деятельности ³	
9. Наличие опыта участия в расследовании аварии (подтверждается приказом Ростехнадзора)	
10. Наличие системы менеджмента качества ISO 9001/ срок действия ⁴	
11. Сведения, подтверждающие аккредитацию экспертной организации сторонними организациями	
12. Материально-техническое оснащение:	
12.1. Наличие специализированного программного обеспечения / собственная программа, зарегистрированная в Едином реестре российских программ для электронных вычислительных машин и баз данных Минкомсвязи России	

Окончание табл. 1

Перечень оценочных критериев	Оценка значимости
12.2. Наличие транспорта	
12.3. Наличие компьютеров и оргтехники	
12.4. Наличие зданий или нежилых помещений, принадлежащих экспертной организации на праве собственности или на ином законном основании, используемых при осуществлении экспертной деятельности	
12.5. Наличие результатов специальной оценки условий труда	
13. Наличие положительных отзывов о деятельности экспертной организации	
14. Наличие опыта работы с государственными компаниями	
15. Сведения об отсутствии/наличии у экспертной организации рекламации и судебных тяжб относительно деятельности в области экспертизы промышленной безопасности	
16. Членство экспертной организации в профильных союзах, ассоциациях, общественных организациях, занимающихся вопросами промышленной безопасности, участие экспертной организации в конференциях, выставках, форумах по своей специализации (профилю)	
17. Страхование ответственности экспертной организации перед третьими лицами	
18. Членство в саморегулируемых организациях с указанием размера компенсационного фонда	
19. Выручка за последние 3 года	
20. Штатная численность персонала / среднесписочная	
21. Наличие сайта экспертной организации	
22. Отсутствие экспертной организации в реестре недобросовестных поставщиков	
Полнота перечня нормативных правовых актов в области промышленной безопасности, на соответствие которым проводится экспертиза промышленной безопасности	
Соответствие аттестации эксперта (группы экспертов) объекту экспертизы	
Срок проведения экспертизы	
Требования к оформлению заключения экспертизы промышленной безопасности	
Оценка полноты и достоверности относящихся к объекту экспертизы документов, представленных заказчиком для проведения экспертизы промышленной безопасности	
Оценка технического состояния ТУ и ЗС (для экспертизы промышленной безопасности ТУ, ЗС)	
Оценка соответствия объекта экспертизы требованиям промышленной безопасности	
Оценка сведений, указанных в актах неразрушающего контроля	

Примечания.

¹ Баллы экспертной организации за каждого эксперта начисляются в соответствии с категорией его аттестации, вне зависимости от объекта экспертизы.

² Сведения о наличии ученых степеней у сотрудников экспертной организации: ученая степень (кандидат, доктор технических наук) сотрудника дает ряд дополнительных преимуществ экспертной организации, так как

характеризует интеллектуальные и профессиональные качества сотрудника, признание в научных кругах, право на преподавательскую деятельность.

³ Сведения, подтверждающие участие экспертной организации в нормотворческой деятельности, наличие у персонала печатных работ. Активная социальная позиция экспертной организации проявляется в ее нормотворчестве. Под нормотворчеством подразумевается разработка (участие в разработке) документов, регламентирующих нормы промышленной безопасности: федеральных нормативных актов, федеральных нормативных документов, технических регламентов Российской Федерации или Таможенного Союза, межгосударственных и государственных стандартов. Участие экспертной организации в нормотворческой деятельности в области экспертизы промышленной безопасности может характеризовать ее как многогранный механизм, работающий не только на положительный результат своей уставной деятельности, но и на общее улучшение состояния экспертизы на рынке услуг.

⁴ Наличие системы менеджмента качества ISO 9001, действующей в течение 3-х последних лет.

⁵ Аккредитация экспертной организации проводится в соответствии с требованиями ГОСТ Р ИСО/МЭК 17011-2008 и Общими требованиями к аккредитации органов по оценке соответствия (СДА-01-2009) в областях аккредитации.

⁶ Перечень лицензионные компьютерных программ (чертежные, расчетные), находящиеся у экспертной организации на основании неисключительных прав.

4. Результаты и их анализ

Оценку рейтинга экспертных организаций предлагается оценивать по 10-балльной шкале. Значения рейтинга экспертных организаций в группе зависит от набранных баллов [8, 9].

Группа специалистов-экспертов с учетом состава критериев комплексной оценки и пределов изменения их значимости, на втором этапе оценивает значимость каждого из факторов, т.е. определяют их весовое значение (коэффициент).

Каждый фактор оценивается индивидуально специалистом-экспертом, обладающим опытом и знаниями в данной сфере. Результаты оценки заносятся в опросные листы специалистов-экспертов с последующим занесением в сводную таблицу определения значимости факторов f_i комплексной оценки рейтинга и обрабатывают методами математической статистики. По результату сводной таблицы оформляется протокол.

Среднюю оценку значимости факторов определяют как среднее арифметическое оценок всех специалистов-экспертов по формуле

$$f_i = \frac{\sum_{l=1}^n f_{i_l} \cdot l}{L}, \quad (1)$$

где $f_{i_l} \cdot l$ - оценка значимости i -го оценочного фактора (критерия) l -м специалистом-экспертом; L - число специалистов-экспертов; i - порядковый номер фактора комплексной оценки ($i = 1, 2, 3, \dots, n$).

Относительную оценку значимости оценочных факторов (критериев) Z_i определяют как отношение средней оценки значимости каждого фактора к сумме средних оценок значимости всех факторов (критериев):

$$Z_i = \frac{f_i}{\sum_{i=1}^n f_i}, \quad (2)$$

где n - число оценочных факторов (критериев) по I этапу.

Затем специалист-эксперт заполняет карту комплексной оценки рейтинга.

Значение индекса рейтинга Q_i , установленного 1-м специалистом, определяют как сумму произведений оценки каждого фактора (критерия) и относительной оценки значимости факторов (критериев):

$$Q_i = \sum_{l=1}^n (f_{i_l}^{TM} \cdot Z), \quad (3)$$

где $f_{i_l}^{TM}$ - оценка фактического состояния i -го фактора 1-м специалистом.

Значение индекса рейтинга определяют как среднее арифметическое значение индексов рейтинга, установленных каждым специалистом QL :

$$Q = \frac{\sum_{l=1}^n QL}{L}. \quad (4)$$

По величине индекса рейтинга Q и данным таблицы 1 определяется качественная характеристика рейтинга.

Сводная таблица оценки значимости (весовое значение) каждого из факторов рейтинга экспертных организаций содержится в табл. 2.

Карта комплексной оценки факторов рейтинга экспертных организаций содержится в табл.3.

Зависимость рейтинга от оценочных показателей приведена в табл.4.

Таблица 2

Сводная таблица оценки значимости (весовое значение) каждого из факторов рейтинга экспертных организаций

Факторы комплексной оценки	Оценка значимости фактора						
	Специалисты					Средняя	Относительная
	1-й	2-й	<i>i</i> -й		

Таблица 3

Карта комплексной оценки факторов рейтинга экспертных организаций

Факторы комплексной оценки	Относительная оценка значимости фактора	Оценка фактического

Таблица 4

Зависимость рейтинга от оценочных показателей

Количество баллов	Качественная оценка
От девяти до десяти	A+ – максимальный
От семи до девяти (вкл.)	A – высокий
От пяти до семи (вкл.)	B+ – умеренный
От трех до пяти (вкл.)	B – умеренно низкий
От одного до трех (вкл.)	C – низкий

5. Заключение

Создание системы рейтингования экспертных организаций, осуществляющих деятельность в области экспертизы промышленной безопасности, а также ведение публичного рейтинга вошли в качестве одного из пунктов Плана мероприятий по реализации «Основ государственной политики Российской Федерации в области промышленной безопасности на период до 2025 года и

дальнейшую перспективу» [10]. Рейтингование экспертных организаций позволит в информационной форме охарактеризовать экспертную организацию как:

- добросовестную;
- фундаментально-устойчивую;
- профессиональную, с квалифицированным составом экспертов организацию, а также оценить общую привлекательность экспертной организации для заказчиков услуг.

Список литературы

1. О промышленной безопасности опасных производственных объектов: федеральный закон Российской Федерации от 20 июня 1997 г. № 116-ФЗ (ред. от 29.08.2018 г.).
2. Постановление Правительства Российской Федерации от 28 мая 2015 г. № 509 «Об аттестации экспертов в области промышленной безопасности».
3. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила проведения экспертизы промышленной безопасности» (утверждены приказом Ростехнадзора от 14 ноября 2013 г. № 538, зарегистрированным Минюстом России 26 декабря 2013 г. № 30855).
4. Годовой отчет о деятельности Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору за 2018 год. Режим доступа: http://www.gosnadzor.ru/public/annual_reports/ (дата обращения 22.08.2019 г.)
5. Положение о лицензировании деятельности по проведению экспертизы промышленной безопасности: утв. постановлением Правительства РФ от 04.07.2012 г. № 682.
6. Приказ Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору от 9 сентября 2015 г. № 355 «Перечень областей аттестации экспертов в области промышленной безопасности» (в ред. приказов Ростехнадзора от 21.06.2016 № 234, от 15.06.2017 № 206).
7. Административный регламент Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору по предоставлению государственной услуги по ведению реестра заключений экспертизы промышленной безопасности: утв. приказом Ростехнадзора от 23.06.2014 г. № 260.
8. Короткий А.А. Методологические основы оценки, прогнозирования и управления промышленной безопасностью подъемных сооружений: дис...д-ра техн. наук / А.А. Короткий; НГТУ. Новочеркасск, 1997. 234с.
9. Короткий А.А., Котельников В.С., Маслов В.Б. Экспертиза промышленной безопасности и оценка риска для обоснования безопасности грузоподъемных машин,

References

1. Federal law No. 116-FZ of 21.07.1997 "On Industrial Safety of Hazardous Production Facilities". (In Russian)
2. Government decree. Resolution of the Government of the Russian Federation of 28 may 2015 No. 509 "On certification of experts in the field of industrial safety". (In Russian)
3. Federal norms and rules in the field of industrial safety "Rules of carrying out examination of industrial safety" (approved by the order of Rostekhnadzor of November 14, 2013 N 538, registered by the Ministry of justice of Russia on December 26, 2013 No. 30855) (In Russian)
4. Annual report on the activities of the Federal service for environmental, technological and nuclear supervision for 2018. http://www.gosnadzor.ru/public/annual_reports/ Accessed 22.08.2019. (In Russian)
5. "Regulations on licensing activities for the examination of industrial safety", approved by the Government of the Russian Federation of 04.07.2012 № 682. (In Russian)
6. Order of Federal service for ecological, technological and nuclear supervision of September 9, 2015 N 355. A list of areas of certification of experts in the field of industrial safety (as amended by Orders of Rostekhnadzor from 21.06.2016 N 234, from 15.06.2017 N 206). (In Russian)
7. Administrative regulations of the Federal service for environmental, technological and nuclear supervision for the provision of state services for maintaining the register of industrial safety expert opinions. Approved by order of Rostekhnadzor from 23.06.2014, No. 260. (In Russian)
8. Korotkiy A.A. Methodological bases of estimation, forecasting and management of industrial safety of lifting constructions. Diss. Doc. Sci. (Engineering). Novocherkassk. 1997. – 234 p. (In Russian)
9. Korotkiy A.A., Kotelnikov V.S., Maslov V.B. Examination of industrial safety and risk assessment for safety for lifting equipment, exhaust standard life. *Bezopastnost truda v promyshlennosti*, 2013, No. 2, pp. 68-74. (In Russian)
10. Government order. Action plan for the

отработавших нормативный срок службы // Безопасность труда в промышленности. 2013. №2. С.68-74.

10. План мероприятий по реализации Основ государственной политики Российской Федерации в области промышленной безопасности на период до 2025 года и дальнейшую перспективу: утв. распоряжением Правительства Российской Федерации от 17 сентября 2018 г. № 1952-р.

† implementation of the Foundations of the state policy of the Russian Federation in the field of industrial safety for the period up to 2025 and the future. Approved by the order of the Government of the Russian Federation of September 17, 2018 № 1952-p. (In Russian)

УДК (UDC) 624.131.533

ВЛИЯНИЕ ГРАВИЙНО-ГАЛЕЧНИКОВЫХ ВКЛЮЧЕНИЙ НА ПРОЦЕСС РЕЗАНИЯ МЕРЗЛЫХ ГРУНТОВ С УЧЕТОМ ИЗНОСА РЕЗЦОВ ТРАНШЕЕКОПАТЕЛЕЙ

INFLUENCE OF GRAVEL-PEBBLE INCLUSIONS ON THE PROCESS OF CUTTING FROZEN SOILS TAKING INTO ACCOUNT THE WEAR OF CUTTERS OF TRENCHERS

Кравченко С.М., Слепченко В.А.
Kravchenko S.M., Slepchenko V.A.Томский государственный архитектурно-строительный университет (Томск, Россия)
Tomsk State University of Architecture and Building (Tomsk, Russian Federation)

Аннотация. Неоднородные мерзлые и прочные грунты значительно сокращают жизненный цикл режущего инструмента траншеекопателей вследствие повышенной динамичности процесса резания и роста контактного давления на площадке износа. В работе представлен подход в определении сопротивлений на площадке износа резцов, позволяющий с необходимой точностью учесть влияние гравийно-галечниковых включений на стойкость резцов. Рассмотрены различные виды взаимодействия резца с гравийно-галечниковыми включениями. Показано, как частота взаимодействия резца с включениями связана с размером этих включений. Приведены результаты экспериментальных исследований по определению давления на площадке износа и коэффициента сопротивления перемещению площадки износа резцов в зависимости от наличия гравийно-галечниковых включений в грунте. Дана оценка схожести полученных зависимостей с экспериментальными данными.

Ключевые слова: Траншеекопатель, мерзлый грунт, гравийно-галечниковые включения, процесс резания, взаимодействие резца с включениями, площадка износа резца.

Дата принятия к публикации: 04.10.2019
Дата публикации: 25.12.2019

Сведения об авторах:

Кравченко Сергей Михайлович – кандидат технических наук, доцент, кафедра «Строительные и дорожные машины» ФГБОУ ВО «Томский государственный архитектурно-строительный университет», e-mail: kravchenkosm.1951@mail.ru

Слепченко Владимир Анатольевич – кандидат технических наук, доцент, кафедра «Строительные и дорожные машины», ФГБОУ ВО «Томский государственный архитектурно-строительный университет», e-mail: vldslp@mail.ru

Abstract. Inhomogeneous frozen and strong soils significantly reduce the life cycle of the cutting tool of trenchers due to an increase in the average maximum soil resistance during cutting and an increase in contact pressure at the wear site. The paper presents an approach to determining the resistances at the site of wear of the cutters, which allows taking into account the effect of gravel-pebble inclusions on the strength of the cutting tool with the necessary accuracy. Various types of interaction of the cutter with gravel-pebble inclusions are considered. It is shown how the frequency of interaction of the cutter with inclusions is related to the size of these inclusions. The results of experimental studies to determine the pressure at the wear site and the coefficient of resistance to movement of the wear site of the cutters depending on the presence of gravel and pebble inclusions in the soil are presented. An estimate of the convergence of the obtained dependences with experimental data is presented.

Keywords: Trencher, frozen soil, gravel and pebble inclusions, cutting process, the interaction of the cutter with the inclusions, wear area of the cutter.

Date of acceptance for publication: 04.10.2019
Date of publication: 25.12.2019

Authors' information:

Sergei M. Kravchenko – PhD, Associate Professor, Department «Building and road machines» at Tomsk State University of Architecture and Building, e-mail: kravchenkosm.1951@mail.ru

Vladimir A. Slepchenko – PhD, Associate Professor, Department «Building and road machines» at Tomsk State University of Architecture and Building, e-mail: vldslp@mail.ru

1. Введение

Потребность в машинах для разрушения прочных и мерзлых грунтов находится на достаточно высоком уровне вследствие климатических особенностей нашей страны и необходимости вести строительные и восстановительные работы круглогодично. Спектр применения данного вида техники расширяется при возникновении чрезвычайных ситуаций в зимнее время.

Особенно неблагоприятными условиями применения данных машин является разработка мерзлых и прочных грунтов с гравийно-галечниковыми включениями, так как их разработка сопровождается повышенной динамикой процесса резания. Кроме роста среднемаксимальных усилий сопротивления резанию грунта возникают точечные контактные нагрузки на переднюю и заднюю грани режущего инструмента. Это ведет к интенсификации износа как микрорезанием, так и созданием значительных ударных нагрузок в паяном шве между армирующей пластиной и державкой резца, что ведет к преждевременному выходу резца из строя. Поэтому обеспечение стойкости режущего инструмента траншейных экскаваторов в данных условиях является насущной задачей.

2. Постановка задачи

Одним из способов повышения стойкости режущего инструмента является совершенствование расчетных методик и справочных материалов, позволяющих с необходимым приближением достичь значений экспериментальных результатов.

Поэтому задачей исследования является разработка достаточных для практических расчетов рекомендаций по определению касательных и нормальных усилий, давления на площадке износа задней грани резца и коэффициента сопротивления перемещению резца при разрушении мерзлого и прочного грунта с гравийно-галечными включениями.

3. Основные положения и результаты исследования

При резании мерзлых однородных грунтов резы траншеекопателей интенсивно изнашиваются [1], что приводит к образованию поверхностей износа на рабочих гранях и дополнительных сопротивлений разрушению. В общем случае для резцов с различной степенью износа касательная P_z и нормальная P_y составляющие силы резания грунта (рис. 1) можно определить из выражений:

$$P_z = P_{z0} + \mu \cdot g \cdot F, \quad (1)$$

$$P_y = P_{y0} + g \cdot F, \quad (2)$$

где P_{z0} и P_{y0} – соответственно касательная и нормальная составляющие силы резания острым резцом (рис. 1); g – давление грунта на поверхности износа резца; μ – коэффициент сопротивления перемещению поверхностей износа; F – площадь поверхностей износа.

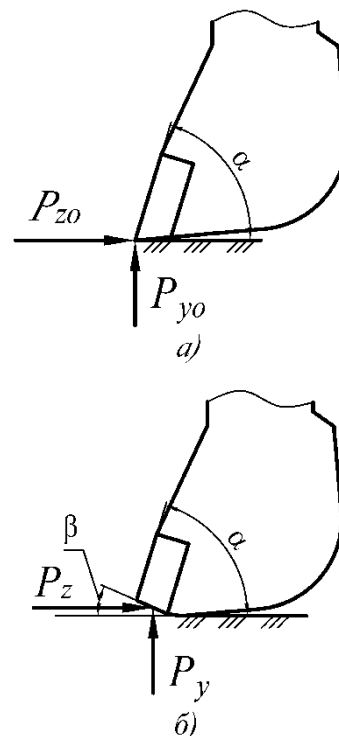


Рис. 1. Приложение нагрузок и геометрия резания для резца:
а - острого; б - изношенного

Для определения сопротивлений резанию необходимо иметь данные о параметрах μ и g , которые, как показано [2], зависят от фи-

зических свойств мерзлых грунтов и для различных видов однородных грунтов могут быть найдены по данным [2].

Наличие гравийно-галечниковых включений в мерзлых грунтах приводит к изменению основной характеристики процесса резания – среднемаксимального усилия резания [3, 4].

Для грунтов с гравийно-галечниковыми включениями эти параметры до сих пор были недостаточно изучены и поэтому потребовалось провести ряд экспериментальных исследований процесса их резания. Производились замеры касательной и нормальной составляющих сопротивления резанию образцов мерзлых грунтов различного состава с включениями обломков прочных горных пород, размеры, содержание и минеральный состав которых соответствовали бы наиболее вероятным естественным грунтам, залегающих в верхних слоях четвертичных отложений земной коры. Применялись стандартные резцы типа И-90, армированные металлокерамическим твердым сплавом ВК8-В.

Давление g , действующее на поверхность износа, находилось по формуле

$$g = \frac{P_y - P_z}{F}. \quad (3)$$

Коэффициент сопротивления μ перемещению поверхностей износа рассчитывался из выражения

$$\mu = \frac{P_z - P_{zo}}{P_y - P_{yo}}. \quad (4)$$

При резании образцов мерзлого грунта с гравийно-галечниковыми включениями нормальная составляющая усилия резания, а также давление определяются характером взаимодействия резца с разрушаемой средой. При резании однородной фазы грунтов давление, действующее на поверхности износа резца, определяется гранулометрическим составом, температурой, влажностью и плотностью грунта и в зависимости от данных факторов может быть найдено по методике [5]. При взаимодействии резца с твердыми включениями усилие P_y изменяется в соответствии с характером контакта с ними поверхности износа.

При хрупком разрушении включений (раскалывании) появляются кратковременно действующие пиковые нагрузки $P_{yв1}$ (рис. 2), действующие на участке l_{pi} . При перерезании включения или вдавливании его в грунт площадкой износа задней грани возникают пиковые усилия $P_{yв2}$, действующие на определенном участке l_i , длина которого зависит от размера включения (рис. 2).

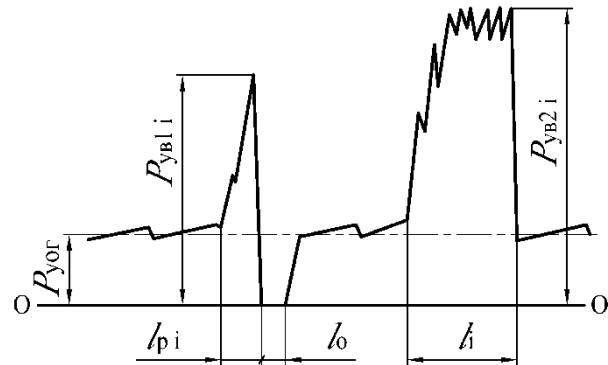


Рис. 2. Динамограмма составляющей P_y

Описанный характер изменения вертикальной составляющей силы сопротивления резанию $P_{yв}$ дает основание рассматривать возникающее при этом давление как средневзвешенный показатель и определять его, исходя из правила аддитивности, по выражению

$$\bar{g} = \frac{g_o \cdot L_o + g_b \cdot L_b}{L}, \quad (5)$$

где g_o – среднее давление на площадку износа при резании однородного грунта; g_b – среднее давление на площадку износа, возникающее при контакте резца с включениями; L – общая длина контакта резца с разрушаемой средой; L_o – путь резания по однородному грунту; L_b – путь резания в контакте с включениями.

Поскольку $L_o = L - L_b$, тогда выражение (5) можно записать в следующем виде

$$\bar{g} = g_o + \frac{L_b}{L}(g_b - g_o). \quad (6)$$

Анализ следов среза на образцах мерзлых грунтов с твердыми включениями показал, что при кратковременном действии усилия $P_{yв1}$, когда динамограмма имеет вид треугольника, длина основания которого l_{pi} намного меньше среднего размера включений

(рис. 2), происходит в основном их хрупкое разрушение. При этом, очевидно, только часть площадки износа контактирует с включением до того, как произойдет его хрупкое разрушение.

При перерезании включений возникают пиковые усилия P_{yb2} , у которых длина участка контакта l_i (рис. 2) соизмерима с размерами включений и, как показал анализ осциллограмм, её можно приближенно принять равной \bar{d}_b .

На основании вышеуказанного можно записать

$$L_b = L_{\pi} + L_p, \quad (7)$$

где длины участков перерезания L_{π} и раскалывания L_p , в свою очередь, определяются из выражений:

$$L_{\pi} = \sum_{i=1}^{n_{\text{пер}}} l_i = \bar{l}_{\pi} \cdot n_{\text{пер}}, \quad (8)$$

$$L_p = \sum_{i=1}^{n_p} l_{pi} = \bar{l}_p \cdot n_p. \quad (9)$$

Число случаев перерезания или вдавливания включений, приводящих к появлению усилий P_{yb2} , можно выразить в зависимости от общего количества контактов с включениями:

$$n_{\text{пер}} = n_b \cdot K_{\text{пу}}, \quad (10)$$

где $K_{\text{пу}}$ – коэффициент, выражающий относительное количество случаев перерезания или вдавливания включений от общего числа контактов с ними.

Коэффициент $K_{\text{пу}}$ зависит от параметров резания и гранулометрического состава крупнообломочных грунтов. При толщинах резания, характерных для работы траншекопателей, данный коэффициент в зависимости от средних размеров включений можно определить по графической зависимости, построенной на основании статистического анализа осциллограмм (рис. 3).

Длина пути контакта площадки износа по задней грани с хрупко разрушаемыми включениями, как показала статическая обработка осциллограмм, в основном зависит от размера включений и приближенно может быть найдена из выражения

$$\bar{l}_p = 0,1 \cdot \bar{d}_b. \quad (11)$$

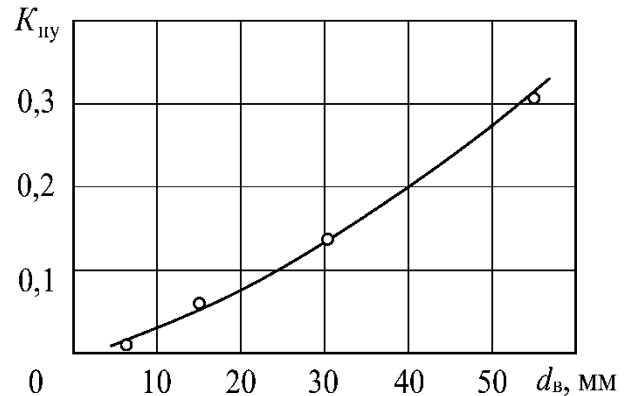


Рис. 3. Зависимость коэффициента $K_{\text{пу}}$ от среднего размера включений

Нормальные составляющие сопротивлений резанию при контакте резцов рабочего органа траншекопателя с гравийно-галечниковыми включениями можно вычислить по формулам:

$$P_{yb1} = g_b \cdot F_b, \quad (12)$$

$$P_{yb2} = g_b \cdot F, \quad (13)$$

где F_b – площадь поверхности износа задней грани, контактирующей с гравийно-галечниковым включением в момент его хрупкого разрушения.

Среднее давление g_b с необходимой достоверностью можно определить по формуле

$$g_b = 0,65 \cdot g_{b \max}, \quad (14)$$

где $g_{b \max}$ – среднее максимальное давление, возникающее при перерезании включений.

На основании уравнений (7) – (11) общая длина пути площадки износа задней грани в контакте с включениями определяется по формуле

$$L_b = \bar{d}_b \cdot \frac{L}{t_b} \cdot (0,1 + 0,9k_{\text{пу}}). \quad (15)$$

где t_b – среднее расстояние между включениями.

Среднее давление, действующее на площадку износа, при резании мерзлого грунта с включениями, можно вычислять по следующему уравнению, полученному после подстановки (15) в (6):

$$\bar{g} = g_o + \frac{\bar{d}_b}{t_b} \cdot (0,9k_{\text{пу}} + 0,1) \cdot (g_b - g_o). \quad (16)$$

Давление g_b зависит от физико-механических свойств материала включений и от ряда других факторов, связанных с характе-

ристиками мерзлого грунта. Экспериментально установлено, что среднее значение $g_{b \max}$ для типичных по свойствам гравийно-галечниковых включений составляет 250 МПа. В связи с этим, среднее давление g_b , вычисленное по зависимости (14), равно 162 МПа.

С помощью формулы (16) можно определить среднее давление при резании мерзлых грунтов с включениями определенных размеров, т.е. одной фракции. При наличии в грунте различных по размеру включений уравнение (16) преобразуется к виду

$$\bar{g} = g_o + (g_b + g_o) \cdot \sum_{i=1}^N \frac{\bar{d}_{bi}}{t_{bi}} \cdot (0,9k_{\text{пы}i} + 0,1), \quad (17)$$

где \bar{d}_{bi} – средний размер включений i -й фракции; t_{bi} – среднее расстояние между включениями i -й фракции; $k_{\text{пы}i}$ – коэффициент i -й фракции.

Результаты сопоставления расчетных и экспериментальных значений среднего давления \bar{g} при резании мерзлых грунтов с крупнообломочными включениями обладают хорошей сходимостью, так как отклонение расчетных значений не превышает 16 % от экспериментальных данных. Это позволяет сделать заключение о возможности практического использования предложенной методики по определению давления \bar{g} .

Коэффициент μ характеризует сопротивление перемещению площадки износа задней грани. Он зависит от угла β между профилем площадки износа и траекторией движения резца (рис. 1), угла трения материала резца о грунт φ и определяется по формуле

$$\mu = \text{tg}(\beta + \varphi). \quad (18)$$

Углы β и φ зависят в основном от свойств мерзлого грунта и материала резца [5].

Исследования показали, что профиль изношенной поверхности задней грани при резании грунтов с включениями в определенной степени отличается от профиля, формирующегося при резании однородного грунта. Отличие в основном заключается в радиусе закругления при вершине резца, который при резании крупнообломочных грунтов

больше, чем при резании грунтов, не содержащих частиц больше 2 мм. Радиус закругления зависит от размера включений в грунтах и возрастает с увеличением d_b .

Данное обстоятельство приводит к определенному увеличению коэффициента сопротивления μ . В то же время, экспериментально установлено, что на значение коэффициента μ существенное влияние оказывает боковая составляющая силы сопротивления резанию P_x , приводящая к значительному увеличению сил трения на резце. Касательная составляющая P_z является суммой касательных сопротивлений, действующих на все рабочие поверхности инструмента, взаимодействующие с разрушаемой средой. Поэтому коэффициент сопротивления μ отражает действие касательных сопротивлений перемещению не только на площадке износа задней грани, но и на поверхностях износа боковых граней. При возникновении значительных усилий P_x в случае контакта боковых граней резца с включениями коэффициент μ увеличивается. Степень увеличения зависит от размера включений и их содержания в грунтах.

При перерезании крупных включений в центральной их части усилия на боковых гранях незначительны, так как боковой развал начинается практически от дна прорези вследствие хрупкого характера разрушения породы. Экспериментальным путем определено, что в этом случае коэффициент сопротивления $\mu \approx 0,4$.

В процессе резания крупнообломочных грунтов коэффициент μ не остается постоянным вследствие изменения характера взаимодействия резца с отдельными фазами грунта. При движении в контакте с однородной фазой коэффициент μ практически не отличается от значений, характерных для данного вида грунта [2]. При контакте резца с включениями боковыми гранями коэффициент μ существенно увеличивается за счет трения по боковым граням.

Среднее значение μ может быть определено по принципу аддитивности, использованному при анализе влияния включений на

среднее давление на площадке износа задней грани.

Однако сложность определения относительного влияния составляющей P_x на сопротивление движению не дает возможность произвести расчет коэффициента μ по указанной методике.

Проведенные экспериментальные исследования позволяют дать рекомендации для ориентировочного расчета коэффициента сопротивления μ , необходимого для оценки трудности разработки грунтов с включениями.

Если $d_b \geq 10$ мм, то коэффициент сопротивления для грунтов с включениями можно определить по формуле

$$\mu_{и} = \mu \cdot (1 + 0,01\bar{d}_b) \cdot (1 + k_{\mu,m}), \quad (19)$$

где μ – коэффициент сопротивления движению площадки износа при резании однородного грунта; $k_{\mu,m}$ – коэффициент, учитывающий влияние содержания включений.

Коэффициент $k_{\mu,m}$ может быть найден по графику (рис. 4).

При $d_b \leq 10$ мм $\mu_{в} \approx \mu$.

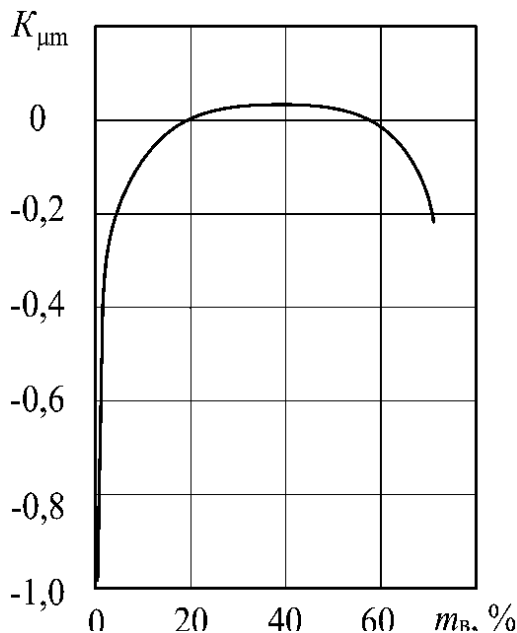


Рис. 4. Зависимость коэффициента $k_{\mu,m}$ от содержания включений ($d_b > 10$ мм) в грунте

При резании грунтов с включениями различных размеров средневзвешенное значение коэффициента $\mu_{в}$ находится из выражения

$$\mu_{в} = \mu \cdot \left[1 + \sum_{i=1}^N (k_{\mu,i} - 1) \right], \quad (20)$$

где $k_{\mu,i} = (1 + 0,01\bar{d}_{bi}) \cdot (1 + k_{\mu,mi})$ – коэффициент для i -й фракции.

Полученные результаты коэффициента $\mu_{в}$ по формуле (20) для исследованных грунтов отличаются в среднем на 15% от экспериментальных данных. Данное обстоятельство дает возможность говорить о практическом использовании предлагаемого способа нахождения коэффициента сопротивления $\mu_{в}$.

4. Заключение

В итоге проведения представленных выше исследований были получены экспериментальные и аналитические зависимости по определению параметров взаимодействия режущего инструмента траншекопателей с мерзлыми грунтами с гравийно-галечными включениями с учетом частоты и длительности контакта с этими включениями, а также износа инструмента. В статье:

1) представлены результаты оценки экспериментальных данных при взаимодействии резца траншекопателя с мерзлыми грунтами с гравийно-галечными включениями;

2) проведена оценка и дан способ определения количества случаев и длительности контакта резца при раскалывании, перерезании или вдавливании гравийно-галечных включений мерзлого грунта;

3) даны рекомендации по определению средневзвешенного значения давления на площадке износа резца при резании мерзлого грунта с гравийно-галечными включениями;

4) представлен способ расчета коэффициента сопротивления движению площадки износа резца в контакте с мерзлыми грунтами с гравийно-галечными включениями, имеющий достаточную сходимость для практического применения.

Результаты изысканий могут быть использованы для уточненного расчета сопротивлений резанию мерзлых грунтов с гравийно-галечниковыми включениями при конструировании режущего инструмента

траншекопателей. Дальнейшее развитие этого подхода позволит получить более энергоэффективные конструкции рабочих

органов траншейных экскаваторов с возможностью прогнозирования их срока службы.

Список литературы

1. Кириллов Ф.Ф., Митерев Г.И., Кравченко С.М., Слепченко В.А. Учет физико-механических свойств мерзлых грунтов при проектировании землеройных машин // Строительные и дорожные машины. 2007. № 12. С. 29-31.

2. Лещинер В.Б., Кравченко С.М. Анализ свойств мерзлых грунтов, определяющих износ инструмента и вызванные им сопротивления резанию // Исследования механизации строительства и транспорта. Томск: Изд-во Томского государственного университета. 1984. С. 3-9.

3. Негодин А.В., Кравченко С.М., Осипов С.П. Влияние гравийно-галечниковых включений в мерзлых грунтах на показатели процесса их резания острым инструментом // Вестник ТГАСУ. 2014. № 1. С. 191-200.

4. Шемякин С.А., Чебан А.Ю., Ращенко И.С. Физическая картина взаимодействия зуба землеройной машины с крупнообломочным включением в мерзлой породе и определение сопротивления резанию // Вестник Тихоокеанского государственного университета. 2012. № 4. С. 45-52.

5. Добжинский Д.П., Лещинер В.Б. Трение инструмента о мерзлый грунт при резании // Строительные и дорожные машины. 1982. № 1. С. 24-25.

References

1. Kirillov F.F., Miterev G.I., Kravchenko S.M., Slepchenko V.A. Taking into account the physical and mechanical properties of frozen soils in the design of earthmoving machines. *Stroitelnye i dorozhnye mashiny*, 2007, No. 12, pp. 29-31. (In Russian)

2. Leshchiner V.B., Kravchenko S.M. Analysis of the properties of frozen soils that determine tool wear and resistance to cutting. In: *Issledovaniya mekhanizatsii stroitelstva i transporta* [Studies of the mechanization of construction and transport]. Tomsk, Izd-vo Tomskogo gosudarstvennogo universiteta, 1984, pp. 3-9. (In Russian)

3. Negodin A.V., Kravchenko S.M., Osipov S.P. The effect of gravel-pebble inclusions in frozen soils on the indicators of the process of their cutting with a sharp tool. *Vestnik TGASU*, 2014, No. 1, pp. 191-200. (In Russian)

4. Shemyakin S.A., Cheban A.Yu., Rashchenya I.S. The physical picture of the interaction of the tooth of a digging machine with coarse clastic inclusion in frozen rock and determination of resistance to cutting. *Vestnik Tikhookeanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2012, No. 4, pp. 45-52. (In Russian)

5. Dobzhinsky D.P., Leshchiner V.B. Friction of the tool on frozen soil during cutting. *Stroitelnye i dorozhnye mashiny*, 1982, No. 1, pp. 24-25. (In Russian)

УДК (UDC) 621.86

КОНСТРУКЦИЯ И ОЦЕНКА ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК
ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОЙ КРАНО-МАНИПУЛЯТОРНОЙ УСТАНОВКИ
ДЛЯ МОБИЛЬНЫХ ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИНDESIGN AND EVALUATION OF OPERATIONAL CHARACTERISTICS OF
ENERGY EFFICIENT CRANE-MANIPULATOR INSTALLATION FOR
MOBILE TRANSPORT-TECHNOLOGICAL MACHINESЛагереv А.В., Лагереv И.А.
Lagerev A.V., Lagerev I.A.Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)
Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. В статье рассмотрена конструкция и особенности работы оригинальной энергоэффективной манипуляционной системы для проведения погрузочно-разгрузочных работ мобильной транспортно-технологической машиной. Ее конструктивной особенностью является замена гидравлического механизма возвратно-поворотного движения наиболее нагруженного звена на механизм возвратно-поступательного движения. Это позволило решить две важные задачи: существенно уменьшить величину эксплуатационной нагрузки, которую необходимо преодолевать силовому гидроцилиндру в процессе перемещения звена манипуляционной системы, а также обеспечить постоянство величины эксплуатационной нагрузки в течение всего времени вертикального перемещения транспортируемого груза. Применительно к конструкции и техническим характеристикам манипуляционной системы реальной мобильной машины был проведен сравнительный анализ энергоэффективности эксплуатации крана-манипулятора рассматриваемой и традиционной конструкции. Результаты анализа показали, что эксплуатация манипуляционной системы предложенной конструкции оказывается заметно более экономичной. Это объясняется снижением мощности гидропривода мобильной машины вследствие использования силового гидроцилиндра меньшего типоразмера, для работы которого требуется меньший объемный расход рабочей жидкости. В частности, для рассмотренной мобильной машины возможное уменьшение мощности насосной установки может составлять более 30%.

Ключевые слова: мобильная машина, гидропривод, кран-манипулятор, энергоэффективность.

Дата принятия к публикации: 22.06.2019
Дата публикации: 25.12.2019

Сведения об авторах:

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

Abstract. The article describes the design and features of the original energy-efficient manipulation system for loading and unloading operations using a mobile transport and technological machine. The design feature of this manipulation system is the replacement of the hydraulic mechanism of the rotary motion of the most loaded link with the mechanism of translational motion. This made it possible to solve two important tasks: to significantly reduce the magnitude of the operational load that the power cylinder needs to overcome in the process of moving the link of the manipulation system, as well as to ensure the constancy of the magnitude of the operational load throughout the entire vertical movement of the transported cargo. In relation to the design and technical characteristics of the manipulation system of a real mobile machine, a comparative analysis was made of the energy efficiency of operating the crane-manipulator of the considered and traditional design. The results of the analysis showed that the operation of the manipulation system of the proposed design is much more economical. This is due to a decrease in the power of the hydraulic drive of the mobile machine due to the use of a power cylinder of a smaller size, which requires less volumetric flow rate of the working fluid. In particular, for the considered mobile machine, a possible reduction in pumping unit capacity may be more than 30%.

Keywords: mobile machine, hydraulic drive, crane-manipulator, energy efficiency.

Date of acceptance for publication: 22.06.2019
Date of publication: 25.12.2019

Authors' information:

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

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

ORCID: 0000-0003-0380-5456

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

ORCID: 0000-0002-0921-6831

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

ORCID: 0000-0003-0380-5456

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

ORCID: 0000-0002-0921-6831

Благодарности

Исследование выполнено при поддержке Российского научного фонда (проект №17-79-10274)

Acknowledgements

The study was supported by the grant of Russian science Foundation (project No. 17-79-10274)

1. Введение

Краны-манипуляторы с гидравлическим приводом механизмов движения отдельных или совместных движений звеньев шарнирно-сочлененных манипуляционных систем, установленные на шасси мобильных транспортно-технологических машин и совершающие погрузочно-разгрузочные работы со штучными грузами, нашли широкое применение во многих отраслях экономики для механизации различных производственных процессов [1-4].

В настоящее время известно большое число как вариантов кинематических схем крано-манипуляторных систем, так и вариантов их конструктивного воплощения в реально выпускаемые отечественной и зарубежной промышленностью изделия [5, 6].

Как правило, крано-манипуляторная установка представляет собой многозвенный гидравлический кран-манипулятор, содержащий снабженную механизмом поворота вокруг вертикальной оси опорно-поворотную конструкцию и последовательно установленные и шарнирно связанные подвижные звенья, которые способны совершать возвратно-поступательное или возвратно-поворотное движение. Для обеспечения возвратно-поворотного движения звена в вертикальной плоскости в состав соответствующего механизма движения включается длинноходовой или телескопический силовой гидроцилиндр. Он располагается между опорно-поворотной конструкцией и нижним поворотным звеном или между последовательно расположенными звеньями манипу-

ляционной системы. При этом неподвижный корпус гидроцилиндра шарнирно соединен с металлоконструкцией соответственно опорно-поворотной конструкции или предыдущего подвижного звена, а оголовок подвижного штока гидроцилиндра шарнирно соединен с корпусом поворотного звена. При возвратно-поступательном перемещении штока силового гидроцилиндра под действием давления рабочей жидкости, подводимой к гидроцилиндру от насосной станции мобильной транспортно-технологической машины, происходит изменение угла между продольными осями смежных звеньев. Увеличение этого угла приводит к подъему поворотного звена и, соответственно, транспортируемого груза.

Характерным примером данной конструкции является трехзвенный кран-манипулятор, показанный на рис. 1, все звенья которого являются поворотными [7].

2. Постановка задачи исследования

Объективным недостатком конструктивной компоновки силового гидроцилиндра и приводимого им в движение в вертикальной плоскости поворотного звена манипуляционной системы совместно с транспортируемым грузом является неудачная (с точки зрения направления действия эксплуатационных нагрузок) ориентация продольной оси штока гидродвигателя по отношению к вертикальному направлению действия весовых нагрузок от веса транспортируемого груза и собственного веса металлоконструкции крана-манипулятора, которые вносят преимущественный вклад в его нагруженность [8, 9].

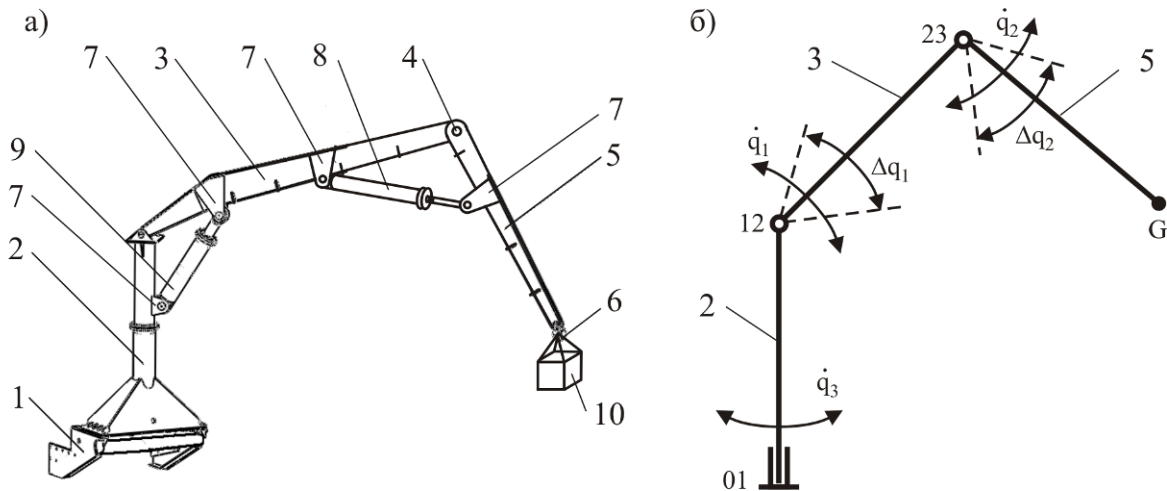


Рис. 1. Трехзвенный гидравлический кран-манипулятор мобильной машины [7]:

а - конструктивное исполнение; б – кинематическая схема

(1 - опорная конструкция; 2 - поворотная колонна; 3 - стрела; 4 - шарнирный узел соединения смежных звеньев; 5 - рукоять; 6 - грузозахватный орган; 7 - элементы крепления; 8 - силовой гидроцилиндр механизма поворотного движения рукояти; 9 - силовой гидроцилиндр механизма поворотного движения стрелы; 10 – груз)

Специфической конструкционной особенностью традиционной конструкции крана-манипулятора является то, что линия поступательного перемещения штока приводного силового гидроцилиндра, т.е. линия действия развиваемой гидроцилиндром движущей силы, всегда составляет острый угол с продольной осью перемещаемой им стрелы. В процессе поворотного движения стрелы этот угол изменяется. Для эксплуатирующихся в настоящее время гидравлических кранов-манипуляторов минимальное значение угла может снижаться до $\alpha = 8...12^\circ$, в результате чего необходимая для поворота стрелы движущая сила, развиваемая силовым гидроцилиндром, должна не менее, чем в $1/\sin \alpha \sim 5...7$ раз превышать сумму веса транспортируемого груза и веса металлоконструкции перемещаемых звеньев манипуляционной системы.

Поэтому практически важной технической задачей является задача уменьшения величины движущей силы, которую должен развивать силовой гидроцилиндр механизма движения звена манипуляционной системы при выполнении этим звеном необходимого возвратно-поворотного движения с требуемой паспортной скоростью. Уменьшение необходимой величины движущей силы позволит использовать гидроцилиндры меньшего

типоразмера с меньшим внутренним диаметром цилиндра, что приведет к снижению объемного расхода рабочей жидкости и, таким образом, к повышению энергоэффективности гидравлического привода крана-манипулятора за счет уменьшения мощности его насосной станции.

3. Конструкция и особенности работы энергоэффективной крано-манипуляторной установки

Одним из возможных вариантов решения поставленной задачи уменьшения величины движущей силы со стороны силового гидроцилиндра механизма движения звена манипуляционной системы является конструкция крано-манипуляторной установки, кинематическая схема которой приведена на рис. 2. Конструкция защищена патентом Российской Федерации № 189827 [10]. Предложенная установка является трехзвенной, ее кинематическая схема аналогична показанной на рис. 1. Однако реализуемый в ней принцип уменьшения типоразмера гидроцилиндра может быть распространен и на более сложные кинематические схемы при условии, что к опорной конструкции крепится поворотное звено манипуляционной системы.

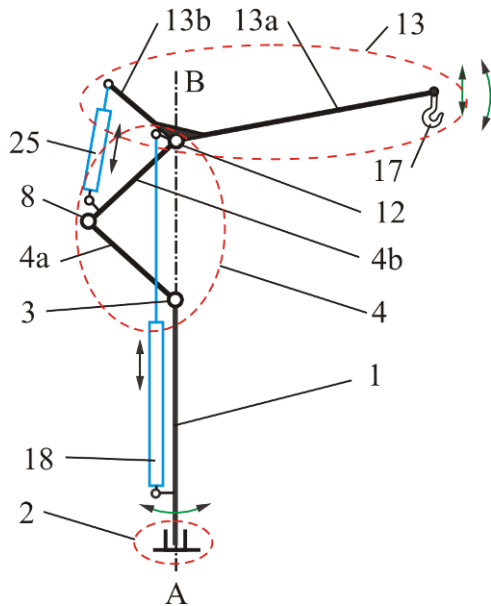


Рис. 2. Кинематическая схема крана-манипулятора энергоэффективной конструкции [10] (обозначения элементов крана приведены на рис. 3)

На рис. 3 и 4 показан общий вид крана-манипулятора энергоэффективной конструкции [10] сбоку, спереди и сзади. Гидравлический кран-манипулятор мобильной машины состоит из установленной вертикально опорно-поворотной конструкции 1, которая неподвижно закреплена своим основанием 2 на базовом шасси в точке А. К верхнему концу опорно-поворотной конструкции с помощью цилиндрического шарнирного соединения 3 крепится корневая секция стрелы 4, состоящая из двух звеньев 4а и 4b равной длины. Шарнирное соединение 3 образовано двумя парами изготовленных из толстостенного листового проката проушин 5 и 6. Первая из них неподвижно закреплена (например, с помощью сварки) на свободном конце опорно-поворотной конструкции 1, а вторая – на нижнем конце звена 4а. В соосные отверстия указанных проушин вставлен шарнирный палец 7, который обеспечивает кинематическую связь между опорно-поворотной конструкцией и звеном 4а корневой секции стрелы. В свою очередь, звенья 4а и 4b соединены между собой с помощью шарнирного соединения 8, которое позволяет им совершать возвратно-поворотное движение друг относительно друга в вертикальной плоскости. Это шарнирное соединение обра-

зовано двумя парами изготовленных из толстостенного листового проката проушин 9 и 10. Первая из них неподвижно закреплена на верхнем конце звена 4а, а вторая – на нижнем конце звена 4b. В соосные отверстия указанных проушин вставлен шарнирный палец 11, который обеспечивает кинематическую связь между звеньями 4а и 4b корневой секции стрелы. К концу звена 4b с помощью шарнирного соединения 12 крепится концевая секция стрелы 13, состоящая из двух звеньев 13а и 13b. Это шарнирное соединение образовано одной парой изготовленных из толстостенного листового проката проушин 14, которые неподвижно закреплены на верхнем конце звена 4b, и отверстиями в боковых стенках 15 коробчатого поперечного сечения концевой секции стрелы. В соосные отверстия указанных проушин и боковых стенок концевой секции стрелы вставлен шарнирный палец 16, который обеспечивает кинематическую связь между звеном 4b и концевой секцией стрелы 13. Звенья 13а и 13b жестко соединены между собой, причем их продольные оси образуют тупой угол β . На свободном конце концевой секции стрелы крепится грузозахватный орган 17 для закрепления транспортируемого груза.

Опорно-поворотная конструкция снабжена силовым гидродвигателем поршневого или шибера типа, который обеспечивает ее возвратно-поворотное движение относительно вертикальной оси АВ. К опорно-поворотной конструкции неподвижно крепится силовой гидроцилиндр 18 механизма возвратно-поступательного движения концевой секции стрелы. Продольная ось силового гидроцилиндра 18 вертикальна и параллельна вертикальной оси АВ. Конец штока силового гидроцилиндра 18 через серьгу 19 шарнирно связан с шарнирным пальцем 16. Сам шарнирный палец 16 с помощью подшипниковой обоймы 20 закреплён в пазу 21 вертикально установленной направляющей 22, которая неподвижно укреплена на опорно-поворотной конструкции. Продольная ось направляющей 22 параллельна вертикальной оси АВ. Направляющая имеет продольный паз 21 для возвратно-поступательного перемещения шарнирного пальца 16. Направ-

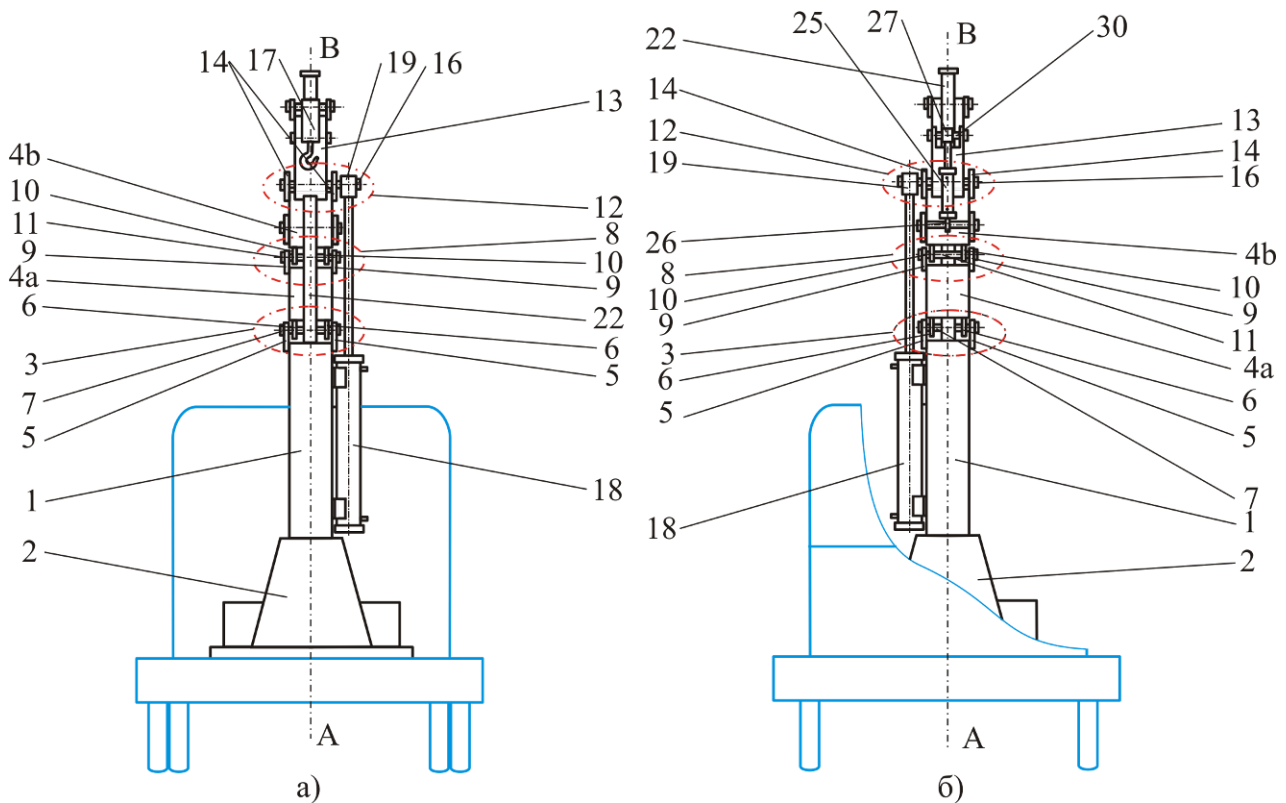


Рис. 4. Общий вид крана-манипулятора энергоэффективной конструкции [10]:
 а – вид сзади мобильной машины (вид А на рис. 3);
 б – вид спереди мобильной машины (вид В на рис. 3)

не имеет своего индивидуального механизма движения. Ее функциональное назначение заключается в обеспечении неразрывной кинематической связи между приводной концевой секцией 13 и опорно-поворотной конструкцией, а также в размещении силового гидроцилиндра 25 механизма возвратно-поворотного движения концевой секции. Силовой гидроцилиндр 18 за счет возвратно-поступательного смещения своего штока под действием подаваемой в его рабочие полости рабочей жидкости обеспечивает вертикальное возвратно-поступательное движение как единого целого концевой секции стрелы. Вертикальное движение концевой секции обеспечивается тем, что вертикальное движение имеет шарнирное соединение 12. Для этого на шарнирном пальце 16 установлена подшипниковая обойма 20. Она перемещается в продольном пазу 21 направляющей 22, неподвижно закрепленной на опорно-поворотной конструкции, причем ее продольная ось параллельна вертикальной оси АВ крана-манипулятора (рис. 5). Силовой гидроцилиндр 25 за счет возвратно-поступа-

тельного смещения своего штока под действием давления подаваемой в его рабочие полости рабочей жидкости обеспечивает возвратно-поворотное движение в вертикальной плоскости концевой секции как единого целого относительно продольной оси шарнирного соединения 12. Силовые гидроцилиндры 18 и 25 могут работать как раздельно, так и одновременно, в результате чего грузозахватное устройство 17 вместе с транспортируемым грузом могут совершать либо поступательное или поворотное движение в вертикальной плоскости, либо сложное поступательно-поворотное движение в вертикальной плоскости. При этом рабочая зона обслуживания крана-манипулятора, т.е. геометрическое место точек нахождения грузозахватного органа при всех возможных положениях штоков силовых гидроцилиндров механизмов движения крана-манипулятора, будет иметь цилиндрическую форму с формой поперечного сечения, показанного на рис. 6, а.

Звено 13а концевой секции стрелы может быть выполнено телескопическим. Это по-

зволяет в процессе эксплуатации мобильной машины изменять длину звена 13а и, таким образом, увеличивать рабочую зону обслуживания

крана-манипулятора. Форма рабочей зоны в этом случае будет иметь вид, показанный на рис. 6, б.

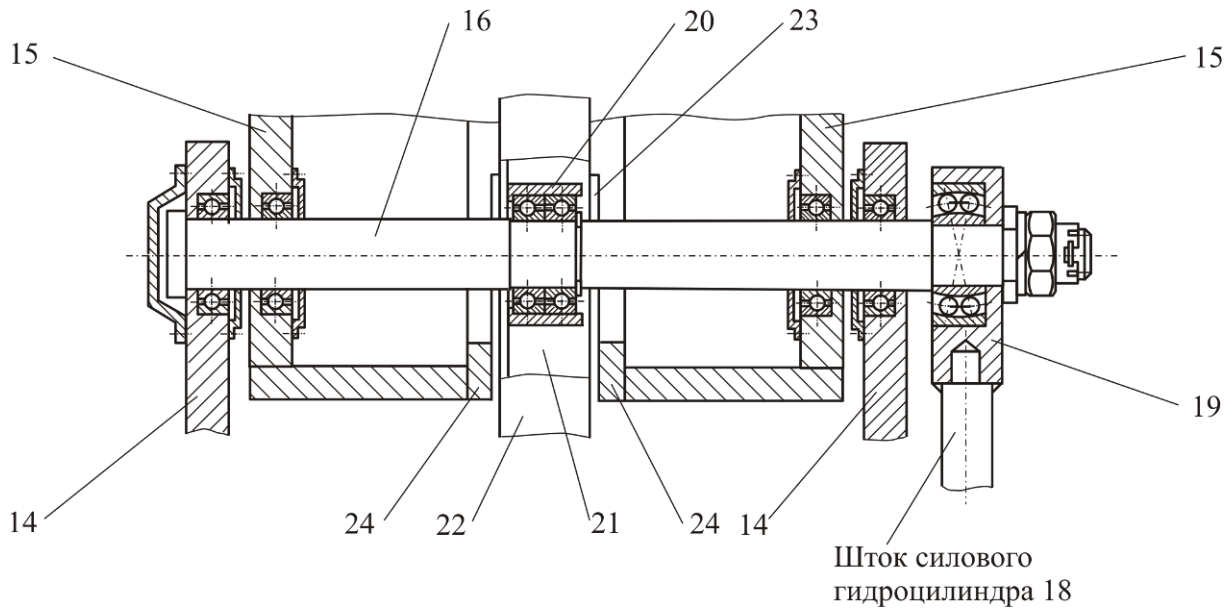


Рис. 5. Конструкция узла, обеспечивающего вертикальное перемещение концевой секции стрелы (разрез В-В на рис. 3). Крепежные и фиксирующие элементы частично не показаны

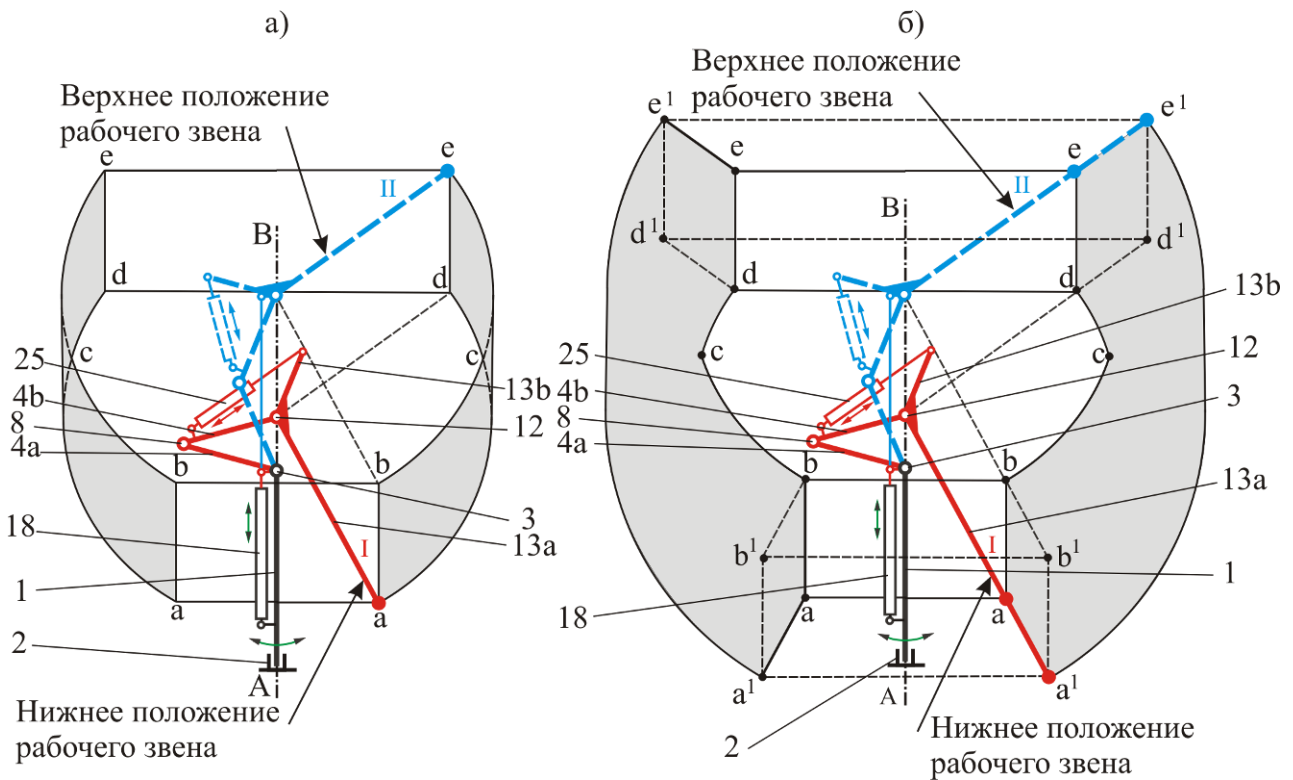


Рис. 6. Радиальное сечение рабочей зоны обслуживания крана-манипулятора:
 а – звено 13а концевой секции стрелы не является телескопическим;
 б – звено 13а концевой секции стрелы является телескопическим

4. Приближенная оценка энергоэффективности крано-манипуляторной установки

Для оценки эффективности конструкции рассматриваемой крано-манипуляторной установки проведем сравнительный анализ ее работы и работы крано-манипуляторной ус-

тановки традиционной конструкции (аналогичной приведенной на рис. 1).

Для этого рассмотрим и сравним условия нагружения силовых гидроцилиндров 18 и 31, обеспечивающих подъем-опускание стрелы крана-манипулятора мобильной машины. Расчетные схемы нагружения представлены на рис. 7.

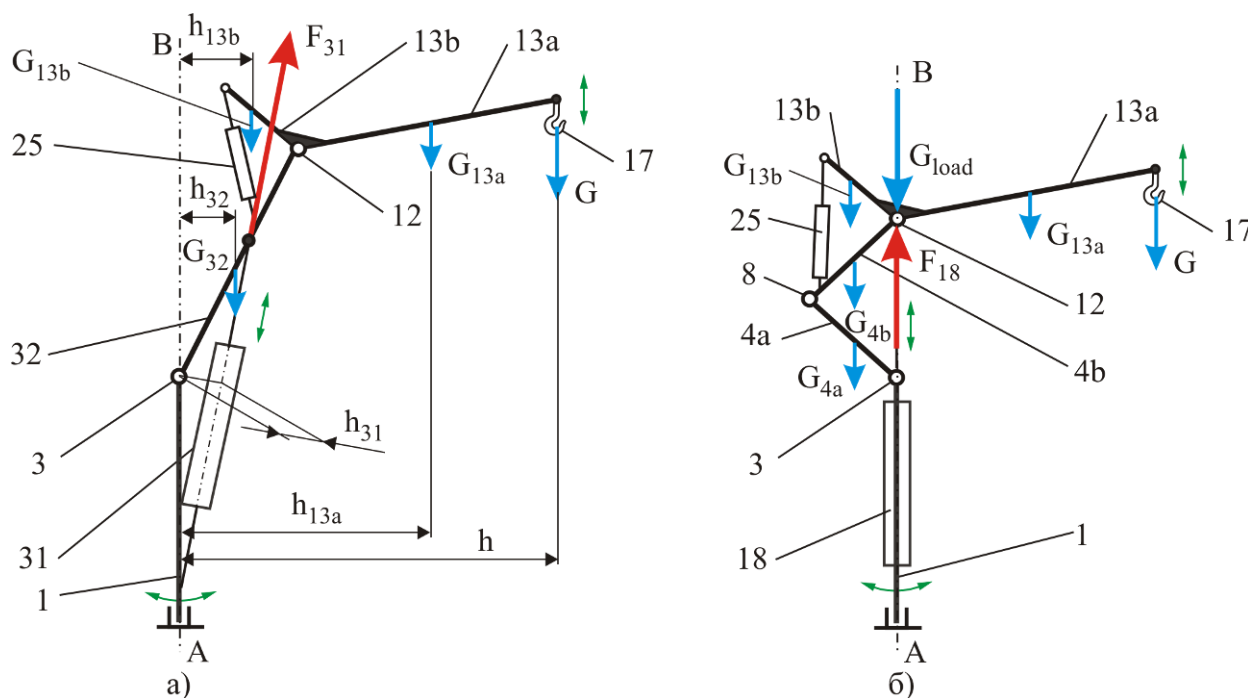


Рис. 7. Схема нагружения крана-манипулятора:

а – традиционной конструкции; б – рассматриваемой конструкции (обозначения соответствуют рис. 3; дополнительно: 31 - силовой гидроцилиндр механизма подъема стрелы; 32 – корневая секция стрелы)

В процессе работы крана-манипулятора традиционной конструкции силовым гидроцилиндром механизма подъема стрелы должен развить такое движущее усилие на своем штоке F_{31} , которое могло бы преодолеть возникающие эксплуатационные нагрузки от веса транспортируемого груза G , веса корневой секции стрелы 32 G_{32} , веса звеньев G_{13a} и G_{13b} (рис. 7, а). Из условия равновесия корневой секции 32 относительно шарнирного соединения 3 можно определить искомое усилие по зависимости

$$F_{31} = \frac{Gh + G_{32}h_{32} + G_{13a}h_{13a} + G_{13b}h_{13b}}{h_{31}}, \quad (1)$$

где h - плечо действия веса груза относительно шарнирного соединения 3; h_{32} - плечо

действия веса корневой секции стрелы 32 относительно шарнирного соединения 3; h_{13a} , h_{13b} - плечи действия веса звеньев 13а и 13b относительно шарнирного соединения 3; h_{31} - плечо действия усилия, развиваемого силовым гидроцилиндром механизма подъема стрелы 31, относительно шарнирного соединения 3.

Анализ расчетной схемы нагружения традиционной конструкции крана-манипулятора и формулы (1) показывает, что величина усилия F_{31} изменяется в процессе работы манипуляционной системы и достигает своего максимального значения $F_{31,max}$ при максимально поднятом положении корневой секции стрелы 32, так как в этом по-

ложении плечо h_{31} действия усилия, развиваемого силовым гидроцилиндром механизма подъема стрелы 31, относительно шарнирного соединения 3 оказывается минимальным. Известные данные [11] говорят о том, что при подъеме стрелы величина F_{31} может изменяться в 4...6 раз и более. Мощность силового гидроцилиндра механизма подъема стрелы 31 согласно [12-14] приближенно определяется зависимостью

$$N_{31} = vF_{31,\max}\eta, \quad (2)$$

где v - паспортная скорость движения штока гидроцилиндра; η - коэффициент полезного действия гидропривода.

В случае рассматриваемой конструкции крана-манипулятора в процессе его работы силовым гидроцилиндром 18 механизма возвратно-поступательного движения концевой секции стрелы 13 должен развить такое движущее усилие на своем штоке F_{18} , которое могло бы преодолеть возникающие эксплуатационные нагрузки от веса транспортируемого груза G , веса звеньев G_{4a} и G_{4b} корневой секции стрелы, веса звеньев G_{13a} и G_{13b} концевой секции стрелы (рис. 7, б). Из условия равновесия проекций сил, приведенных к шарнирному соединению 12, относительно вертикальной оси АВ можно определить искомое усилие по зависимости:

$$F_{18} = G_{load} = G + G_{4a} + G_{4b} + G_{13a} + G_{13b}. \quad (3)$$

Анализ расчетной схемы нагружения (рис. 7, б) и формулы (3) показывает, что величина усилия F_{18} не изменяется в процессе работы крана-манипулятора и остается постоянной независимо от положения стрелы. Таким образом, рассматриваемая конструкция обеспечивает стабильные условия нагружения силового гидроцилиндра 18 при производстве работ. Это положительно сказывается на показателях надежности (долговечности и безотказности) крана-манипулятора в целом. Мощность силового гидроцилиндра 18 также приближенно определяется зависимостью, аналогичной формуле (2):

$$N_{18} = vF_{18}\eta. \quad (4)$$

Преимущество крана-манипулятора рассматриваемой конструкции перед краном-манипулятором традиционной конструкции

по энергоэффективности гидропривода крана-манипуляторной установки может быть количественно выражено с помощью относительного коэффициента энергоэффективности, равного отношению необходимой мощности силовых гидроцилиндров 18 и 31:

$$K_e = \frac{N_{31}}{N_{18}} \approx \frac{F_{31,\max}}{F_{18}}. \quad (5)$$

Расчеты показывают, что во всех случаях коэффициент $K_e \geq 1$.

В качестве примера выполним количественную оценку энергоэффективности рассматриваемой конструкции применительно к характеристикам выпускаемой отечественной промышленностью мобильной энергетической машины АСТ-4-А для сварки магистральных трубопроводов [15], которая оснащена гидравлическим краном-манипулятором номинальной грузоподъемности $G = 7,5$ кН. Кинематическая схема крана-манипулятора этой машины соответствует рис. 7. Согласно имеющимся расчетам [7], величина максимального усилия на штоке силового гидроцилиндра составляет $F_{31,\max} = 78$ кН. Величина усилия F_{18} , рассчитанная по формуле (3) на основании паспортных характеристик машины АСТ-4-А, составляет $F_{18} = 12,3$ кН. Таким образом, для крана-манипулятора указанной мобильной машины коэффициент энергоэффективности $K_e = 6,3$, т.е. использование крана-манипулятора рассматриваемой конструкции позволяет приблизительно в 6 раз снизить мощность силового гидроцилиндра механизма подъема стрелы и, таким образом, существенно уменьшить суммарную мощность крановой гидростанции.

В абсолютных цифрах это выражается следующими значениями:

- мощность крановой гидростанции традиционной крано-манипуляторной установки (суммарная мощность трех силовых гидроцилиндров механизмов движения) составляет 33 кВт;

- мощность крановой гидростанции рассматриваемой крано-манипуляторной установки могла бы составить 22 кВт.

Таким образом, использование рассматриваемой конструкции крана-манипулятора

позволяет экономить до 33% электроэнергии при выполнении погрузочно-разгрузочных работ одинаковой интенсивности.

5. Заключение

Исследованная в статье конструкция оригинальной гидравлической манипуляционной системы для проведения погрузочно-разгрузочных работ мобильной транспортно-технологической машиной, конструктивной особенностью которой является замена гидравлического механизма возвратно-поворотного движения наиболее нагруженного звена крана-манипулятора на механизм его возвратно-поступательного движения, имеет более высокие показатели энергоэффективности, чем аналогичные по функциональному назначению манипуляционные системы традиционного конструкционного исполнения.

Исследованная конструкция позволяет решить две практически важные задачи, свя-

занные с работой манипуляционных систем мобильных машин:

1) существенно уменьшить величину эксплуатационной нагрузки, которую необходимо преодолевать силовому гидроцилиндру в процессе перемещения звена манипуляционной системы;

2) обеспечить постоянство величины эксплуатационной нагрузки в течение всего времени вертикального перемещения транспортируемого груза.

Результаты сравнительного количественного анализа применительно к характеристикам реальной мобильной машины показали, что эксплуатация манипуляционной системы предложенной конструкции оказывается заметно более экономичной. Это объясняется уменьшением мощности гидропривода мобильной машины вследствие использования силового гидроцилиндра меньшего типоразмера, для работы которого требуется меньший объемный расход рабочей жидкости.

Список литературы

1. Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины. М.: Машиностроение, 1989. 536 с.

2. Белецкий Б.Ф., Булгакова И.Г. Строительные машины и оборудование. Ростов-на-Дону: Феникс, 2005. 608 с.

3. Новоселов В. Время перемен. Российский рынок гидроманипуляторов // Строительная техника и технологии. 2013. №4. С. 98-110.

4. Бандурин Р.А. Рынок кранов-манипуляторов в России // Проблемы современной экономики. 2015. № 26. С. 138-142.

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

6. Лагереv И.А. Сравнительный анализ гидравлических кранов-манипуляторов транспортно-технологических машин и гидравлических манипуляторов промыш-

References

1. Vaynson A.A. *Podemno-transportnye mashiny* [Lifting-transport machines]. Moscow, Mashinostroenie, 1989. 536 p. (In Russian)

2. Beletskiy B.F. *Stroitelnye mashiny i oborudovaniya* [Construction machinery and equipment]. Rostov-na-Donu, Feniks, 2005. 608 p. (In Russian)

3. Novoselov V. Vremya peremen. Rossiyskiy rynek gidromanipulyatorov. *Stroitel'naya tekhnika i tekhnologii*, 2013, No.4, pp. 98-110. (In Russian)

4. Bandurin R.A. Rynek kranov-manipulyatorov v Rossii [The market for cranes in Russia]. *Problemy sovremennoy ekonomiki*, 2015, No.26, pp. 138-142. (In Russian)

5. Lagerev I.A., Lagerev A.V. *Sovremennaya teoriya manipulatsionnykh sistem mobilnykh mnogotselovykh transportno-tekhnologicheskikh mashin i kompleksov. Konstruktsiya i usloviya ekspluatatsii* [Modern theory of manipulation systems of mobile multi-purpose transport and technological machines and complexes. Design and operating conditions]. Bryansk, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, 2018. 190 p.

ленных роботов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2016. №3. С. 16-43. DOI: 10.5281/zenodo.1198767

7. Лагереv А.В., Лагереv 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: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2018-04-04-355-379>

8. Александров М.П. Грузоподъемные машины. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана; Высшая школа, 2000. 552 с.

9. Лагереv А.В. Нагруженность подъемно-транспортной техники. Брянск: БГТУ, 2010. 180 с.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1306614>

10. Патент № 189827 РФ. Гидравлический кран-манипулятор мобильной машины / А.В. Лагереv, И.А. Лагереv. № 2019107253; заявл. 13.03.19; опубл. 05.06.2019. Бюл. № 16.

11. Лагереv И.А., Лагереv А.В. Динамика трехзвенных гидравлических кранов-манипуляторов. Брянск: БГТУ, 2012. 196 с.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1202224>

12. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы. М.: Машиностроение, 1982. 423 с.

13. Берестов Е.И. Гидропривод строительных и дорожных машин. Могилев: БРУ, 2007. 214 с.

14. Лагереv А.В. Проектирование насосных гидроприводов подъемно-транспортной техники. Брянск: БГТУ, 2006. 232 с.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1311892>

15. Лагереv И.А. Моделирование напряженно-деформированного состояния крана-манипулятора машины для сварки трубопроводов // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2011. № 4. С. 29-36.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1294622>
(In Russian)

6. Lagerev I.A. Comparative analysis of hydraulic crane-manipulating installations transport and technological machines and industrial robots hydraulic manipulators. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No.3, pp. 16-49.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1198767>
(In Russian)

7. 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-tekhnicheskii 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)

8. Aleksandrov M.P. *Gruzopodemnye mashiny* [Lifting-transport machines]. Moscow, MGTU imeni N.E. Baumana, 2000. 552 p. (In Russian)

9. Lagerev A.V. *Nagruzhennost podemno-transportnoy tekhniki* [Load lifting and transport equipment]. Bryansk, BGTU, 2010. 180 p. ISBN 978-5-89838-497-5

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1306614>
(In Russian)

10. Patent RU 189827, B66C 23/16. *Gidravlicheskiy kran-manipulyator mobilnoy mashiny* [The hydraulic crane-manipulator of a mobile machine]. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Declared 13.03.2019. Published 05.06.2019. (In Russian)

11. Lagerev I.A., Lagerev A.V. *Dinamika trekhzvennykh gidravlicheskiy kranov-manipulyatorov* [Dynamics three-tier hydraulic crane-manipulators]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Tekhnicheskii Universitet, 2012. 196 p. ISBN 978-5-89838-608-5. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1202224>
(In Russian)

12. 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)

13. Berestov E.I. *Gidroprivod stroitelnykh i*

† *dorozhnykh mashin* [Hydraulic drive of construction and road machines]. Mogilev, BRU, 2007. 214 p.

† 14. Lagerev A.V. *Proektirovanie nasosnykh gidroprivodov podemno-transportnykh mashin* [The design of pump hydraulic drives of lifting-transport machines]. Bryansk, Bryanskiy gosudarstvennyy tekhnicheskij universitet, 2006. 232 p.

† DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1311892>
† (In Russian)

† 15. Lagerev I.A. Simulation of stress-strain state in crane-manipulator of pipeline welding machine. *Izvestiya vyshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie*, 2011, No.4, pp. 29-36.
† (In Russian)

УДК (UDC) 621.86

**МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ГИДРОПРИВОДОВ
С ЧАСТОТНО-ДРОССЕЛЬНЫМ РЕГУЛИРОВАНИЕМ МОБИЛЬНЫХ
ТРАНСПОРТНО-ПЕРЕГРУЗОЧНЫХ КАНАТНЫХ
КОМПЛЕКСОВ****MODELING OPERATION MODES OF HYDRAULIC DRIVES WITH FREQUENCY-
THROTTLE REGULATION OF MOBILE TRANSPORT AND OVERLOADING ROPES
COMPLEXES**Лагерев А.В.¹, Таричко В.И.², Лагерев И.А.¹
Lagerev A.V.¹, Tarichko V.I.², Lagerev I.A.¹¹ - Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)² – АО «Брянский автомобильный завод» (Брянск, Россия)¹ - Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)² – Bryansk Automobile Plant JSC (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. Мобильные канатные дороги, оборудование которых размещено на базовых шасси колесных или гусеничных машин высокой грузоподъемности, являются перспективным видом транспортно-перегрузочного оборудования. Специфические конструктивные особенности, режимы и условия их эксплуатации по сравнению с традиционными грузовыми и пассажирскими подвесными канатными дорогами стационарного исполнения требуют разработки специальных методов проектирования и проектных расчетов указанного типа машин. В статье рассматривается задача моделирования рабочих гидродинамических процессов, протекающих в гидроприводах с частотно-дроссельным регулированием механизмов движения тяговых и несущее-тяговых канатов, на всех стадиях работы механизма движения – стадии разгона транспортируемого груза, стадии установившегося (стационарного) движения с постоянной скоростью и стадии торможения при подходе к конечной точке останова. Для решения указанной технической задачи были разработаны математическая модель гидропривода и реализующая ее компьютерная программа. Модель обеспечивает компьютерное моделирование процессов изменения во времени таких основных технических характеристик гидропривода, как давления и объемные расходы рабочей жидкости в характерных точках по длине гидросистемы, перепад давления на гидромоторе и мгновенная мощность гидропривода, а также кинематических и силовых параметров движения тяговых и несущее-тяговых канатов (пройденного расстояния, линейной скорости и ускорения, требуемой мощности, преодолеваемых эксплуатационных нагрузок). Применительно к конкретному варианту мобильного канатного комплекса были проведены расчеты указанных гидродинамических, кинематических и силовых параметров, а также выполнен анализ полученных результатов. Показано влияние настройки регулируемого дросселя на результаты расчетов.

Abstract. Mobile ropeways, the equipment of which is located on the base chassis of wheeled or tracked vehicles of high carrying capacity, are a promising type of transport and overloading equipment. Specific design features, modes and conditions of their operation in comparison with traditional freight and passenger fixed-line cableways require the development of special design methods and design calculations for this type of machine. The article discusses the problem of modeling working hydrodynamic processes in hydraulic drives with frequency-throttle regulation of the mechanisms of movement of traction and carrying ropes, at all stages of the movement mechanism - the stage of acceleration of the transported cargo, the stage of steady-state (stationary) movement at a constant speed and the stage of braking when approaching the final breakpoint. To solve this technical problem, a mathematical model of the hydraulic drive and a computer program that implements it were developed. The model provides computer simulation of the time-varying processes of such basic hydraulic drive technical characteristics as pressures and volumetric flow rates of the working fluid at characteristic points along the length of the hydraulic system, pressure drop across the hydraulic motor and instantaneous hydraulic drive power, as well as kinematic and force parameters of the movement of traction and carrying ropes (distance traveled, linear speed and acceleration, required power, overcome operational loads). In relation to a specific version of the mobile rope complex, the calculations of the indicated hydrodynamic, kinematic and power parameters were carried out, as well as the analysis of the results obtained. The influence of the adjustable throttle setting on the calculation results is shown.

Ключевые слова: мобильный канатный комплекс, гидропривод, частотно-россельное регулирование, моделирование.

Keywords: mobile aerial rope complex, hydraulic drive, frequency-throttle regulation, modeling.

Дата принятия к публикации: 03.09.2019
Дата публикации: 25.12.2019

Date of acceptance for publication: 03.09.2019
Date of publication: 25.12.2019

Сведения об авторах:

Лагереv Александр Валерьевич – доктор технических наук, профессор, заместитель директора по научной работе НИИ фундаментальных и прикладных исследований ФГБОУ ВПО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», e-mail: bsu-avl@yandex.ru.
 ORCID: 0000-0003-0380-5456

Authors' information:

Alexander V. Lagerev - Doctor of Technical Sciences, Professor, Vice director of Research Institute of Fundamental and Applied Research, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, e-mail: bsu-avl@yandex.ru.
 ORCID: 0000-0003-0380-5456

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

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

Лагереv Игорь Александрович – доктор технических наук, доцент, проректор по инновационной работе ФГБОУ ВПО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», e-mail: lagerev-bgu@yandex.ru.
 ORCID: 0000-0002-0921-6831

Igor A. Lagerev - Doctor of Technical Sciences, Assistant Professor, Vice rector for Innovations, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, e-mail: lagerev-bgu@yandex.ru.
 ORCID: 0000-0002-0921-6831

1. Введение

В настоящее время грузовые и пассажирские подвесные канатные дороги являются важным структурным элементом современной инфраструктуры, обеспечивающей эффективное использование широкого круга транспортно-логистических технологий в сфере промышленных грузовых перевозок и общественного внеуличного транспорта [1-4].

подавляющее большинство известных к настоящему времени канатных дорог относятся к стационарным канатным дорогам, ориентированным на длительное использование в пределах места их установки. Возможное перебазирование, например, грузовых подвесных дорог является достаточно редким случаем в течение их проектного срока эксплуатации. Тем не менее, также известны конструкции мобильных канатных дорог, предназначенных для частого перебазирования вследствие технологических особенностей обслуживаемых ими производственных процессов [4].

Мобильные канатные дороги, оборудование которых размещено на базовых шасси, как правило, на колесных или гусеничных машинах высокой грузоподъемности, могут быть использованы для быстрого создания

переправ через водные преграды, овраги, ущелья, болотистую местность. Они предназначены для использования в тех местах или в тех условиях, когда невозможно или не целесообразно создание капитальных сооружений (мостов, эстакад, туннелей, насыпей и т.п.), например, при выполнении строительно-монтажных или ремонтных работ автономных объектов [5], при ликвидации последствий стихийных бедствий природного или техногенного характера [6], при производстве лесохозяйственных работ в горной или труднодоступной местности [7-9], при проведении погрузочно-разгрузочных операций на водоплавающих средствах [10].

2. Постановка задачи

В настоящее время отсутствуют целостные научные подходы к исследованию рабочих процессов, динамической нагруженности, выбору параметров и проектированию мобильных канатных комплексов. Их разработчики не предлагают каких-либо специфических методов проектирования и расчета, поэтому существующая практика предполагает выполнение их расчетов как стационарных канатных дорог, аналогично приведенным, например, в [11, 12].

В то же время, условия и режимы эксплуатации мобильных канатных комплексов, установленных на колесном или гусеничном шасси, по сравнению со стационарными канатными дорогами могут заметно отличаться. На технологическое оборудование дорог действуют иные сочетания нагрузок, их конструкции имеют иные деформационные и прочностные характеристики и др. [13].

Важной отличительной особенностью является также то, что привод механизма движения несущо-тяговой системы мобильного канатного комплекса ориентирован на использование штатного двигателя внутреннего сгорания базовой машины, т.е. работа объемного насоса гидропривода механизма движения обеспечивается путем отбора мощности от штатного двигателя [13]. Это позволяет реализовать комбинированный частотно-дрессельный способ регулирования скорости движения несущо-тягового каната, который предусматривает возможность изменения частоты вращения выходного вала нерегулируемого насоса путем изменения частоты вращения штатного двигателя базовой машины и гидродинамического воздействия на поток проходящей через гидромотор рабочей жидкости путем изменения проходного сечения регулируемого дросселя.

Вариант принципиальной гидравлической схемы, реализующей указанный способ регулирования, приведен на рис. 1. В данном варианте используется схема установки дросселя параллельно гидромотору.

Целью представленного ниже исследования является разработка математической модели и реализующей ее компьютерной программы, обеспечивающих моделирование во времени рабочих гидродинамических процессов в частотно-регулируемом гидроприводе мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов.

3. Математическая модель

При построении математической модели динамики частотно-дрессельного регулирования гидропривода приводного механизма мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса был использован подход

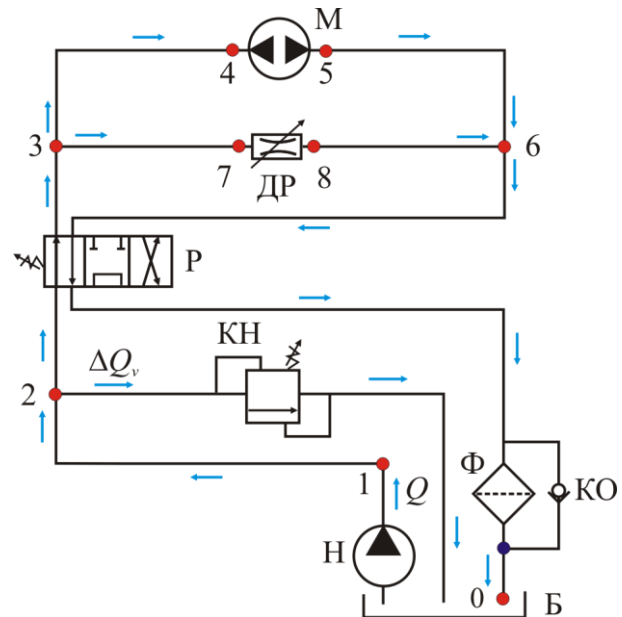


Рис. 1. Принципиальная гидравлическая схема механизма движения несущо-тягового каната мобильного транспортно-перегрузочного комплекса:

Н – нерегулируемый насос; Б – гидробак;
 КН – напорный клапан;
 Р – гидрораспределитель; ДР – регулируемый дроссель; М – гидромотор; КО – обратный клапан; Ф – фильтр

на основе построения структурно-функциональных схем, разработанный ранее в [14, 15] применительно к анализу рабочих процессов в гидроприводе механизмов движения манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин.

3.1. Структурно-функциональная схема гидропривода с частотно-дрессельным регулированием

Структурно-функциональная схема, соответствующая показанной на рис. 2 гидравлической схеме, с обозначением характерных точек по длине гидросистемы, в которых будет производиться определение количественных параметров, определяющих протекание рабочих процессов в гидроприводе при работе мобильного канатного комплекса, приведена на рис. 2.

В качестве характерных точек структурно-функциональной схемы (рис. 2) на принципиальной гидравлической схеме (рис. 1)

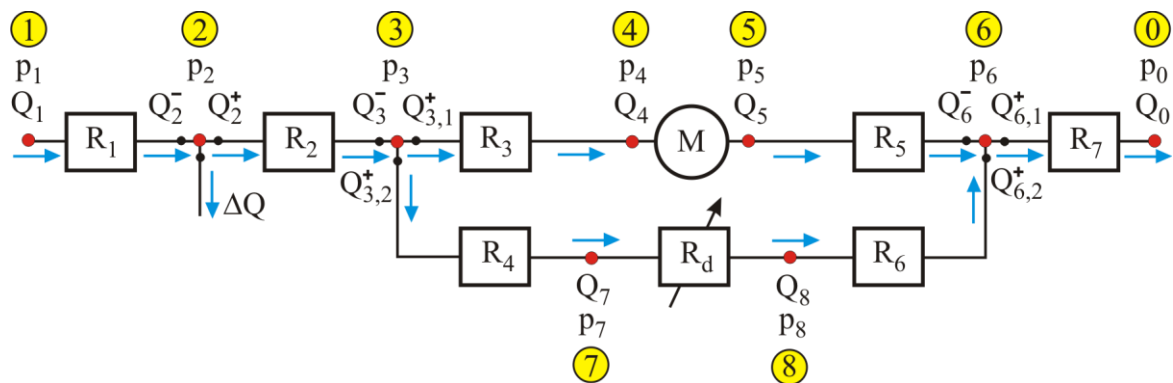


Рис. 2. Структурно-функциональная схема гидропривода с частотно-дрессельным регулированием приводного механизма мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса при расположении регулируемого гидродросселя параллельно гидромотору

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 (тройник): место разделения потока рабочей жидкости (одна часть жидкости поступает в гидромотор, другая проходит через регулируемый гидродроссель);
- точка 4: вход гидромотора;
- точка 5: выход гидромотора;
- точка 6 (тройник): место суммирования потоков рабочей жидкости, поступающего из гидромотора и прошедшей через регулируемый гидродроссель;
- точка 7: вход регулируемого дросселя;
- точка 8: выход регулируемого дросселя;
- 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 ΔQ_v . Также на характерных участках гидросистемы, ограниченных соседними характерными точками, определяется величина потери давления R_1, \dots, R_7 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 определяет перепад рабочего

давления на гидромоторе Δp_{hm} , а в точках 7 и 8 – падение давления R_d на регулируемом гидродросселе.

3.2. Дифференциальное уравнение вращения выходного вала гидромотора

Следуя рекомендациям [14, 15], при построении уравнения вращения выходного вала гидромотора следует ориентироваться не на величину его угла поворота во времени, а на величину изменения во времени объемного расхода рабочей жидкости Q_{hm} , подводимого к гидромотору. В этом случае интегрирование уравнения вращения позволяет непосредственно определить в дискретные моменты времени один из основных гидравлических параметров гидросистемы – объемный расход на входе в гидромотор Q_4 , что далее позволяет последовательно определить остальные гидравлические параметры (давления и расходы) во всех характерных точках структурно-функциональной схемы (рис. 2).

Согласно [14, 15] зависимость между угловой скоростью вращения выходного вала гидромотора ω_{hm} и подведенным к нему объемным расходом рабочей жидкости Q_{hm} выражается следующим соотношением:

$$\omega_{hm} = 2\pi Q_{hm} / V_{hm}, \quad (1)$$

где V_{hm} – рабочий объем гидромотора, определяемый его типоразмером [16-18].

В результате, уравнение вращения выходного вала гидромотора [19, 20] с учетом зависимости (1) примет вид [14, 15]:

$$2\pi \left(\frac{J_{red}}{V_{hm}} \right) \dot{Q}_{hm} = V_{hm}(p_4 - p_5) / 2\pi - M_{ol} - M_{br}, \quad (2)$$

где J_{red} - приведенный к выходному валу гидромотора момент инерции перемещаемого груза и движущихся элементов канатной системы, кг·м²; M_{ol} - момент силы от эксплуатационных нагрузок, приведенный к выходному валу гидромотора, Н·м; M_{br} - приведенный момент силы торможения выходного вала гидромотора, создаваемый дополнительными внешними тормозными устройствами, Н·м.

3.3. Начальные условия интегрирования дифференциального уравнения вращения выходного вала гидромотора

В начальный момент времени интегрирования уравнения вращения (2), т.е. при $\tau = 0$, объемный расход рабочей жидкости на входе в рабочую полость гидромотора $Q_4(\tau = 0) = 0$. Соответственно, расходы в характерных точках линии гидросистемы, в которую включен гидромотор, составляют:

$$Q_{3,1}^+(\tau = 0) = Q_5(\tau = 0) = Q_{6,1}^-(\tau = 0) = 0.$$

В то же время, в начальный момент времени $\tau = 0$ объемный расход рабочей жидкости на выходе насоса определяется реализуемым законом изменения частоты вращения приводного вала насоса $n_{pump}(\tau)$ и соответствует начальной подаче насоса $Q_p(\tau = 0)$:

$$Q_1(\tau = 0) = Q_p(\tau = 0) = V_0 n_{pump}(\tau = 0),$$

где V_0 - номинальный рабочий объем насоса, м³.

Расходы рабочей жидкости перед и за напорным клапаном $Q_2^-(\tau = 0)$ и $Q_2^+(\tau = 0)$ определяются как

$$Q_2^-(\tau = 0) = Q_1(\tau = 0),$$

$$Q_2^+(\tau = 0) = Q_2^-(\tau = 0) - \Delta Q_v(\tau = 0),$$

где ΔQ_v - расход рабочей жидкости через открытый напорный клапан, м³/с.

При сравнительно малой начальной подаче насоса $Q_p(\tau = 0) \leq [Q_p]$ весь начальный расход рабочей жидкости $Q_1(\tau = 0)$ может пройти через регулируемый дроссель при закрытом напорном клапане, так как этот расход не приведет к значительной потере давления на дросселе, которая определяется следующей зависимостью:

$$R_d = w_d Q_1^2(\tau = 0),$$

где $[Q_p]$ - пороговое значение подачи насоса, при превышении которого происходит открытие напорного клапана, м³/с; w_d - коэффициент пропорциональности, определяющийся конструкцией и настройкой регулируемого дросселя, кг/м⁷.

Пороговое значение $[Q_p]$ определяется путем решения следующего нелинейного алгебраического уравнения

$$R_2\{[Q_p]\} + R_4\{[Q_p]\} + R_6\{[Q_p]\} + R_7\{[Q_p]\} + R_d\{[Q_p]\} - p_{open} = 0,$$

где $R_i\{Q_i\}$ - потеря давления на i -м характерном участке гидросистемы при прохождении через него расхода рабочей жидкости Q_i , Па; p_{open} - давление настройки напорного клапана, при достижении которого происходит его открытие, Па.

Потери давления на характерных участках гидросистемы R_1, R_2, R_4, R_6, R_7 и на регулируемом дросселе R_d (рис. 2) в начальный момент времени определяются суммированием потерь давления в гидроаппаратах и гидроустройствах, местных сопротивлениях и по длине гидролиний [19-21]. Для их расчетной оценки удобно использовать зависимости, представленные в [14, 22].

При $Q_p(\tau = 0) \leq [Q_p]$ величины давлений и объемных расходов рабочей жидкости в характерных точках гидросистемы, через которые протекает рабочая жидкость, будут составлять:

$$p_2(\tau = 0) = p_{pump} - R_1\{Q_p(\tau = 0)\};$$

$$p_3(\tau = 0) = p_2(\tau = 0) - R_2\{Q_p(\tau = 0)\};$$

$$p_6(\tau = 0) = R_7\{Q_p(\tau = 0)\};$$

$$p_7(\tau = 0) = p_3(\tau = 0) - R_4\{Q_p(\tau = 0)\};$$

$$p_8(\tau = 0) = p_6(\tau = 0) + R_7\{Q_p(\tau = 0)\};$$

$$p_0(\tau = 0) = 0;$$

$$Q_1(\tau = 0) = Q_2^-(\tau = 0) = Q_2^+(\tau = 0) = Q_3^-(\tau = 0) = \\ = Q_{3,2}^+(\tau = 0) = Q_{6,2}^-(\tau = 0) = Q_6^+(\tau = 0) = Q_7(\tau = 0) = \\ = Q_8(\tau = 0) = Q_0(\tau = 0) = Q_{pump}(\tau = 0),$$

где p_{pump} - давление на выходе насоса, Па.

В характерных точках участка линии гидросистемы, в которую включен гидромо- тор, давление рабочей жидкости согласно закона Паскаля будет составлять:

$$p_4(\tau = 0) = p_3(\tau = 0);$$

$$p_5(\tau = 0) = p_6(\tau = 0),$$

а расходы рабочей жидкости –

$$Q_{3,1}^+(\tau = 0) = Q_{6,1}^-(\tau = 0) = \\ = Q_4(\tau = 0) = Q_5(\tau = 0) = 0.$$

При $Q_p(\tau = 0) > [Q_p]$ давление рабочей жидкости в характерной точке 2 будет определяться количественными параметрами стати- ческой характеристики открытия напорного предохранительного клапана $p = f_v(\Delta Q_v)$, т.е.

$$p_2(\tau = 0) = f_v(\Delta Q_v(\tau = 0)). \quad (3)$$

Для выражения статической характери- стики открытия предохранительного напор- ного клапана $p = f_v(\Delta Q_v)$ в уравнении (3) удобно использовать аналитические выра- жения, предложенные в [14] применительно к напорным клапанам прямого и непрямого действия. В этом случае величину расхода рабочей жидкости через напорный клапан ΔQ_v можно определить путем решения не- линейного алгебраического уравнения сле- дующего вида:

$$\begin{aligned} & \text{- для напорного клапана прямого действия} \\ & R_2\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_4\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_6\{Q_p - \Delta Q_v\} + \\ & + R_7\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_d\{Q_p - \Delta Q_v\} - p_{open} - a_{op}\Delta Q_v^{b_{op}} = 0, \end{aligned}$$

- для напорного клапана непрямого дей- ствия

если $0 < \Delta Q_v < Q_{min}$

$$\begin{aligned} & R_2\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_4\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_6\{Q_p - \Delta Q_v\} + \\ & + R_7\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_d\{Q_p - \Delta Q_v\} - \frac{P_{min}}{Q_{min}} \Delta Q_v = 0; \end{aligned}$$

если $Q_{min} \leq \Delta Q_v < Q_{max}$

$$\begin{aligned} & R_2\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_4\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_6\{Q_p - \Delta Q_v\} + \\ & + R_7\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_d\{Q_p - \Delta Q_v\} - \\ & - p_{min} - \frac{P_{max} - P_{min}}{Q_{max} - Q_{min}} (\Delta Q_v - Q_{min}) = 0, \end{aligned}$$

где a_{op} , b_{op} - коэффициенты аппроксимации статической характеристики открытия на- порного клапана прямого действия [14]; p_{max} , Q_{max} - давление настройки и расход рабочей жидкости при давлении настройки напорного клапана непрямого действия [14]; Q_{min} , p_{min} - минимальный расход рабочей жидкости и давление при минимальном рас- ходе через клапан непрямого действия [14].

Давление в характерной точке 2 гидро- системы при открытом напорном клапане будет составлять:

- для клапана прямого действия

$$p_2(\tau = 0) = p_{open} + a_{op}\Delta Q_v^{b_{op}}, \quad (4)$$

- для клапана непрямого действия

если $0 < \Delta Q_v < Q_{min}$

$$p_2(\tau = 0) = \frac{P_{min}}{Q_{min}} \Delta Q_v, \quad (5)$$

если $Q_{min} \leq \Delta Q_v < Q_{max}$

$$p_2(\tau = 0) = p_{min} + \frac{P_{max} - P_{min}}{Q_{max} - Q_{min}} (\Delta Q_v - Q_{min}). \quad (6)$$

Тогда величины давлений и объемных расходов рабочей жидкости в характерных точках гидросистемы, через которые проте- кает рабочая жидкость, будут составлять:

$$p_1(\tau = 0) = p_2(\tau = 0) + R_1\{Q_p(\tau = 0)\};$$

$$p_3(\tau = 0) = p_2(\tau = 0) - R_2\{Q_p(\tau = 0) - \Delta Q_v\};$$

$$p_6(\tau = 0) = R_7\{Q_p(\tau = 0) - \Delta Q_v\};$$

$$p_7(\tau = 0) = p_3(\tau = 0) - R_4\{Q_p(\tau = 0) - \Delta Q_v\};$$

$$p_8(\tau = 0) = p_6(\tau = 0) + R_7\{Q_p(\tau = 0) - \Delta Q_v\};$$

$$p_0(\tau = 0) = 0;$$

$$\begin{aligned} Q_1(\tau = 0) &= Q_2^-(\tau = 0) = Q_2^+(\tau = 0) = Q_3^-(\tau = 0) = \\ &= Q_{3,2}^+(\tau = 0) = Q_{6,2}^-(\tau = 0) = Q_6^+(\tau = 0) = \\ &= Q_7(\tau = 0) = Q_8(\tau = 0) = Q_0(\tau = 0) =, \\ &= Q_{pump}(\tau = 0) - \Delta Q_v \end{aligned}$$

В характерных точках участка линии гидросистемы, в которую включен гидромо- тор, давления и расходы рабочей жидкости

будет определяться так же, как и в ранее рассмотренном случае при

$$Q_p(\tau = 0) \leq [Q_p].$$

3.4. Расчет гидравлических параметров частотно-регулируемого гидропривода в произвольный момент времени

В произвольный момент времени работы гидропривода движение рабочей жидкости будет наблюдаться в обеих параллельных линиях гидросистемы (линия I: участок 3-гидромотор-участок 5; линия II: участок 4-регулируемый дроссель-участок 6). Распределение величин объемных расходов рабочей жидкости по этим линиям Q_I и Q_{II} обратно пропорционально величинам гидравлических сопротивлений этих линий R_I и R_{II} :

$$\frac{Q_I}{Q_{II}} = \frac{Q_{3,1}^+}{Q_{3,2}^+} = \frac{R_{II}}{R_I}$$

или

$$\frac{Q_{3,1}^+}{Q_3^- - Q_{3,1}^+} = \frac{R_4\{Q_3^- - Q_{3,1}^+\} + R_6\{Q_3^- - Q_{3,1}^+\} + R_d\{Q_3^- - Q_{3,1}^+\}}{p_1 - R_1\{Q_3^-\} - R_2\{Q_3^-\} - R_7\{Q_3^-\}}.$$

Данное соотношение позволяет определить величину объемного расхода рабочей жидко-

$$\frac{Q_{3,1}^+}{Q_3^- - Q_{3,1}^+} = \frac{R_{II}}{R_I}. \quad (7)$$

Гидравлические сопротивления линий I и II составляют

$$R_I = R_3\{Q_{3,1}^+\} + R_5\{Q_{3,1}^+\} + \Delta p_{hm};$$

$$R_{II} = R_4\{Q_{3,2}^+\} + R_6\{Q_{3,2}^+\} + R_d\{Q_{3,2}^+\} =$$

$$= R_4\{Q_3^- - Q_{3,1}^+\} + R_6\{Q_3^- - Q_{3,1}^+\} + R_d\{Q_3^- - Q_{3,1}^+\},$$

где Δp_{hm} - перепад давления на гидромоторе при закрытом напорном клапане, определяемый соотношением:

$$\Delta p_{hm} = p_4 - p_5 = p_1 - R_1\{Q_1\} - R_2\{Q_2\} - R_7\{Q_6^+\}$$

или

$$\Delta p_{hm} = p_1 - R_1\{Q_3^-\} - R_2\{Q_3^-\} - R_7\{Q_3^-\}.$$

Таким образом, для случая закрытого напорного клапана и свободного вращения выходного вала гидромотора в режиме холостого хода (при нулевой эксплуатационной нагрузке) соотношение (7) примет следующий вид:

$$Q_{3,1}^+ - \frac{R_4\{Q_3^- - Q_{3,1}^+\} + R_6\{Q_3^- - Q_{3,1}^+\} + R_d\{Q_3^- - Q_{3,1}^+\}}{p_1 - R_1\{Q_3^-\} - R_2\{Q_3^-\} - R_7\{Q_3^-\}}(Q_3^- - Q_{3,1}^+) = 0 \quad (8)$$

или

$$Q_{3,1}^+ - Q_3^- \left(\frac{p_1 - R_1\{Q_3^-\} - R_2\{Q_3^-\} - R_7\{Q_3^-\}}{R_4\{Q_3^- - Q_{3,1}^+\} + R_6\{Q_3^- - Q_{3,1}^+\} + R_d\{Q_3^- - Q_{3,1}^+\}} + 1 \right)^{-1} = 0, \quad (9)$$

а также величину объемного расхода рабочей жидкости в линии II гидросистемы:

$$Q_{3,2}^+ = Q_3^- - Q_{3,1}^+ = Q_p - Q_{3,1}^+.$$

Найденные в соответствии с зависимостями (8) и (9) расходы $Q_{3,1}^+$ и $Q_{3,2}^+$ являются расходами рабочей жидкости при работе гидромотора на холостом режиме (равновесными расходами, распределение которых формируется лишь исходя из характеристик внутренней структуры гидропривода без учета влияния внешней нагрузочной харак-

стики в линии I гидросистемы путем решения нелинейного алгебраического уравнения

теристики). Обозначим их как $(Q_{3,1}^+)_{nl}$ и $(Q_{3,2}^+)_{nl}$.

Расходу $(Q_{3,1}^+)_{nl}$ будет соответствовать угловая скорость вращения выходного вала гидромотора

$$(\omega_{hm})_{nl} = 2\pi(Q_{3,1}^+)_{nl} / V_{hm}$$

и крутящий момент на валу гидромотора

$$(M_{hm})_{nl} = (Q_{3,1}^+)_{nl}(p_4 - p_5) / (\omega_{hm})_{nl}$$

или

$$(M_{hm})_{nl} = (Q_{3,1}^+)_{nl} \frac{P_{pump} - R_1\{Q_p\} - R_2\{Q_p\} - R_3\{(Q_{3,1}^+)_{nl}\} - R_6\{(Q_{3,1}^+)\} - R_7\{Q_p\}}{(\omega_{hm})_{nl}}.$$

При работе гидропривода под нагрузкой распределение расходов, рассчитываемое на основании зависимостей (8) и (9), не выполняется, так как объемный расход рабочей жидкости в произвольный момент времени определяется решением дифференциального уравнения (2), исходя из величины преодолеваемой эксплуатационной нагрузки – приведенных моментов сил сопротивления M_{ol} и торможения M_{br} :

$$Q_{3,1}^+ = Q_{hm}, \quad Q_{3,1}^+ \neq (Q_{3,1}^+)_{nl}.$$

Так как эксплуатационная нагрузка тормозит вращение выходного вала гидромотора в процессе работы гидропривода, препятствуя поступлению рабочей жидкости в его рабочую полость, то

$$Q_{hm} = Q_{3,1}^+ \leq (Q_{3,1}^+)_{nl}.$$

Таким образом, соотношение расходов $Q_{3,1}^+$ и $Q_{3,2}^+$ нарушается за счет того, что «лишняя» часть расхода величиной

$$\Delta Q_{3,1}^+ = (Q_{3,1}^+)_{nl} - Q_{hm}$$

будет стремиться пройти через линию II гидросистемы, увеличивая тем самым расход $Q_{3,2}^+$ до значения

$$Q_{3,2}^+ = (Q_{3,2}^+)_{nl} + \Delta Q_{3,1}^+.$$

Это повлечет за собой повышение гидравлических потерь как на отдельных участках линии II гидросистемы R_4 , R_6 и R_d , так гидравлических потерь всей линии II в целом R_{II} . В результате произойдет повышение давления рабочей жидкости в месте установки напорного клапана (характерной точке 2 структурно-функциональной схемы гидропривода) до значения

$$p_2' = R_2\{Q_p\} + R_4\{(Q_{3,2}^+)_{nl} + \Delta Q_{3,1}^+\} + R_d\{(Q_{3,2}^+)_{nl} + \Delta Q_{3,1}^+\} + R_6\{(Q_{3,2}^+)_{nl} + \Delta Q_{3,1}^+\} + R_7\{Q_p\}. \quad (10)$$

Если величина давления p_2' , рассчитанная по зависимости (10), не превышает давление открытия напорного клапана, т.е.

$$p_2' \leq P_{open},$$

то напорный клапан остается закрытым и объемный расход через него $\Delta Q_v = 0$.

Тогда гидродинамические параметры рабочей жидкости в характерных точках гидросистемы будут определяться следующими зависимостями:

$$p_1 = p_2 + R_1\{Q_p\};$$

$$p_2 = p_2';$$

$$p_3 = p_2 - R_2\{Q_p\};$$

$$p_4 = p_3 - R_3\{Q_{hm}\};$$

$$p_5 = R_5\{Q_{hm}\} + R_7\{Q_p\};$$

$$p_6 = R_7\{Q_p\};$$

$$p_7 = p_3 - R_4\{(Q_{3,2}^+)_{nl} + \Delta Q_{3,1}^+\};$$

$$p_8 = R_6\{(Q_{3,2}^+)_{nl} + \Delta Q_{3,1}^+\} + R_7\{Q_p\};$$

$$Q_1 = Q_2 = Q_3 = Q_6 = Q_0 = Q_p;$$

$$Q_{3,1}^+ = Q_4 = Q_5 = Q_{6,1}^- = Q_{hm};$$

$$Q_{3,2}^+ = Q_7 = Q_8 = Q_{6,2}^- = (Q_{3,2}^+)_{nl} + \Delta Q_{3,1}^+.$$

Если величина давления p_2' , рассчитанная по зависимости (10), превышает давление открытия напорного клапана, т.е.

$$p_2' > P_{open},$$

то напорный клапан открывается и объемный расход через него $\Delta Q_v \neq 0$.

Объемный расход рабочей жидкости через напорный клапан ΔQ_v определяется решением следующего нелинейного алгебраического уравнения

$$R_2\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_4\{(Q_{3,2}^+) + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v\} + R_6\{(Q_{3,2}^+) + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v\} + R_7\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_d\{(Q_{3,2}^+) + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v\} - f_v(\Delta Q_v) = 0. \quad (11)$$

При использовании в составе гидросистемы напорного клапана прямого действия уравнение (11) примет вид:

$$R_2\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_4\{(Q_{3,2}^+) + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v\} + R_6\{(Q_{3,2}^+) + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v\} + R_7\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_d\{(Q_{3,2}^+) + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v\} - p_{open} - a_{op}\Delta Q_v^{b_{op}} = 0,$$

при использовании напорного клапана не-прямого действия -

если $0 < \Delta Q_v < Q_{\min}$

$$R_2\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_4\{(Q_{3,2}^+) + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v\} + \\ + R_6\{(Q_{3,2}^+) + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v\} + R_7\{Q_p - \Delta Q_v\} + \\ + R_d\{(Q_{3,2}^+) + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v\} - \frac{P_{\min}}{Q_{\min}} \Delta Q = 0.$$

если $Q_{\min} \leq \Delta Q_v < Q_{\max}$

$$R_2\{Q_p - \Delta Q_v\} + R_4\{(Q_{3,2}^+) + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v\} + \\ + R_6\{(Q_{3,2}^+) + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v\} + R_7\{Q_p - \Delta Q_v\} + \\ + R_d\{(Q_{3,2}^+) + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v\} - \\ - p_{\min} - \frac{P_{\max} - P_{\min}}{Q_{\max} - Q_{\min}} (\Delta Q - Q_{\min}) = 0.$$

Давление в характерной точке 2 гидросистемы при открытом напорном клапане определяется следующими зависимостями, аналогичными зависимостям (4) – (6):

- для клапана прямого действия

$$p_2 = p_{open} + a_{op} \Delta Q_v^{b_{op}},$$

- для клапана непрямого действия

если $0 < \Delta Q_v < Q_{\min}$

$$p_2 = \frac{P_{\min}}{Q_{\min}} \Delta Q_v,$$

если $Q_{\min} \leq \Delta Q_v < Q_{\max}$

$$p_2 = p_{\min} + \frac{P_{\max} - P_{\min}}{Q_{\max} - Q_{\min}} (\Delta Q_v - Q_{\min}).$$

Тогда гидродинамические параметры рабочей жидкости в характерных точках гидросистемы будут определяться следующими зависимостями:

$$p_1 = p_2 + R_1\{Q_p\};$$

$$M_{ol} = \frac{k_p D_p}{2\eta_m} |S^o - S^r| = \frac{k_p D_p}{2\eta_m} \left(|S^o - S^r|_{stat} + |S^o - S^r|_{dyn} \frac{\varepsilon_{hm}}{i_m} \right);$$

$$J_{red} = J_{hm} + \frac{1}{i_m^2} \left\{ 2(J_c + J_p) + \frac{D_p^2}{4g} [2n_k \xi_k L_{tr} q_k + n_G (G + G_{hd})] + \sum_{i=1}^{i=n_p} \left(\frac{\xi_{sl,i} D_p}{D_{b,i}} \right)^2 J_{b,i} \right\} \approx \\ \approx \frac{k_J}{i_m^2} \left\{ 2(J_c + J_p) + \frac{D_p^2}{4g} [2n_k \xi_k L_{tr} q_k + n_G (G + G_{hd})] \right\},$$

где k_p - коэффициент запаса мощности (можно рекомендовать по аналогии с [23, 24] $k_p = 1,05 \dots 1,1$); η_m - коэффициент полезного действия механизма движения тягового канатного

$$p_3 = p_2 - R_2\{Q_p - \Delta Q_v\};$$

$$p_4 = p_3 - R_3\{Q_{hm}\};$$

$$p_5 = R_5\{Q_{hm}\} + R_7\{Q_p - \Delta Q_v\};$$

$$p_6 = R_7\{Q_p - \Delta Q_v\};$$

$$p_7 = p_3 - R_4\{(Q_{3,2}^+)_{nl} + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v\};$$

$$p_8 = R_6\{(Q_{3,2}^+)_{nl} + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v\} + R_7\{Q_p - \Delta Q_v\};$$

$$Q_1 = Q_2 = Q_p;$$

$$Q_2^+ = Q_3^- = Q_6^+ = Q_0 = Q_p - \Delta Q_v$$

$$Q_{3,1}^+ = Q_4 = Q_5 = Q_{6,1}^- = Q_{hm};$$

$$Q_{3,2}^+ = Q_7 = Q_8 = Q_{6,2}^- = (Q_{3,2}^+)_{nl} + \Delta Q_{3,1}^+ - \Delta Q_v.$$

3.5. Расчет эксплуатационных нагрузок на выходной вал гидромотора и инерционных характеристик движущихся элементов канатной системы

Требующиеся для вычисления левой части дифференциальных уравнений движения (2) величины эксплуатационных нагрузок (приведенных к выходному валу гидромотора моментов силы сопротивления движению тягового канатного органа мобильного комплекса M_{ol} и силы торможения гидромотора от внешних тормозных устройств M_{br}), а также инерционных характеристик движущихся элементов тягового канатного органа (приведенный момент инерции перемещаемого груза и движущихся элементов канатной системы J_{red}) с учетом рекомендаций [28] могут быть определены следующим образом:

органа; S^o , S^r - набегающая и сбегающая силы на приводном шкиве, определяемые на основе тягового расчета мобильного комплекса, например, с помощью рекомендаций [11, 23, 26], Н; $|S^o - S^r|_{stat}$ - статическая составляющая разности сил на приводном шкиве, Н; $|S^o - S^r|_{dyn}$ - динамическая составляющая разности сил на приводном шкиве, Н; ε_{hm} - угловое ускорение вращения выходного вала гидромотора, c^{-2} ; i_m - передаточное отношение механизма движения тягового канатного органа; J_{hm} - момент инерции роторных деталей гидромотора, $кг \cdot м^2$; J_c , J_p - моменты инерции поворотной части колонны и шкива, $кг \cdot м^2$; D_p - диаметр шкива, м; n_k - число несущих-тяговых канатов; L_{tr} - длина пролета мобильного комплекса, м; ξ_k - коэффициент удлинения каната вследствие его провисания в пролете [25]; q_k - погонный вес 1 м длины каната, Н; n_G - число одновременно перемещаемых грузов; G - вес единичного транспортируемого груза, Н; G_{hd} - вес грузозахватного устройства, Н; g - ускорение свободного падения, $м/с^2$; n_b - число отклоняющих блоков; $D_{b,i}$, $J_{b,i}$ - диаметр, м, и момент инерции, $кг \cdot м^2$, i -го отклоняющего блока; $\xi_{sl,i}$ - коэффициент проскальзывания каната относительно i -го отклоняющего блока; k_j - коэффициент запаса вследствие неучета вклада второстепенных движущихся элементов механизма движения тягового канатного комплекса (рекомендуется $k_j = 1,05 \dots 1,1$).

Для задания законов частотного регулирования скорости вращения выходного вала гидромотора при разгоне и торможении и изменения вызываемого дополнительными внешними тормозными устройствами тормозного момента удобно использовать сплайн-интерполяцию этих законов с помощью одномерных кубических полиномов, аналогичных предложенным в [14, 26]. На рис. 3 приведены графики сплайн-интерполяции указанных законов.

На этапе разгона несущего-тягового каната закон частотного регулирования скорости вращения выходного вала гидромотора удобно представлять в виде набора кусочных функций в пределах каждого временного интервала $\tau_k \leq \tau \leq \tau_{k+1}$ в интервала времени разгона $0 \leq \tau \leq \tau_{ov}$ (рис. 3, а):

$$n_{pump}(\tau_k \leq \tau \leq \tau_{k+1}) = n_k + b_{n,k}(\tau - \tau_k) + c_{n,k}(\tau - \tau_k)^2 + d_{n,k}(\tau - \tau_k)^3,$$

где τ_{ov} - интервал времени разгона каната, с; n_k - ордината k -й опорной точки сплайн-интерполяции закона $n_{pump}(\tau)$, c^{-1} ; τ_k - абсцисса k -й опорной точки сплайн-интерполяции; $b_{n,k}$, $c_{n,k}$, $d_{n,k}$ - коэффициенты кубического сплайна [27].

На этапе торможения несущего-тягового каната законы частотного регулирования скорости вращения выходного вала гидромотора и изменения тормозного момента целесообразно реализовать в виде набора кусочных пространственных функций в пределах каждого отрезка $x_k \leq x \leq x_{k+1}$ тормозного пути $L_{tr} - x_{br}^n \leq x \leq L_{tr}$ или $L_{tr} - x_{br}^M \leq x \leq L_{tr}$ до требуемой точки останова транспортируемого груза (рис. 3, б, в):

$$n_{pump}(x_k \leq x \leq x_{k+1}) = n_k + b_{n,k}(x - x_k) + c_{n,k}(x - x_k)^2 + d_{n,k}(x - x_k)^3;$$

$$M_{br}(x_k \leq x \leq x_{k+1}) = M_k + b_{M,k}(x - x_k) + c_{M,k}(x - x_k)^2 + d_{M,k}(x - x_k)^3,$$

где x_{br}^n , x_{br}^M - тормозной путь при частотном регулировании гидромотора и действии тормозного момента, м; n_k - ордината k -й опорной точки сплайн-интерполяции закона $n_{pump}(x)$ при торможении, c^{-1} ; M_k - ордината k -й опорной точки сплайн-интерполяции закона $M_{br}(x)$, Н·м; x_k - абсцисса k -й опорной точки сплайн-интерполяции; $b_{n,k}$, $c_{n,k}$, $d_{n,k}$ - коэффициенты кубического сплайна для закона $n_{pump}(x)$; $b_{M,k}$, $c_{M,k}$, $d_{M,k}$ - коэффициенты кубического сплайна для закона $M_{br}(x)$.

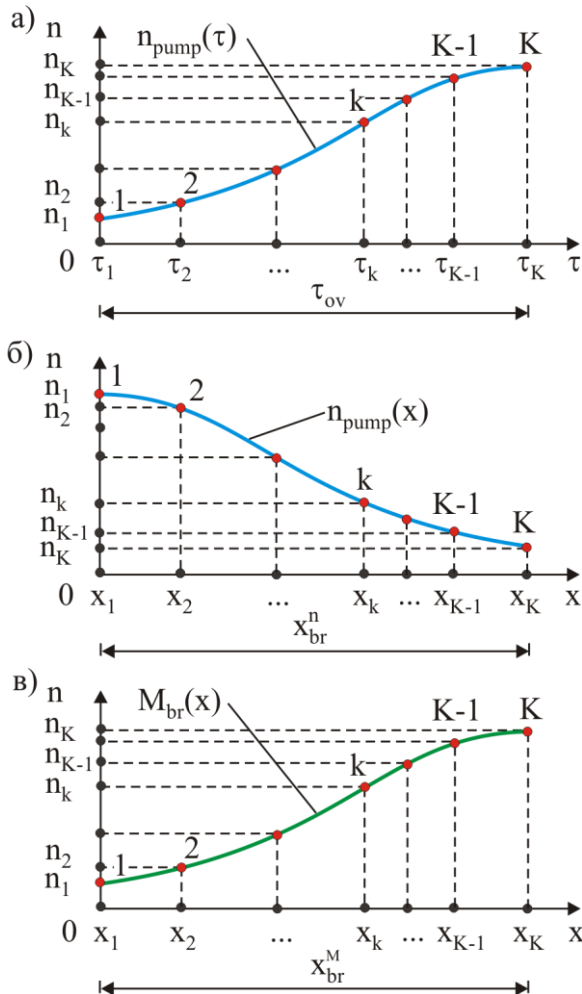


Рис. 3. Сплайн-интерполяция законов изменения частотных и тормозных характеристик: а – закон $n_{pump}(\tau)$; б - закон $n_{pump}(x)$; в – закон $M_{br}(x)$

4. Компьютерная реализация математической модели

Разработанная математическая модель реализована в компьютерной программе «Моделирование частотно-регулируемого гидропривода мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса».

Программа позволяет моделировать изменение во времени таких основных технических характеристик гидропривода с частотно-дрессельным регулированием, как давления и расходы рабочей жидкости в характерных точках по длине гидросистемы, перепад давления на гидромоторе и мгновенная мощность гидропривода, а также кинематических и силовых параметров движения тяговых и несущих-тяговых канатов

(пройденного расстояния, линейной скорости и ускорения, требуемой мощности, преодолеваемых эксплуатационных нагрузок) на всех стадиях работы механизма движения рабочего канатного органа – стадии разгона транспортируемого груза, стадии установившегося (стационарного) движения с постоянной скоростью и стадии торможения при подходе к конечной точке останова.

Структурная схема программы включает в себя главную процедуру *Dynamics_of_Hydraulic_Drives_with_Frequency_Regulation_of_Ropeway*, 14 процедур типа Procedure:

- *DetermDeltaPhm* - определение объемного расхода рабочей жидкости и перепада давления на гидромоторе;
- *DetermDeltaQ* - вычисление расхода через напорный клапан в произвольный момент времени;
- *DetermDeltaQbegin* - вычисление расхода через напорный клапан в начальный момент времени;
- *DetPQ* - определение характеристик гидропривода в характерных точках гидросистемы в произвольный момент времени;
- *DetPQbegin* - определение характеристик гидропривода в начальный момент времени;
- *DetQIdleMode* - расчет распределения расходов на холостом режиме работы гидромотора;
- *MotionBr* - интегрирование уравнения вращения выходного вала гидромотора при торможении;
- *MotionOv* - интегрирование уравнения вращения выходного вала гидромотора при разгоне;
- *ParamValve* - определение характерных параметров статической характеристики открытия предохранительного напорного клапана;
- *PressureLossUch* – определение величины потери давления на расчетном участке гидросистемы;
- *PresValve* - определение давления на входе напорного клапана при известном расходе;
- *SplInt* – кубическая сплайн-интерполяция одномерного полинома, заданного набором опорных точек;

- *UravnBR* - определение значения правой части уравнения вращения выходного вала гидромотора при торможении согласно метода Рунге-Кутты 4-го порядка;

- *UravnRK* - определение значения правой части уравнения вращения выходного вала гидромотора при разгоне согласно метода Рунге-Кутты 4-го порядка;

а также 4 процедуры типа Function:

- *AprSpl* – расчет значения функции, заданной кубическим сплайном, в заданной точке;

- *EquationQ* - вычисление левой части уравнения для расчета расхода через напорный клапан в произвольный момент времени;

- *EquationQbegin* - вычисление левой части уравнения для расчета расхода через напорный клапан в начальный момент времени;

- *EquationQ31plus* - вычисление левой части уравнения для определения расхода через гидромотор.

Результатом выполнения компьютерной программы является расчет изменения во времени движения рабочего канатного органа следующих данных:

- 1) угловой скорости $\omega_{hm}(\tau)$, углового ускорения $\varepsilon_{hm}(\tau)$, крутящего момента $M_{hm}(\tau)$ и мгновенной мощности $N_{hm}(\tau)$ при вращении выходного вала гидромотора;

- 2) частоты вращения выходного вала нерегулируемого насоса $n_{pump}(\tau)$ на стадиях разгона и торможения несущего-тягового каната;

- 3) объемного расхода рабочей жидкости $Q_p(\tau)$, подаваемого насосом в гидросистему;

- 4) давления рабочей жидкости $p_j(\tau)$ в характерных точках гидросистемы (рис. 1);

- 5) объемного расхода рабочей жидкости $Q_j(\tau)$ в характерных точках гидросистемы (рис. 1);

- 6) объемного расхода рабочей жидкости $\Delta Q_v(\tau)$ через напорный предохранительный клапан;

- 7) перепада давления рабочей жидкости на гидродвигателе $\Delta p_{HD}(\tau)$;

- 8) объемного расхода рабочей жидкости $(Q_{3,1}^+)_{nl}$ и $(Q_{3,2}^+)_{nl}$, угловой скорости $(\omega_{hm})_{nl}$

и крутящего момента $(M_{hm})_{nl}$ на выходном валу гидромотора при холостом режиме работы механизма движения несущего-тягового каната;

- 9) пройденного пути $x(\tau)$, линейной скорости $\dot{x}(\tau)$ и линейного ускорения $\ddot{x}(\tau)$ движения несущего-тягового каната с транспортируемым грузом;

- 10) угловой скорости $\omega_p(\tau)$, углового ускорения $\varepsilon_p(\tau)$ и крутящего момента $M_p(\tau)$ при вращении приводного шкива механизма движения канатной системы;

- 11) продолжительности стадии разгона τ_{ov} , стадии торможения τ_{br} и стадии установившегося движения τ_{st} несущего-тягового каната;

- 12) линейной скорости движения несущего-тягового каната на стадии установившегося движения v_{st} и в точке останова v_e транспортируемого груза;

- 13) пути, проходимого несущим-тяговым канатом в процессе разгона x_{ov} .

5. Анализ тестовых результатов применения математической модели

Для оценки достоверности моделирования гидравлических процессов в гидроприводе с частотно-дрессельным регулированием механизма движения несущего-тягового каната мобильного транспортно-перегрузочного комплекса на основе разработанной математической модели и реализующей указанную модель компьютерной программы была рассмотрена подвесная канатная система маятникового типа протяженностью $L_{tr} = 200$ м для транспортирования единичного груза весом $G = 100$ кН. В качестве гидромотора был взят нерегулируемый аксиально-поршневой гидромотор типа 210.20 с номинальным давлением на выходе $p_{pump} = 20$ МПа, номинальным объемным расходом рабочей жидкости $Q_p = 84$ л/мин, минимальной и номинальной частотой вращения выходного вала 50 и 1800 об/мин соответственно. С целью оценки степени влияния настройки регули-

руемого дросселя на гидродинамические параметры рабочей жидкости в характерных точках гидросистемы, а также на кинематические и силовые параметры при движении несущего-тягового каната были проведены расчеты при нескольких значениях силы гидравлического сопротивления дросселя. На стадии разгона длительностью $\tau_{ov} = 10$ с частота вращения выходного вала насоса изменялась по линейному закону (в об/мин)

$$n_{pump}(\tau) = 100 + 150\tau,$$

а на стадии торможения с длиной тормозного пути $x_{br}^n = 10$ м – по линейному закону (в об/мин)

$$n_{pump}(x) = 1600 - 110x.$$

На рис. 4 показаны графики изменения кинематической (линейной скорости $\dot{x}(\tau)$) и силовой (крутящего момента на приводном шкиве $M_p(\tau)$) характеристик механизма движения несущего-тягового каната на стадиях разгона и торможения.

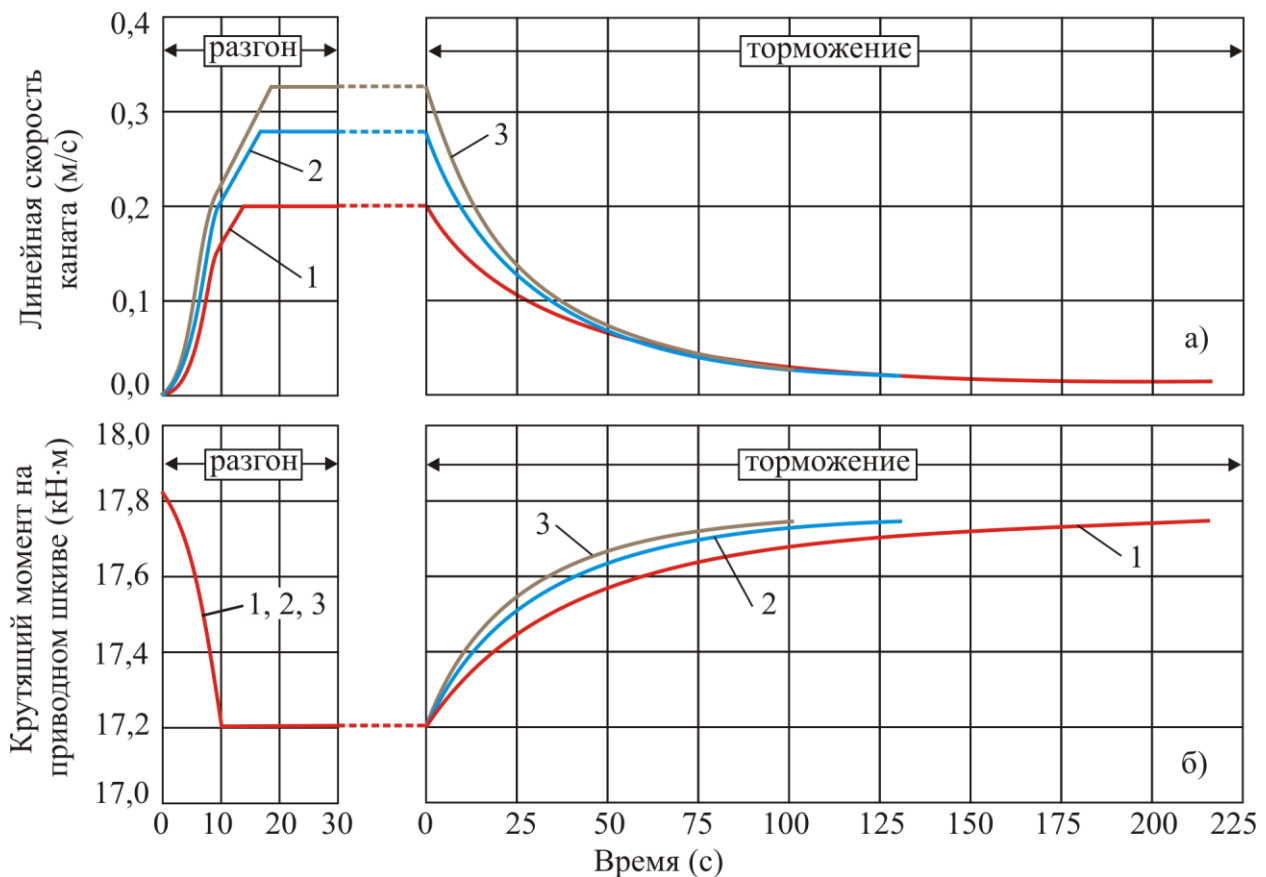


Рис. 4. Графики изменения кинематической и силовой характеристик механизма движения несущего-тягового каната на стадиях разгона и торможения в зависимости от величины настройки регулируемого дросселя w_d :

а - линейная скорость $\dot{x}(\tau)$; б - крутящий момент на приводном шкиве $M_p(\tau)$

(1 - $w_d = 0,5 \cdot 10^{13}$ кг/м⁷; 2 - $w_d = 1,0 \cdot 10^{13}$ кг/м⁷; 3 - $w_d = 1,5 \cdot 10^{13}$ кг/м⁷)

Величина предварительной настройки регулируемого дросселя w_d оказывает заметное влияние на величину линейной скорости на всех стадиях движения каната: с увеличением w_d наблюдается увеличение линейной скорости на стадии установившегося движения v_{st}

и, как следствие, уменьшение времени перемещения транспортируемого груза между конечными точками вдоль трассы канатной дороги. При этом продолжительность стадии разгона τ_{ov} , путь разгона x_{ov} и величина линейной скорости транспортируемого груза в

конечной точке останова v_e увеличиваются, а продолжительности стадий торможения τ_{br} и установившегося движения τ_{st} , наоборот, сокращаются (рис. 5).

Такое поведение кинематических и временных характеристик движения несущего каната объясняется тем, что с увеличением настройки регулируемого дросселя

w_d происходит повышение гидравлического сопротивления линии II гидросистемы R_{II} , вследствие чего происходит перераспределение объемных расходов рабочей жидкости в пользу увеличения расхода через гидромотор $Q_{3,1}^+$ за счет соответствующего снижения расхода через дроссель $Q_{3,2}^+$ (рис. 5, е).

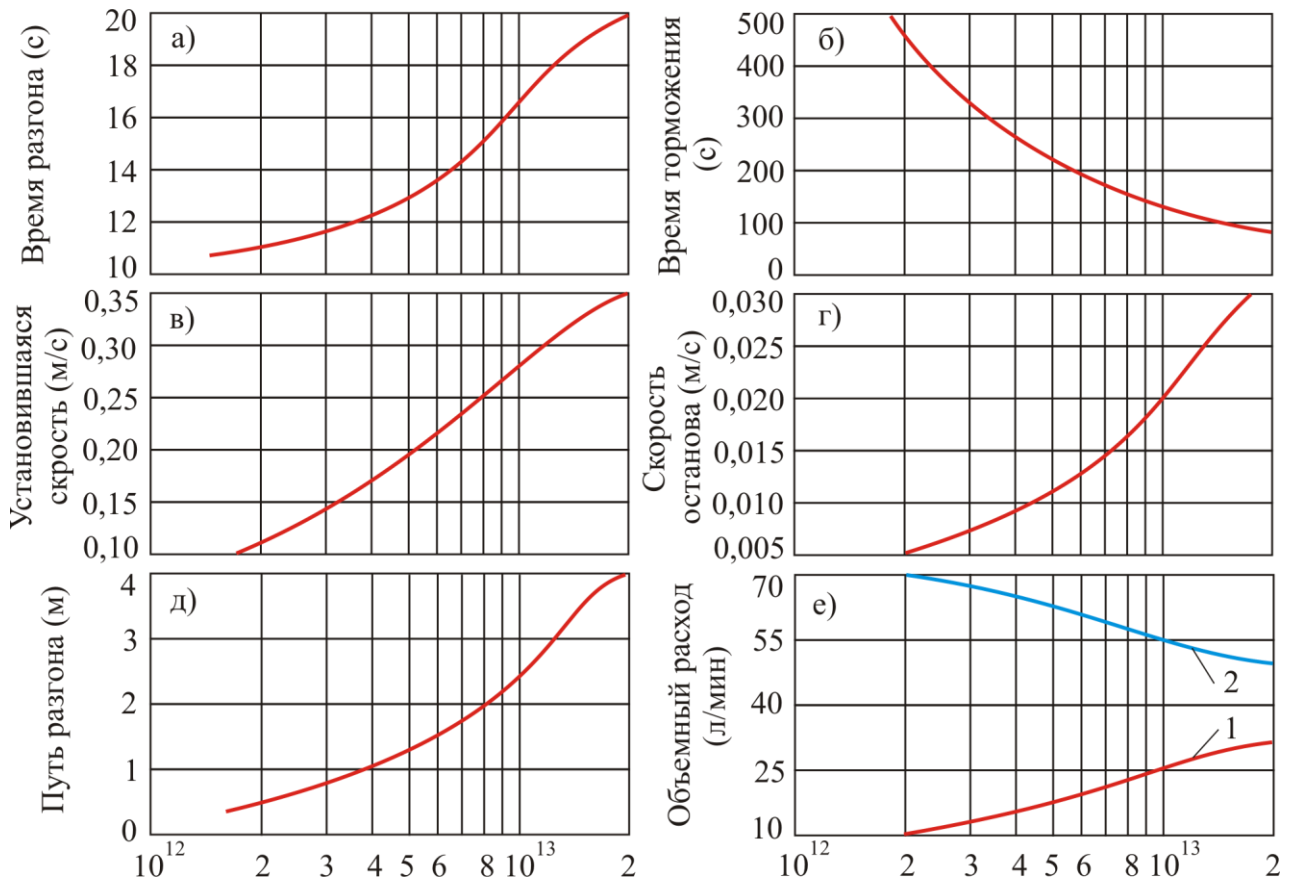


Рис. 5. Графики изменения временных и кинематических силовой характеристик механизма движения несущего каната на стадиях разгона и торможения в зависимости от величины настройки регулируемого дросселя w_d :

а – время разгона τ_{ov} ; б – время торможения τ_{br} ; в – установившаяся скорость v_{st} ;
 г – скорость останова v_e ; д – путь разгона x_{ov} ; е – объемный расход рабочей жидкости
 (1 - $Q_{3,1}^+$; 2 - $Q_{3,2}^+$)

На рис. 6 и 7 приведены графики изменения гидродинамических параметров – давления и объемного расхода рабочей жидкости – в характерных точках гидросистемы механизма движения несущего каната на стадиях разгона и торможения.

Величина предварительной настройки регулируемого дросселя w_d также оказывает

заметное влияние на количественные значения гидродинамических параметров, причем по отношению к давлению рабочей жидкости влияние сказывается только на стадии торможения, а по отношению к объемному расходу рабочей жидкости – на всех стадиях движения несущего каната.

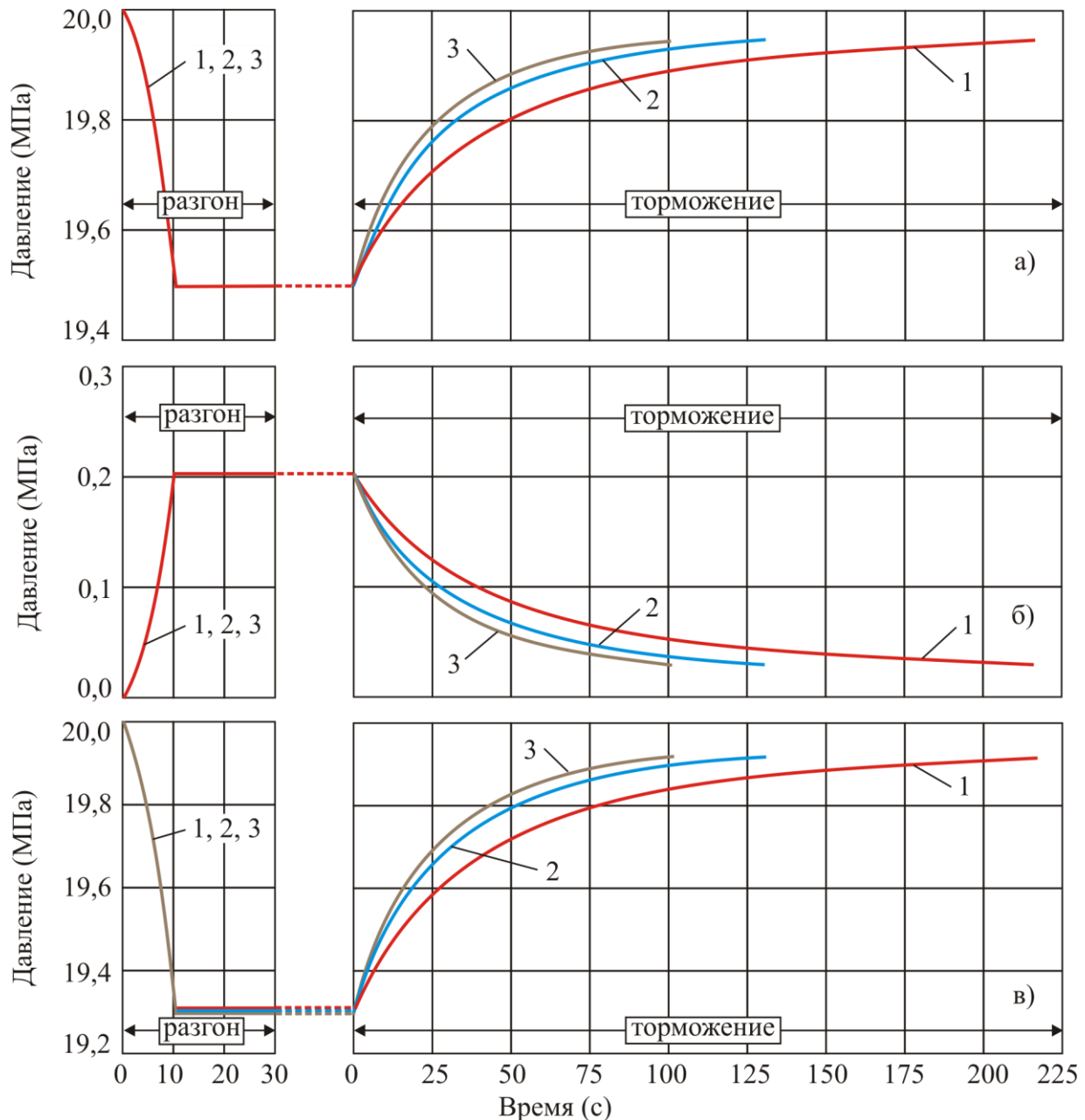


Рис. 6. Графики изменения давления рабочей жидкости в характерных точках гидросистемы механизма движения несущего-тягового каната на стадиях разгона и торможения в зависимости от величины настройки регулируемого дросселя w_d :

а – на входе гидромотора p_4 ; б – на выходе гидромотора p_5 ; в – перепад давления на гидромоторе Δp_{hm} ($1 - w_d = 0,5 \cdot 10^{13} \text{ кг/м}^7$; $2 - w_d = 1,0 \cdot 10^{13} \text{ кг/м}^7$; $3 - w_d = 1,5 \cdot 10^{13} \text{ кг/м}^7$)

6. Заключение

Представленные в данном исследовании математическая модель и реализующая ее компьютерная программа для моделирования гидродинамических процессов в гидроприводе механизма движения несущего-тягового каната и их взаимосвязи с кинематическими и силовыми характеристиками

канатной системы мобильных транспортно-перегрузочных комплексов являются одним из практических инструментов, которые следует использовать при проектировании мобильного канатного транспорта.

Комбинированное частотно-дроссельное регулирование гидропривода позволяет достаточно эффективно и гибко управлять работой канатной системы, обеспечивая необхо-

димые скоростные параметры движения несущего-тягового каната как на стадии разгона транспортируемого груза, так, что более важно, и на стадии торможения при подходе к конечной точке останова. Изменение частоты вращения выходного вала насоса регулируемого типа позволяет обеспечивать плавный останов даже без использования дополнительных внешних тормозных устройств.

Практика использования гидравлических приводов с дроссельным регулированием применительно к различным технологическим машинам и оборудованию показывает, что наряду с рассмотренной в данной статье схемой установки регулируемого дросселя параллельно гидромотору также применяется альтернативный вариант – схема последо-

вательной установки регулируемого дросселя в одну гидролинию с гидромотором (либо перед гидромотором, либо после гидромотора, либо и перед и после гидромотора). Поэтому как возможное направление дальнейших исследований можно рассматривать работу по моделированию рабочих гидродинамических, кинематических и силовых параметров гидроприводов механизмов движения несущего-тягового каната мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов применительно к схеме последовательной установки гидромотора и регулируемого дросселя с целью последующего сравнительного анализа полученных результатов и разработки рекомендаций по проектированию.

Список литературы

1. Vuchic V.R. Urban transit systems and technology. John Wiley & Sons, Inc., 2007. 602 p.

2. Короткий А.А., Кирсанов М.В., Панфилов А.В. Перспективы применения канатного транспорта в урбанизированной среде // Градостроительство. 2013. № 4. С. 66-70.

3. Земсков А.Н. Перспективы использования грузовых подвесных канатных дорог // Горная промышленность. 2004. № 4. URL: <https://mining-media.ru/ru/article/transport/1408>

4. Короткий А.А., Лагереv А.В., Месхи Б.Ч., Лагереv И.А., Панфилов А.В., Таричко В.И. Транспортно-логистические технологии и машины для цифровой урбанизированной среды. Ростов н/Д: Издательство ДГТУ, 2019. 268 с.

5. Короткий А.А., Лагереv А.В., Месхи Б.Ч., Лагереv И.А., Панфилов А.В. Развитие транспортной инфраструктуры крупных городов и территорий на основе технологии канатного метро. Ростов н/Д: Издательство ДГТУ, 2017. 274 с.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1311913>

6. Макурин А.Н., Обрядин В.П. К вопросу об использовании мобильных воздушных канатных дорог для аварийно-

References

1. Vuchic V.R. Urban transit systems and technology. John Wiley & Sons, Inc., 2007. 602 p.

2. Korotkiy A.A., Kirsanov M.V., Panfilov A.V. Perspektivy primeneniya kanatnogo transporta v urbanizirovannoy srede. *Gradostroitelstvo*, 2013, No. 4, pp. 66-70. (In Russian)

3. Zemskov A.N. Perspektivy ispolzovaniya gruzovykh podvesnykh kanatnykh dorog. *Gornaya promyshlennost*, 2004, No. 4. URL: <https://mining-media.ru/ru/article/transport/1408> (In Russian)

4. 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, DGTU, 2019. 268 p.

5. 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: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1311913> (In Russian)

спасательных работ // Научные и образовательные проблемы гражданской защиты. 2015. № 4. С. 73-77.

7. Мехренцев А.В., Герц Э.Ф., Мартинек Я., Новак Л. Канатные трелевочные установки. Екатеринбург, Брно: УГЛТУ, 2012. 19 с.

8. Свойкин Ф.В. Мобильная канатно-рельсовая трелевочная установка (МКРТУ) // Леса России и хозяйство в них. 2012. № 1-2. С. 88-90.

9. Передвижная лесная канатная установка – MOZ Тайфун [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.tajfun.ru/moz/index.html> (дата обращения: 29.07.2019).

10. Иванова М.А. Многофункциональный судовой кран // Морской вестник. 2007. №3. С. 62-65.

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

12. Справочник проектировщика. Промышленный транспорт / Под ред. А.С. Гельмана, С.Д. Чубарова. М.: Стройиздат, 1984. 231 с.

13. Таричко В.И., Лагереv И.А. Комплексная математическая модель для исследования рабочих процессов мобильных канатных дорог // Сб. мат. XII Всеросс. конф. молодых ученых и специалистов «Будущее машиностроения России». М: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2019.

14. Лагереv А.В., Лагереv 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: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2018-04-04-355-379>

15. Лагереv А.В., Лагереv И.А. Моделирование рабочих процессов в частотно-регулируемом гидроприводе манипуляционных систем мобильных машин при раздельном движении звеньев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. №2. С. 187-209. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2019-02-02-187-209>

6. Makurin A.N., Obryadin V.P. K voprosu ob ispolzovanii mobilnykh vozdushnykh kanatnykh dorog dlya avariyno-spasatelnykh robot. *Nauchnye i obrazovatelnye problemy grazhdanskoj zashchity*, 2015, No. 4, pp. 73-77. (In Russian)

7. Mekhrentsev A.V., Gerts E.F., Martinek Ya., Novak L. *Kanatnye trelevochnye ustanovki* [Cable skidders]. Ekaterinburg, Brno, UGLTU, 2012. 19 p. (In Russian)

8. Svoykin F.V. Mobilnaya kanatno-relsovalaya trelevochnaya ustanovka (MKRTU). *Lesa Rossii i khozyaystvo v nikh*, 2012, No. 1-2, pp. 88-90. (In Russian)

9. Peredvizhnaya lesnaya kanatnaya ustanovka – MOZ Tayfun [site]. Available: <http://www.tajfun.ru/moz/index.html> (In Russian)

10. Ivanova M.A. Mnogofunktsionalnyy sudovoy kran. *Morskoy vestnik*, 2007, No.3, pp. 62-65. (In Russian)

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

12. *Spravochnik proektirovshchika. Promyshlennyy transport* [Designer reference. Industrial transport]. Eds. A.S. Gelman, S.D. Chubarov. Moscow, Stroyizdat, 1984. 231 p. (In Russian)

13. Tarichko V.I., Lagerev I.A. Kompleksnaya matematicheskaya model dlya issledovaniya rabochykh protsessov mobilnykh kanatnykh dorog. *Sbornik materialov XII Vseross. konf. molodykh uchenykh i spetsialistov «Budushchee mashinostroeniya Rossii»*, Moscow, MGTU im. N.E. Bauman, 2019. (In Russian)

14. 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)

15. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Modeling of working processes in the frequency-adjustable hydraulic drive of manipulation systems with separate movement of links during operation of mobile machines. *Nauchno-*

2019-05-02-187-209

16. Свешников В.К., Усов А.А. Станочные гидроприводы. М.: Машиностроение, 1988. 512 с.

17. Свешников В.К. Гидрооборудование: Международный справочник: в 3 кн. М.: «Техинформ» МАИ, 2001.

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

19. Башта Т.М., Руднев С.С., Некрасов Б.Б. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы. М.: Машиностроение, 1982. 423 с.

20. Столбов Л.С., Перова А.Д., Ложкин О.В. Основы гидравлики и гидропривод станков. М.: Машиностроение, 1988. 256 с.

21. Попов Д.Н. Механика гидро- и пневмоприводов. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 320 с.

22. Лагереv И.А., Лагереv А.В. Современная теория манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов. Конструкции и условия эксплуатации. Брянск: РИО БГУ, 2018. 190 с.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1294622>

23. Зенков Р.Л., Ивашков И.И., Колобов Л.Н. Машины непрерывного транспорта. М.: Машиностроение, 1987. 432 с.

24. Современная теория ленточных конвейеров горных предприятий / В.И. Галкин, В.Г. Дмитриев, В.П. Дьяченко, И.В. Запечин, Е.Е. Шешко. М.: МГГУ, 2005. 543 с.

25. Лагереv А.В., Лагереv И.А. Оптимизация шага установки промежуточных опорных конструкций вдоль линии канатного метро // Вестник Брянского государственного университета. 2014. № 4. С. 22-30. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1302237>

26. Лагереv А.И., 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: <https://doi.org/10.5281/zenodo.3268490>

tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta, 2019, No.2, pp. 187-209. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2019-05-02-187-209> (In Russian)

16. Sveshnikov V.K., Usov A.A. *Stanochnye gidroprivody* [Machine tool hydraulic drives]. Moscow, Mashinostroenie, 1988. 512 p. (In Russian)

17. Sveshnikov V.K. *Gidrooborudovanie: Mezhdunarodnyy spravochnik: v 3 kn.* [Hydroequipment: International Directory]. Moscow, Tekhinform MAI, 2001. (In Russian)

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

19. 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)

20. Stolbov L.S., Perova A.D., Lozhkin O.V. *Osnovy gidravliki i gidroprivod stankov* [Basics of hydraulics and hydraulic drive of machine tools]. Moscow, Mashinostroenie, 1988. 256 p. (In Russian)

21. Popov D.N. *Mekhanika gidro- i pnevmoprivodov* [Mechanics of hydraulic and pneumatic drives]. Moscow, MGTU imeni N.E. Bauman, 2002. 320 p. (In Russian)

22. Lagerev I.A., Lagerev A.V. *Sovremennaya teoriya manipulatsionnykh sistem mobilnykh mnogotselovykh transportno-tekhnologicheskikh mashin i kompleksov. Konstruktsiya i usloviya ekspluatatsii* [Modern theory of manipulation systems of mobile multi-purpose transport and technological machines and complexes. Design and operating conditions]. Bryansk, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, 2018. 190 p. ISBN 978-5-9734-0295-2.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1294622> (In Russian)

23. Zenkov R.L., Ivashkov I.I., Kolobov L.N. *Mashiny nepreryvnogo transporta* [Continuous Transport Machines]. Moscow, Mashi-

УДК (UDC) 621.874, 69.07

ОПТИМИЗАЦИЯ ГЕОМЕТРИИ И МАССЫ КОРОБЧАТОЙ БАЛКИ С
КРИВОЛИНЕЙНЫМИ СТЕНКАМИ ПРИ РАСЧЕТЕ НА МЕСТНУЮ
УСТОЙЧИВОСТЬ ОТ ИЗГИБАЮЩЕГО МОМЕНТАGEOMETRY AND MASS OPTIMIZATION OF BOX-SHAPE BEAMS WITH
NON-LINEAR WALLS FOR LOCAL BUCKLING DUE TO BENDINGМанжула К.П., Наумов А.В.
Manzhula K.P., Naumov A.V.Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого (Санкт-Петербург, Россия)
Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University (Saint Petersburg, Russian Federation)

Аннотация. В статье исследована возможность оптимизации геометрии и массы балки исходя из условий обеспечения местной устойчивости. Предмет исследования – коробчатая балка с криволинейными стенками. Данный тип балки не является распространенным, так как он не изучен должным образом, что говорит об его новизне. Однако проведенные исследования и испытания доказывают, что данный тип балки превосходит текущие типы балок по показателям местной устойчивости. Это говорит об актуальности дальнейших исследований и использовании балок с криволинейными стенками в конструкциях, в которых основным аспектом выбора геометрических размеров балки является местная устойчивость. Для оптимизации данного типа балок был проведен численный эксперимент с помощью метода конечных элементов в среде ANSYS. Эксперимент подтвердил возможность геометрической оптимизации с сохранением аналогичных показателей местной устойчивости. Результатами данного исследования являются полученные расчетные формулы. Первая формула необходима для нахождения напряжений потери местной устойчивости коробчатых балок с оптимизированными криволинейными стенками. Данная формула была выведена с помощью аппроксимации результатов численного эксперимента с помощью метода наименьших квадратов в среде MathCAD. Вторая полученная формула необходима для определения выигрыша по массе при использовании оптимизированной геометрии.

Ключевые слова: оптимизация геометрии и массы, коробчатая балка с криволинейными стенками, местная устойчивость, метод конечных элементов, ANSYS, MathCAD.

Дата принятия к публикации: 23.09.2019
Дата публикации: 25.12.2019

Сведения об авторах:

Манжула Константин Павлович – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Транспортные и технологические системы», Институт металлургии машиностроения и транспорта,

Abstract. This article explores the possibility of optimizing geometry and mass of a beam based on the conditions for ensuring local buckling. The subject of the study is a box-shaped beam with non-linear walls. This type of beam is unpopular because it has not been studied properly. This fact only indicates its novelty. However, researches and experiments prove that this type of beam is superior to current types of beams in terms of local buckling. This indicates relevance of further research and use of beams with non-linear walls in structures, where local stability is the main aspect in choosing the geometric dimensions of the beam. To optimize this type of beam, a numerical experiment was performed by using the finite element method in ANSYS. The experiment confirmed the possibility of geometric optimization with maintaining similar performance of local stability. The results of this study are obtained formulas. The first formula is required to find the local buckling stresses of box-shaped beams with optimized non-linear walls. This formula was found by approximating the results of a numerical experiment using the least squares method in a MathCAD. The second formula is required to find benefit in mass when using optimized geometry.

Keywords: geometry and mass optimization, box-shape beams with non-linear walls, local buckling, finite elements method, ANSYS, MathCAD.

Date of acceptance for publication: 23.09.2019
Date of publication: 25.12.2019

Authors' information:

Konstantin P. Manzhula – Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Department “Transport and Technological Systems” at Institute of metallurgical machinery and transport, Peter the Great St.Petersburg

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, e-mail: conpaman@gmail.com.

Наумов Александр Владимирович – аспирант, инженер, Институт металлургии машиностроения и транспорта, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, e-mail: skisk8fmx@gmail.com.

Polytechnic University, e-mail: conpaman@gmail.com.

Alexander V. Naumov – postgraduate, engineer at Institute of metallurgical machinery and transport, Peter the Great St.Petersburg Polytechnic University, e-mail: skisk8fmx@gmail.com.

1. Введение

Наряду с прочностными расчетами для металлоконструкций необходимо проводить проверку на устойчивость, а также проверку на местную устойчивость отдельных элементов конструкции. Потеря местной устойчивости может привести как к поломке, затрудняющей работу конструкции в целом, так и к возможной серьезной аварии.

Одним из путей повышения устойчивости металлоконструкций является изменение геометрии отдельных элементов. В балках, например, опасным элементом с точки зрения потери устойчивости является стенка. Стандартным способом повышения местной устойчивости стенок балки является добавление диафрагм и продольных ребер жесткости (рис. 1, а) [1], что приводит к увеличению массы конструкции и повышению трудозатрат на ее изготовление. Чтобы снизить массу конструкции используют перфорированные стенки [2]. Однако для данного способа оптимизации необходим детальный анализ, как расположения перфорации, так и ее геометрической формы. Пример такого исследования детально описан в [3]

Более технологичным способом является применение гофрированной стенки (рис. 1, б) [4]. В данном решении масса балки увеличивается меньше, чем при добавлении ребер жесткости и диафрагм. Увеличение характеристик происходит за счет изменения геометрии стенки – гофрированной поверхности изменить форму под нагрузкой гораздо сложнее, чем обычному листу металла. Сама гофрированная поверхность может представлять собой как синусоиду, так и прямоугольную «гармошку» [5]. Для обеспечения наибольшей местной устойчивости геометрия гофры также подлежит оптимизации в зависимости от условий нагружения [6].

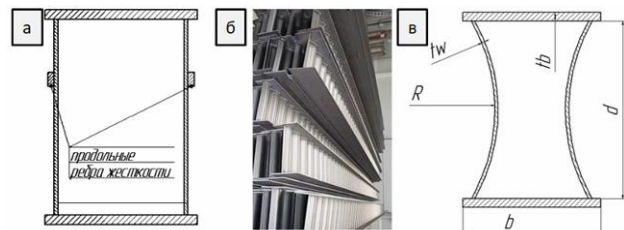


Рис. 1. Виды балок:

- а) коробчатая балка с продольными ребрами жесткости и с диафрагмами; б) балка с гофрированной стенкой; в) балка с криволинейными стенками

Другим способом является добавление стенке радиуса кривизны (рис. 1, в). Повышенная местная устойчивость в сравнение со стандартными коробчатыми балками была исследована в [7, 8]. Радиус кривизны, увеличивает местную устойчивость в 1,5...2 раза при изгибе [9]. В дополнении к этому масса итоговой конструкции меньше, чем у обычной коробчатой балки с ребрами жесткости и диафрагмами или балки с гофрированной стенкой.

2. Постановка задачи

Анализ форм потери местной устойчивости, проведенный в [10], показал, что при изгибе образующаяся бухтина смещается к верхнему поясу по мере увеличения радиуса кривизны (рис. 2). Следовательно, кривизна стенки как средство повышения местной устойчивости, работает только в ее верхней части.

Используя данный результат, можно оптимизировать геометрию балки с целью уменьшения веса конструкции. Один из вариантов такой оптимизации – добавление радиуса кривизны в верхней половине стенки (рис. 3). Нижнюю часть стенки необходимо оставить прямолинейной. Данная конструкция позволит уменьшить ширину нижне-

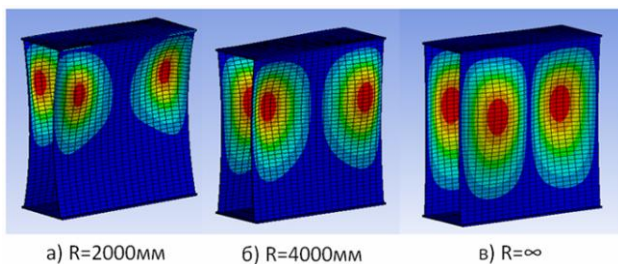


Рис. 2. Формы потери устойчивости в зависимости от значений радиуса при изгибе

го пояса, тем самым уменьшив массу балки, а, следовательно, и ее стоимость. При этом следует ожидать, что повышение местной устойчивости, как минимум, при изгибе должно остаться таким же, как и для балок с полностью криволинейными стенками.

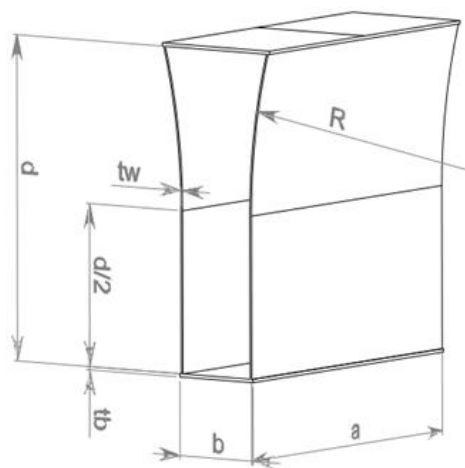


Рис. 3. Оптимизированная геометрия коробчатой балки с криволинейными стенками

3. Разработанные модели и методы

Для подтверждения сохранения повышенных характеристик местной устойчивости у оптимизированной балки был выполнено численное исследование (рис. 4).

Первый этап включал в себя создание набора геометрических моделей коробчатой балки с криволинейными стенками в среде SolidWorks (рис. 4, блок 1) при варьируемых геометрических параметрах. В качестве этих параметров были выбраны: длина a , высота стенки d , ширина пояса b , радиус кривизны R , толщина стенки tw и толщина пояса tb

(рис. 3). Рассмотренные значения варьируемых параметров представлены в табл. 1.

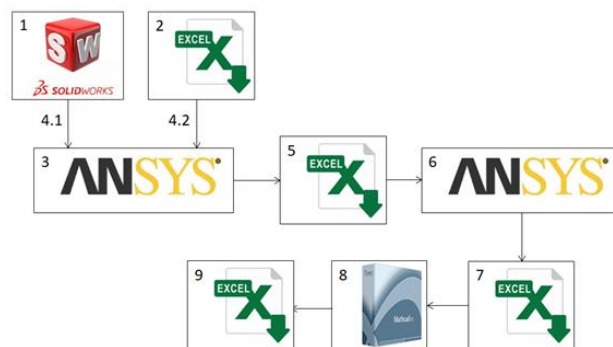


Рис. 4. Методика проведения численного эксперимента

Таблица 1

Значение геометрических параметров

Геометрический параметр	Значение параметра, мм
d	1000, 1600, 2000
b	400, 600, 800
tb	10, 16, 20, 24
tw	6, 10, 12, 16
R	2000, 4000, 8000
$a/2$	500, 1000, 2000

Вторым этапом было создание массива комбинаций геометрических параметров в среде Excel (рис. 4, блок 2), которые в дальнейшем были использованы для определения каждой из расчетных моделей балки. Для того, чтобы реализовать все возможные сочетания вариантов переменных, было принято решение провести полный факторный эксперимент [11].

В общем случае количество расчетных моделей рассчитывается по формуле

$$N = n^k,$$

где N – количество расчетных моделей; k – количество варьируемых геометрических параметров; n – количество вариантов значений геометрических параметров.

Третьим этапом было создание расчетной программы в среде ANSYS (рис. 4, блок 3). Она включает в себя три блока: исследуемая геометрия (Geometry), прочностной анализ (Static Structural) и анализ местной устойчивости (Linear Buckling).

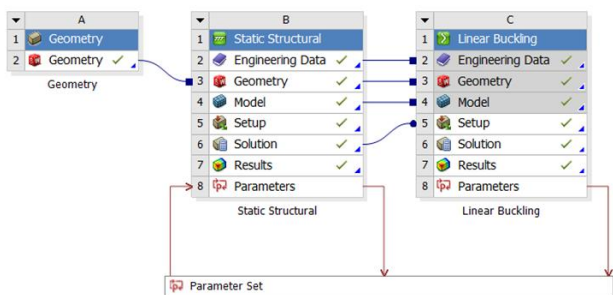


Рис. 5. Блок-схема расчетного проекта на местную устойчивость

Блок-схема представлена на рис.5. Для обеспечения достоверности результатов расчета способ закрепления и нагружения расчетной модели был взят из [10]. Сама балка закрепляется по центральному сечению (рис. 6, а). Также торцевые грани ограничены от поперечного сечения перпендикулярно поверхности стенки (рис. 6, б), чтобы избежать загиба торца стенки (в реальной конструкции он всегда закреплен). Моменты приложены по всей торцевой поверхности балки (рис. 6, б).

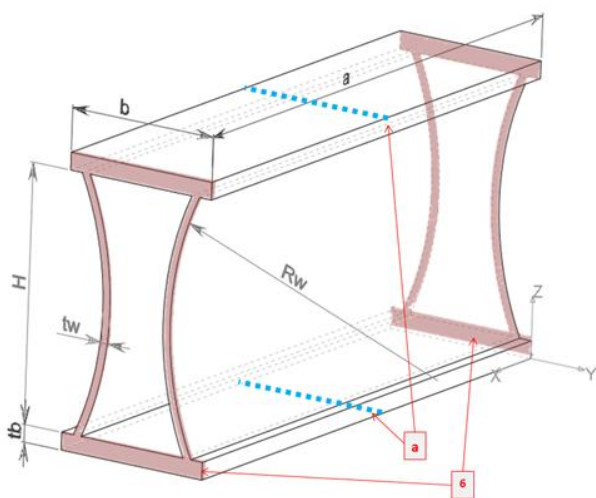


Рис. 6. Способ закрепления и нагружения расчетной модели

Четвертым этапом является загрузка подготовленных данных в расчетную программу ANSYS, а именно: 3D-модель из среды SolidWorks с выбранными геометрическими параметрами (рис. 4, блок 4.1) и массив расчетных схем из среды Excel (рис. 4, блок 4.2). Аналогичный параметризованный метод для исследования местной устойчивости использовался в [12, 13].

Пятым этапом является формирование массива расчетных схем в среде Excel (рис. 4, блок 5). За основу принимался массив расчетных схем, подготовленный на этапе 2 (рис. 4, блок 2), в который добавлены усилия потери местной устойчивости, посчитанные на четвертом этапе.

Шестой этап определяет критическое напряжение потери местной устойчивости (рис. 4, блок 6), соответствующее нагрузке потери устойчивости и геометрическим параметрам балки.

На седьмом этапе формируется отчет - массив критических напряжений (рис. 4, блок 7) и соответствующий ему массив геометрических параметров.

Восьмым этапом является аппроксимация массива полученных данных для определения расчетных зависимостей критических напряжений от геометрических параметров балки с криволинейными стенками (рис. 4, блок 8). Аппроксимация производилась в среде MathCAD. Методика аппроксимации описана в [14].

Заключительным, девятым этапом численного эксперимента являлся анализ полученных зависимостей (рис. 4, блок 9) и оценка их погрешности относительно расчетов методом конечных элементов.

4. Результаты и их анализ

Одним из начальных действий для подтверждения актуальности геометрии оптимизированной балки является сравнение форм потери местной устойчивости. На рис. 7 видно как меняется форма потери устойчивости в зависимости от формы стенки при изгибе.

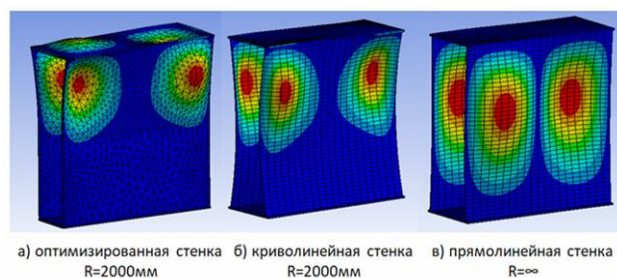


Рис. 7. Формы потери местной устойчивости при изгибе

При добавлении радиуса бухтины смещаются ближе к верхнему поясу. Так как криволинейная стенка имеет повышенное сопротивление изменению геометрии в сравнении с прямолинейными стенками, то напряжения потери устойчивости больше [10]. Если нижнюю часть стенки оставить прямолинейной и уменьшить ширину ниж-

него пояса, то форма потери устойчивости не изменится.

Анализ напряжений потери местной устойчивости показал, что значения у оптимизированной балки и у балки с криволинейными стенками отличаются незначительно (рис. 8).

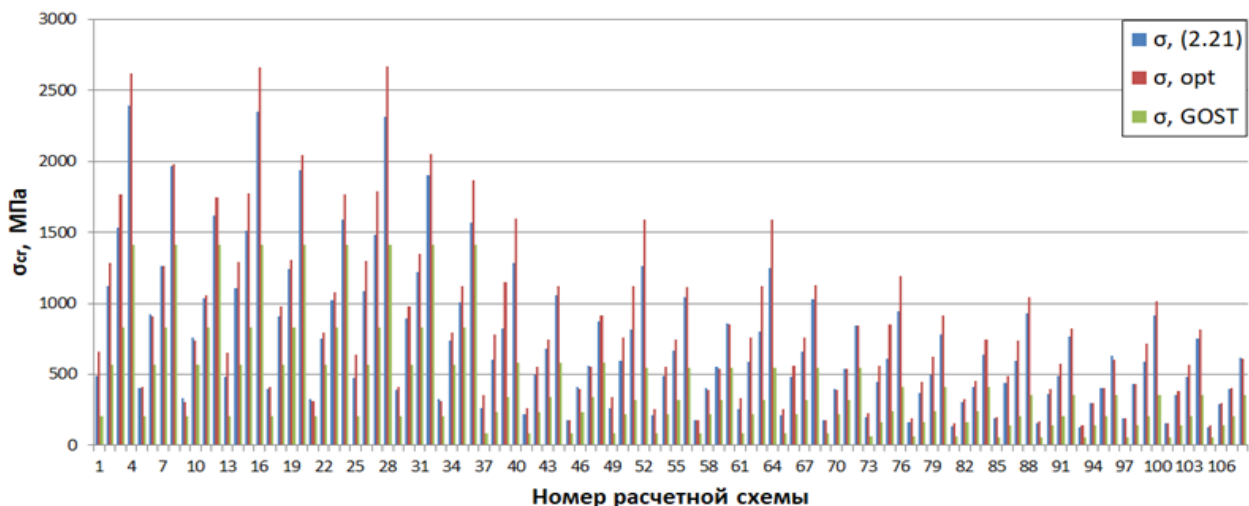


Рис. 1. Сравнение напряжений потери местной устойчивости оптимизированной балки (σ , opt), балки с криволинейными стенками (σ , (2.21)) и балки с прямолинейными стенками (σ , GOST) при изгибе

В сравнении с обычной коробчатой балкой оптимизированная балка, как и балка с криволинейными стенками, превосходит по местной устойчивости в 1,5...2 раза. Это говорит о верности предположенной теории.

Используя методику, описанную в [14], была получена формула для нахождения значений критических напряжений:

$$\sigma_{cr} = \frac{3.162 \cdot K_{s0} \cdot \left(\frac{t_b}{d}\right)^{0.527} \cdot \left(\frac{t_w}{d}\right)^{1.135}}{\left(\frac{R}{d}\right)^{0.386} \cdot \left(\frac{a}{d}\right)^{0.021} \cdot \left(\frac{b}{d}\right)^{0.181}}$$

Среднее расхождение результатов формулы с результатами расчетов в среде ANSYS составляет 6%. Расхождение посчитано согласно методике [14].

Выигрыш в массе можно посчитать следующим образом:

$$\Delta m = q \cdot a \cdot t_b \cdot 2\Delta b$$

где q – плотность металла; a – длина балки; t_b – толщина пояса; $2\Delta b$ – разница в ширине верхнего и нижнего пояса (рис. 9).

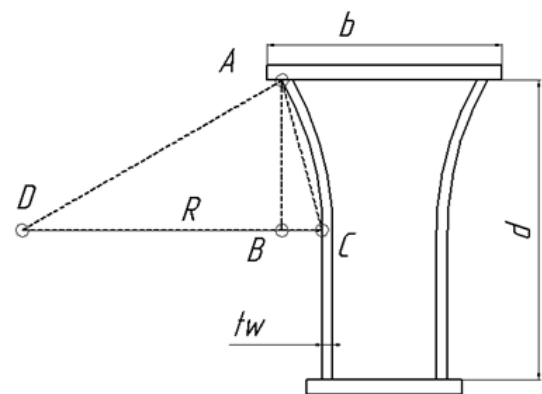


Рис. 9. Сечение оптимизированной балки

Разницу в ширине верхнего и нижнего поясов $\Delta b=BC$ можно найти, исходя из геометрии сечения балки:

$$\Delta b = BC = R - DB = R - \sqrt{R^2 - (d/2)^2}$$

где R – радиус кривизны верхнего участка балки; d – высота балки.

Основываясь на вышеуказанных формулах, был посчитан выигрыш балки со следующими геометрическими параметрами: $a = 10\,000$ мм, $b = 400$, $d = 1000$ мм, $t_w = 6$ мм, $t_b = 10$ мм. Подставив эти значения в формулу, была получена разница в массе

$$\begin{aligned} \Delta m &= q \cdot a \cdot t_b \cdot 2(R - \sqrt{R^2 - (d/2)^2}) = \\ &= 7800 \cdot 10 \cdot 0,01 \cdot 2(0,8 - \sqrt{0,08^2 - (1/2)^2}) = 273,8 \text{ кг} \end{aligned}$$

Актуальность снижения массы балки заключается в снижении себестоимости итоговой

продукции. Подробный анализ влияния массы балки на ее стоимость произведен в [15].

5. Заключение

Исходя из результатов исследований, можно сделать следующий вывод. Данная конструкция балки позволяет получить выигрыш по массе при использовании в машинах и сооружениях, где доминирующая рабочая нагрузка на балку – изгиб. При таком нагружении потеря устойчивости происходит ближе к верхнему поясу, где стенка имеет радиус кривизны.

Список литературы

1. Alinia M.M. A study into optimization of stiffeners in plates subjected to shear loading // *Thin-Walled Structures*. 2005. №43. P. 845–860.
2. Емельянов К.А., Притыкин А.И. Конечно-элементный анализ напряженного состояния и устойчивости балок с ромбовидной перфорацией // *Вестник науки и образования Северо-Запада России*. 2018. Т.4. №3.
3. Енджиевский Л.В., Фоменко Е.Ю. Влияние формы и размеров отверстий перфорации на устойчивость внецентренно-сжатых стальных двутавровых элементов // *Вестник ТГАСУ*. 2010. № 3. С. 105-116.
4. Sachinthani Pathirana, Pizhong Qiao. Local Buckling Analysis of Periodic Sinusoidal Corrugated Composite Panels under Uniaxial Compression // *Composite Structures*. 2019.
5. Балзанников М.И., Холопов И.С., Соловьев А.В., Лукин А.О. Применение стальных балок с гофрированной стенкой в гидротехнических сооружениях // *Вестник МГСУ*. 2013. С. 34-41.
6. Лукин А.О., Алпатов В.Ю., Чернышев Д.Д. Совершенствование конструктивного решения балки с гофрированной стенкой. // *Вестник СГАСУ. Градостроительство и архитектура*. 2016. № 2.
7. Манжула К.П., Наумов А.В. Влияние кривизны стенок коробчатых балок на местную устойчивость // *Современное машино-*

References

1. Alinia M.M. A study into optimization of stiffeners in plates subjected to shear loading. *Thin-Walled Structures*, 2005, No. 43, pp.845–860.
2. Emelyanov K.A., Pritykin A.I. Конечно-элементный анализ напряженного состояния и устойчивости балок с ромбовидной перфорацией. *Vestnik nauki i obrazovaniya Severo-Zapada Rossii*, 2018, Vol.4, No.3. (In Russian)
3. Endzhievskij L.V., Fomenko E. Yu. Vliyanie formy i razmerov otverstiy perforatsii na ustoychivost vnetsentrenno-szhatykh stalnykh dvutavrovyykh elementov. *Vestnik TGA-SU*, 2010, No. 3, pp. 105-116.
4. Sachinthani Pathirana, Pizhong Qiao. Local Buckling Analysis of Periodic Sinusoidal Corrugated Composite Panels under Uniaxial Compression. *Composite Structures*. 2019.
5. Balzannikov M.I., Holopov I.S., Solovev A.V., Lukin A.O. Primenenie stalnykh balok s gofirovannoy stenкой v gidrotekhnicheskikh sooruzheniyakh. *Vestnik MGSU*, 2013, pp. 34-41. (In Russian)
6. Lukin A.O., Alpatov V.Yu., Chernyshev D.D. Sovershenstvovanie konstruktivnogo resheniya balki s gofirovannoy stenкой. *Vestnik SGASU, Gradostroitelstvo i arkhitektura*, 2016., No.2. (In Russian)
7. Manzhula K.P., Naumov A.V. Vliyanie krivizny stenok korobchatykh balok na mest-

строение: Наука и образование. 2016. С. 824-830.

8. Манжула К.П., Наумов А.В. О местной устойчивости балок с прямолинейными и криволинейными стенками // Сб. докладов XXI Междунар. научно-техн. конф. М: МИСИ–МГСУ. 2018.

9. Манжула К.П., Наумов А.В. Анализ местной устойчивости элементов коробчатой балки с криволинейными стенками // Неделя науки СПбПУ: материалы научн. конф. с междунар. участием. Лучшие доклады. 2016. С. 70-73.

10. Манжула К.П., Наумов А.В. Условие перехода местной устойчивости криволинейной стенки коробчатой балки к поясу // Неделя науки СПбПУ: материалы научн. конф. с междунар. участием. 2016. С. 343-345.

11. Сидняев Н.И. Теория планирования эксперимента и анализ статистических данных. М.: Юрайт. 2014.

12. Tabassum Mahzabeen Raka, Khan Mahmud Amanat. Parametric study with FE model of cold-formed plain lipped C-section in shear, and combined bending and shear // Journal of materials and engineering structures. 2019. № 6. P. 259–268.

13. Sudhir S.Y.B., Krishna Y., Pattabhi R.B. Parametric studies on buckling of thin walled channel beams // Computational Materials Science. 2014.

14. Manzhula K.P., Naumov A.V. Influence of flections' radius value to local buckling of box-shaped beams with non-linear walls // International Review of Mechanical Engineering. 2017. Vol. 11. № 5.

15. Korouzhdeh T., Eskandari-Naddaf H. Cost-safety optimization of steel-concrete composite beams using standardized formulation // Engineering Science and Technology, an International Journal. 2016.

† nuyu ustoychivost. *Sovremennoe mashinostroenie: Nauka i obrazovanie*, 2016, pp. 824-830. (In Russian)

† 8. Manzhula K.P., Naumov A.V. O mestnoy ustoychivosti balok s pryamolineynymi i krivolineynymi stenkami. *Sbornik dokladov XXI Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii*. Moscow, MISI-MGSU, 2018. (In Russian)

† 9. Manzhula K.P., Naumov A.V. Analiz mestnoy ustoychivosti elementov korobchatoy balki s krivolineynymi stenkami. *Nedelya nauki SPbPU. Materialy nauchnoy konferentsii s mezhdunarodnym uchastiem. Luchshie doklady*, 2016, pp. 70-73. (In Russian)

† 10. Manzhula K.P., Naumov A.V. Uslovie perekhoda mestnoy ustoychivosti krivolineynoy stenki korobchatoy balki k poyasu. *Nedelya nauki SPbPU. Materialy nauchnoy konferentsii s mezhdunarodnym uchastiem*, 2016, pp. 343-345. (In Russian)

† 11. Sidnyaev N.I. *Teoriya planirovaniya eksperimenta i analiz statisticheskikh dannykh*. Moscow, Yurayt, 2014. (In Russian)

† 12. Tabassum Mahzabeen Raka, Khan Mahmud Amanat. Parametric study with FE model of cold-formed plain lipped C-section in shear, and combined bending and shear. *Journal of materials and engineering structures*, 2019, No. 6, pp. 259–268.

† 13. Sudhir S.Y.B., Krishna Y., Pattabhi R.B. Parametric studies on buckling of thin walled channel beams. *Computational Materials Science*, 2014.

† 14. Manzhula K.P., Naumov A.V. Influence of flections' radius value to local buckling of box-shaped beams with non-linear walls. *International Review of Mechanical Engineering*, 2017, Vol. 11, No. 5.

† 15. Korouzhdeh T., Eskandari-Naddaf H. Cost-safety optimization of steel-concrete composite beams using standardized formulation. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, 2016.

УДК (UDC) 629.11

КОНТРОЛЬ ИЗНОСА ИНСТРУМЕНТА ПРИ ТОКАРНОЙ ОБРАБОТКЕ
ДЕТАЛЕЙ СТРОИТЕЛЬНО-ДОРОЖНЫХ МАШИН В УСЛОВИЯХ
РЕМОНТНОГО ПРОИЗВОДСТВАCONTROL OF TOOL WEAR DURING TURNING OF PARTS OF CONSTRUCTION
AND ROAD MACHINES IN CONDITIONS OF REPAIR PRODUCTIONОвсянников В.Е., Васильев В.И.
Ovsyannikov V.E., Vasiliev V.I.Курганский государственный университет (Курган, Россия)
Kurgan State University (Kurgan, Russian Federation)

Аннотация. В ходе ремонтных воздействий довольно распространенным методом обработки является точение (расточивание). При этом в ремонтном производстве используется преимущественно устаревшее оборудование и квалификация рабочих-станочников зачастую ниже, чем при изготовлении новых изделий. Существенной проблемой, которая затрудняет обеспечение требуемых параметров качества поверхности, является износ режущего инструмента. Путем повышения эффективности обработки является внедрение активного контроля. Целью работы является разработка технических решений, которые дают возможность оценивать ресурс режущего инструмента в ходе обработки. Экспериментальные исследования выполнялись на токарно-винторезном станке марки ИБ11ПФ2. В качестве диагностического признака для оценки износа режущего инструмента использовался акустический сигнал в диапазоне от 6 до 12 кГц, так как в ходе предварительных исследований было установлено, что данный диапазон наиболее чувствителен к изменению режимов обработки. Исследования проводились при различных значениях износа режущего инструмента (оценивался шириной фаски износа). Разработана нейро-нечеткая модель оценки ресурса работы режущего инструмента. Использование моделей данного класса дает возможность подстройки под конкретные условия (станок, инструмент и т.д.) и корректно оценивать ресурс работы инструмента. Погрешность модели по тестовой выборке не превышает 10%.

Ключевые слова: строительно-дорожные машины, ремонт, обработка, шероховатость, износ.

Дата принятия к публикации: 25.10.2019
Дата публикации: 25.12.2019

Сведения об авторах:

Овсянников Виктор Евгеньевич – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Автоматизация производственных процессов», Курганский государственный университет,
e-mail: vik9800@mail.ru

Abstract. During repair actions, turning (weeding) is a fairly common method of treatment. At the same time, repair production uses mainly obsolete equipment and the qualification of machine-tools is often lower than in the manufacture of new products. A significant problem which makes it difficult to provide the required surface quality parameters is the wear of the cutting tool. By improving processing efficiency, active monitoring is implemented. The purpose of the work is to develop technical solutions that make it possible to estimate the life of the cutting tool during processing. Experimental studies were carried out on a ИБ11ПФ2-grade turning machine. As a diagnostic feature, an acoustic signal in the range of 6 to 12 kHz was used to evaluate the wear of the cutting tool, since preliminary studies found that the range was most sensitive to changes in processing modes. Studies were performed at different wear values of the cutting tool (estimated by the width of the wear chamfer). Neuro-fuzzy model of estimation of cutting tool operation resource is developed. Use of models of this class gives the chance of fine tuning under specific conditions (the machine, the tool, etc.) and it is correct to estimate a resource of operation of the tool. Model error by test sample does not exceed 10%.

Keywords: construction and road vehicles, repair, treatment, roughness, wear

Date of acceptance for publication: 25.10.2019
Date of publication: 25.12.2019

Authors' information:

Victor E. Ovsyannikov – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of Department “Automation of production processes” at Kurgan State University,
e-mail: vik9800@mail.ru

ORCID: 0000-0002-8775-0781

Васильев Валерий Иванович – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Автомобильный транспорт», Курганский государственный университет, e-mail: vvprof@rtural.ru

ORCID: 0000-0002-1130-2181

†
†
†
†
†
†
†

ORCID: 0000-0002-8775-0781

Valeriy I. Vasiliev - Doctor of of Technical Sciences, Professor, Professor of Department "Motor transport" at Kurgan State University, e-mail: vvprof@rtural.ru

ORCID: 0000-0002-1130-2181

1. Введение

Эксплуатационные свойства многих деталей строительно-дорожных машин и их соединений зависят от формы и численных параметров шероховатости поверхности. Одним из наиболее широко используемых методов механической обработки является точение (расточивание). Причем в условиях ремонтного производства обработка ведется чаще всего с использованием универсального технологического оборудования с ручным управлением. В данном случае точность и качество в значительной мере определяются квалификацией рабочего-станочника, которая зачастую ниже, чем при изготовлении новых изделий. Поэтому рабочий не всегда может адекватно оценить ход процесса обработки и выявить причину появления брака.

Выходом из данной ситуации может быть создание решений в области активного контроля [1].

На точность и качество обработки существенное влияние оказывает износ режущего инструмента [2]. В зависимости от степени износа инструмента можно выделить три варианта его использования:

- 1) использование на рекомендуемых режимах обработки;
- 2) использование на заниженных режимах обработки;
- 3) замена инструмента.

Сравнение технических и экономических возможностей произведем на основе метода анализа иерархий. В данном случае предполагается решение задачи для двух уровней иерархии по выбору из шести альтернатив по пяти критериям.

Важным моментом при разработке решений в области активного контроля является выбор источника информации. Наиболее

широко используемые методы диагностики инструмента приведены на рис. 1.

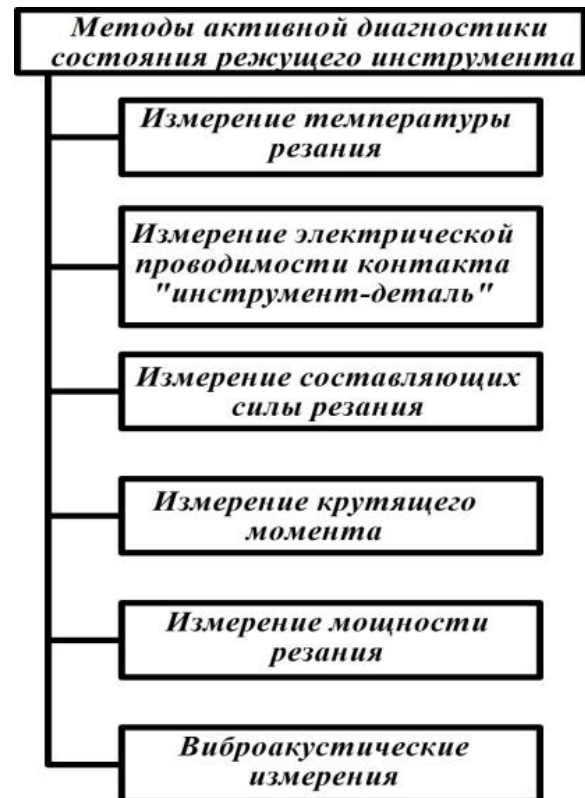


Рис. 1. Методы активной диагностики режущего инструмента

Перечень альтернативных вариантов приведен на рис. 1, а в качестве критериев можно выделить следующие:

- 1) инвариантность метода к режимам и условиям обработки (K1);
- 2) быстродействие алгоритмов распознавания (K2);
- 3) точность измерений (K3);
- 4) надежность и достоверность измерений (K4);
- 5) простота технической реализации (стоимость) (K5).

Полная доминантная иерархия приведена на рис. 2.



Рис. 2. Полная доминантная иерархия

Получение матрицы парных сравнений

Относительно фактора **Уровень Цели. Выбор метода** необходимо провести парное сравнение следующих факторов уровня **Уровень критериев**

№	Фактор	Вес
1	Инвариантность	0,042
2	Быстродействие	0,104
3	Точность	0,374
4	Надежность и дост...	0,260
5	Экономичность и п...	0,219

Матрица парных сравнений:

	1	2	3	4	5
1	1	1/5	1/3	1/6	1/6
2	5	1	1/7	1	1/7
3	3	7	1	1	4
4	6	1	1	1	3
5	6	7	1/4	1/3	1

Какой из факторов предпочтительнее ?

Инвариантность
 Инвариантность
 Одинаково важны
 Не могу сказать

Степень предпочтения:

- Абсолютно превосходит
- Промежуточное значение
- Значительно превосходит
- Промежуточное значение
- Существенно превосходит
- Промежуточное значение
- Умеренно превосходит
- Промежуточное значение
- Одинаково важны

$\lambda = 6,332$ $ИС = 0,333$ $ОС = 0,297$

Рис. 3. Расчет коэффициентов в программе СППР Выбор 6.0

Вычисление коэффициентов проводилось на основе парного сравнения для уровня целей и альтернатив. Расчеты проводились в программном пакете СППР Выбор 6.0 (рис. 3).

На рис. 4 приведены результаты комплексного технико-экономического анализа.

Как можно видеть из рис. 4, наилучшим сочетанием критериев обладает метод виб-

роакустических измерений. Идея акустической диагностики состояния режущего инструмента основана на мысли о том, что определенному состоянию технологической системы соответствует строго индивидуальное акустическое излучение.

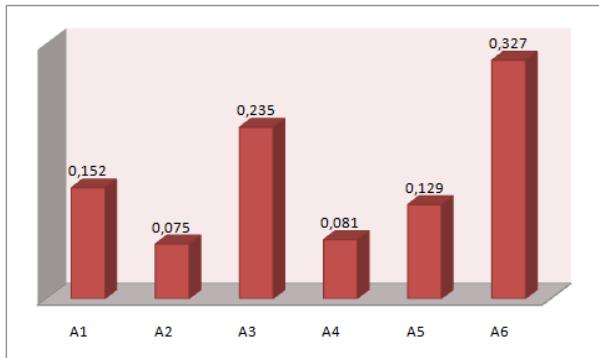


Рис. 4. Результаты комплексного технико-экономического анализа

Считается, что акустическое излучение (эмиссия) представляет собой упругую энергию, которая высвобождается в твердом теле при деформациях или разрушениях. Акустический сигнал, имеющий частоту от десятков кГц до МГц, регистрируется датчиком, воспринимаются ударные волны, возникающие при высвобождении энергии.

Следовательно, проблемой в данном случае является выявление полезной информации из сигнала, так как источников вибраций, которые возникают при обработке, достаточно много (подшипники шпинделя, зубчатые пары, заготовка и т.д.). В ходе предварительных исследований [4] было установлено, что акустический сигнал в диапазоне от 6 до 12 кГц обладает наибольшей информативностью.

Учитывая большое разнообразие станков и схем обработки, решения в области активного контроля целесообразно создавать в виде экспертных систем с возможностью обучения, которые реально настраивать для каждого случая (конкретного оборудования, инструмента, оснастки и т.д.).

Под экспертными системами понимается программный комплекс, выполняющий задачи эксперта в определенной предметной области. Работа таких систем основана на ана-

лизе данных, с последующей выдачей решения (или совета).

Основное преимущество от использования данных систем – реализованная возможность пополнения информации (знаний) с последующим сохранением. При этом построение экспертных систем, в отличие от человека, строится на объективных расчетных закономерностях. Факт субъективности отсутствует, что существенно повышает объективность оценки.

Типовой состав экспертной системы следующий [6]:

- база знаний (содержит в себе знания);
- подсистема вывода (набор правил, которые реализуют функцию решения задачи);
- подсистема объяснения (логический блок);
- подсистема сбора данных и пользовательский интерфейс.

Наиболее важным элементом экспертной системы является база знаний. Именно данный элемент реализует «интеллектуальные способности» системы. База знаний наполняется новыми знаниями и в обязательном порядке входит в состав любой экспертной системы. Чаще всего информация в экспертной системе хранится в символьном виде. Процесс функционирования экспертной системы подразумевает определенную последовательность преобразований символов [6].

Элемент «приобретение знаний» предназначен для того, чтобы добавлять новые знания в базу знаний. Главная задача данного элемента заключается в приведении данных к виду, который пригоден к обработке в рамках экспертной системы [6].

Подсистема вывода – составная часть экспертной системы, которая реализует процесс ее рассуждений с использованием базы знаний и рабочего множества. Данная подсистема реализует две функции [6]:

- производит обработку данных из рабочего множества на основе правил базы знаний, а также добавляет новые факты;
- реализует вывод информации пользователю.

Угруппированная структура экспертной системы приведена на рис. 5 [6]:

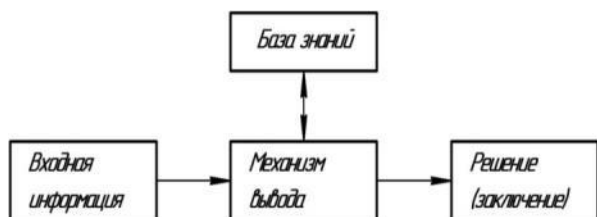


Рис. 5. Взаимодействие компонентов в рамках экспертной системы

В нашем случае предполагается включение человека в систему, поэтому структурная схема несколько изменится (рис. 6) [6]:

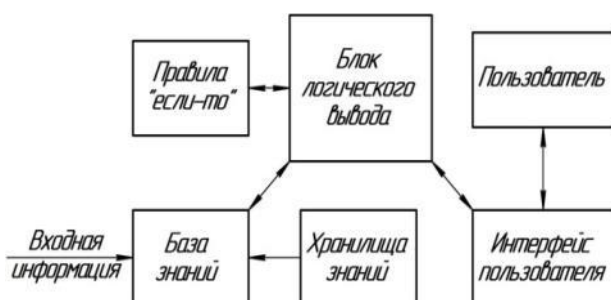


Рис. 6. Структурная схема экспертной системы с участием человека

2. Материалы и методы исследования

Эксперимент по изучению зависимости параметров вибросигнала от износа был спланирован и проведен как стойкостной. Обработка проводилась на токарно-винторезном станке модели 1И611ПФ2. Измерение ширины фаски износа по задней поверхности проводилось на инструментальном микроскопе МИМ-6. Обработываемый материал – сталь 45 (незакаленная). Условия проведения экспериментов следующие:

- скорость резания $V = 215$ м/мин;
- подача $S = 0,07$ мм/об;
- глубина резания $t = 0,25$ мм;
- инструментальный материал – ВОК60.

Запись виброакустического сигнала производилась посредством датчика-акселерометра модели KD45. Датчик вибраций устанавливался в непосредственной близости от зоны обработки. Схема установки датчика приведена на рис. 7.

Фильтрация сигналов и последующая их обработка выполнялась в программе [4]. Пример спектрограммы приведен на рис. 8.



Рис. 7. Схема установки датчика вибраций

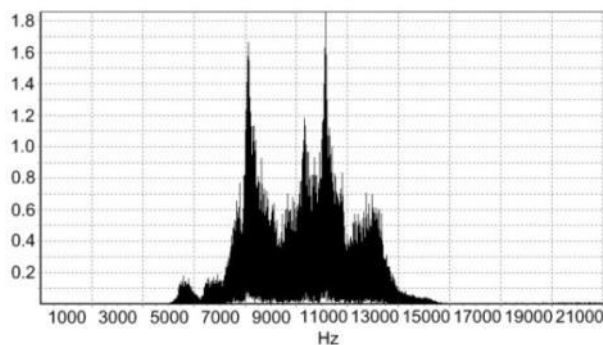


Рис. 8. Спектрограмма сигнала $h_3=0,4$ мм

В качестве дополнительного критерия для оценки ресурса работы инструмента предлагается использовать корреляционную энтропию сигнала [6]. Корреляционная энтропия выражается через корреляционный интеграл следующим образом [6]:

$$K = \lim_{n \rightarrow \infty} \lim_{\varepsilon \rightarrow 0} \lim_{ED \rightarrow \infty} \frac{1}{\tau} \cdot \left(\sum_{i=1 \dots in} \frac{C_n(\varepsilon)}{C_{n+1}(\varepsilon)} \right),$$

где τ - временная задержка; ED - размерность фазового пространства.

Вычисление корреляционной энтропии производилось в компьютерной программе [7].

Анализируя опыт создания экспертных систем [6], следует отметить, что наибольшие затруднения возникают при создании блоков правил «если-то». Применительно к рассматриваемой задаче главной проблемой является высокая неопределенность исходных данных.

Одним из выходов является использование аппарата нечеткой логики при построении логических блоков и блоков «если-то».

Нечеткая логика является частью математики и расширением классической логики, основана на концепции частичной истинности. Главным достоинством нечеткой логики можно отнести [8, 9]:

- нечеткая логика позволяет обрабатывать данные, которые не заданы однозначно («довольно изношенный», «достаточно новый» и т.д.);

- возможность формализовать критерии оценки и сравнения и использовать понятия вида «возможно», «допустимо» и т.д.;

- возможность обработки данных, которые заданы в качественном виде;

- на основе нечеткой логики можно строить различные имитационные модели сложных систем (в том числе динамических) с целью обеспечения требуемой сложности.

Основное понятие нечеткой логики – множество, которое обычно задано в форме характеристической функции (функции принадлежности), указывающей на принадлежность элемента x к множеству A [8, 9]:

$$\mu_A = \begin{cases} 0, & x \in A \\ 1, & x \notin A \end{cases}$$

Согласно рекомендациям [8, 9], при построении экспертных систем целесообразно применять гауссову функцию принадлежности:

$$\mu_A(x) = \exp\left(-\left(\frac{x-c}{b}\right)^2\right).$$

Важными понятиями нечеткой логики является лингвистическая и нечеткая переменная. Нечеткая переменная включает в себя три параметра [9, 10]:

$$\langle \alpha, U, \mu \rangle,$$

где α – имя переменных; U – область определения переменных; $\mu(x)$ – функция принадлежности.

Лингвистическая переменная характеризуется пятью параметрами [8, 9]:

$$\langle \beta, T, U, G, M \rangle,$$

где β – имя переменной; T – терм-множество (область значений); G – процедура обработки элементов терм-множества; M – процедура преобразования новых данных в нечеткий вид.

Нечетким логическим выводом называют аппроксимацию зависимости

$$Y = f(x_1, x_2, \dots, x_n)$$

выходной лингвистической переменной от входных лингвистических переменных и получение значения в виде нечеткого множества с использованием базы знаний, содержащей правила «если-то».

3. Результаты и их обсуждение

На рис. 9 приведена зависимость мощности вибросигнала (Sw) от ширины фаски износа.

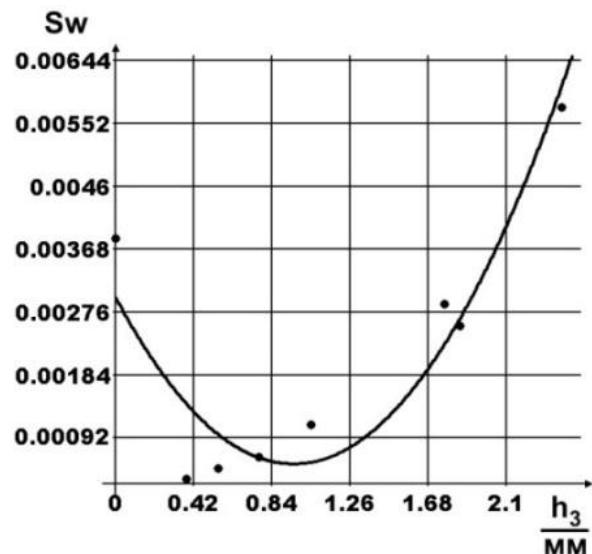


Рис. 9. Зависимость $Sw=f(h_3)$

Анализируя данную зависимость, можно выделить три участка, которые характеризуют периоды износа инструмента. При значениях фаски износа от 0 до 0,4 мм, наблюдается период приработки, который характеризуется постепенным снижением мощности виброакустического сигнала. В период нормального износа (от 0,4 до 1,8 мм) рост мощности виброакустического сигнала незначителен. При наступлении катастрофического износа (ширина фаски износа превышала 1,8 мм) имеет место интенсивный рост мощности виброакустического сигнала.

Зависимость корреляционной энтропии от ширины фаски износа приведена на рис. 10.

Характер зависимости данного параметра аналогичен классической кривой износа. Это дает возможность более адекватно определять периоды износа. Для оценки ресурса работы режущего инструмента была разработана нейро-нечеткая модель. Входными

параметрами модели являются корреляционная энтропия сигнала K и мощность вибросигнала Sw , а выходным – ширина фаски износа h_3 .

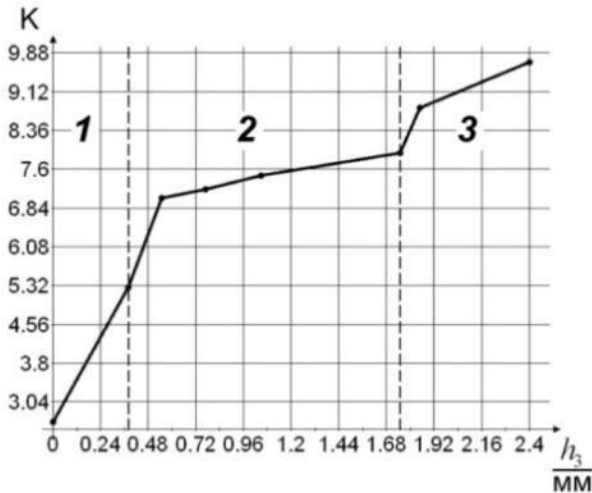


Рис. 10. Зависимость $K = f(h_3)$

Структура модели представлена на рис. 11.

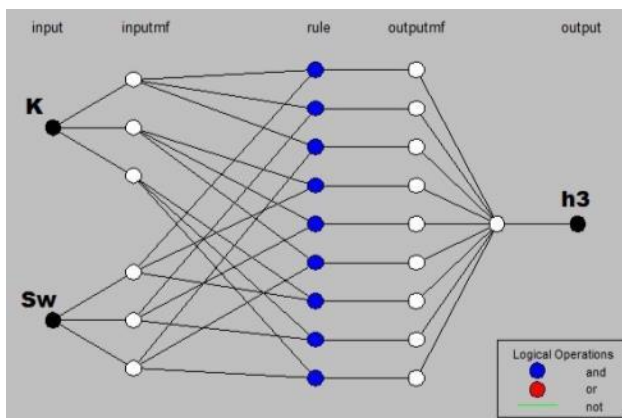


Рис. 11. Структура модели

Для обучения системы была сформирована выборка. Тестирование производилось на данных, которые не входили в обучающую выборку. Результаты тестирования приведены на рис. 12.

Установлено, что ошибка в оценке параметров износа не превышает 5%. Использование аппарата нечеткой логики дает возможность более эффективно оценивать ресурс работы инструмента в условиях неопределенности.

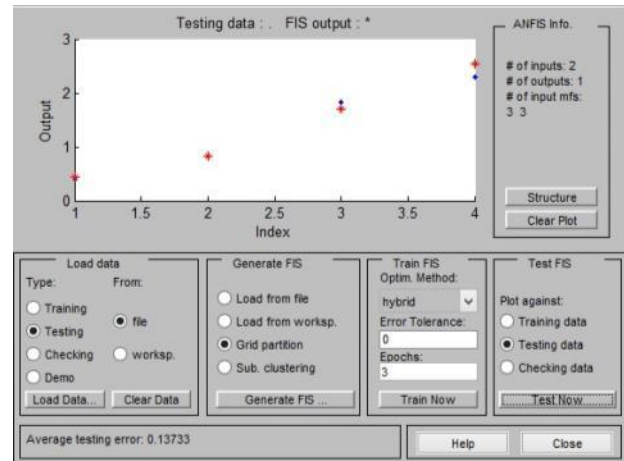


Рис. 12. Результаты тестирования

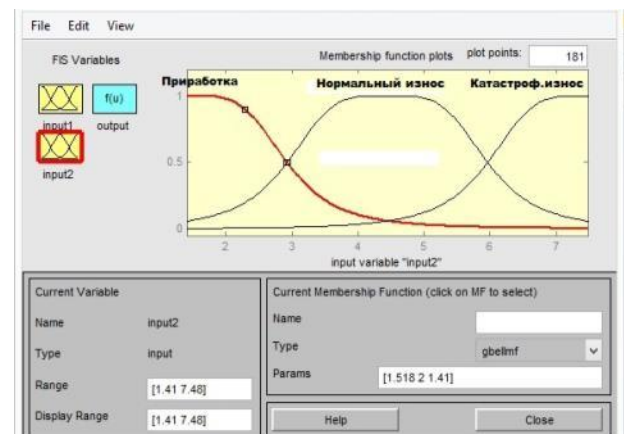


Рис. 13. Выходная переменная

На рис. 14 представлена поверхность функции нечеткой логики.

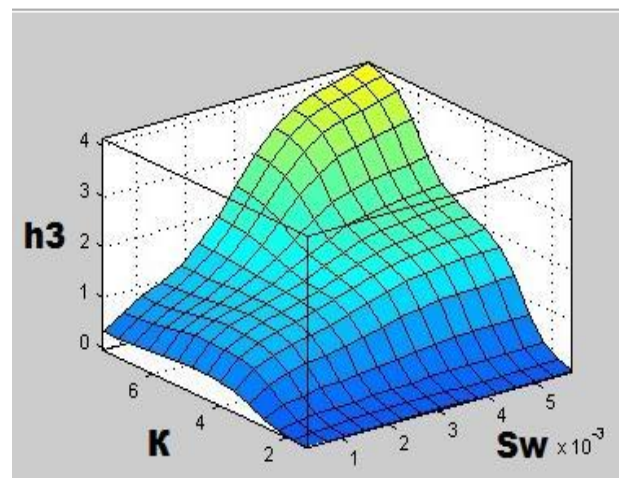


Рис. 14. Поверхность функции

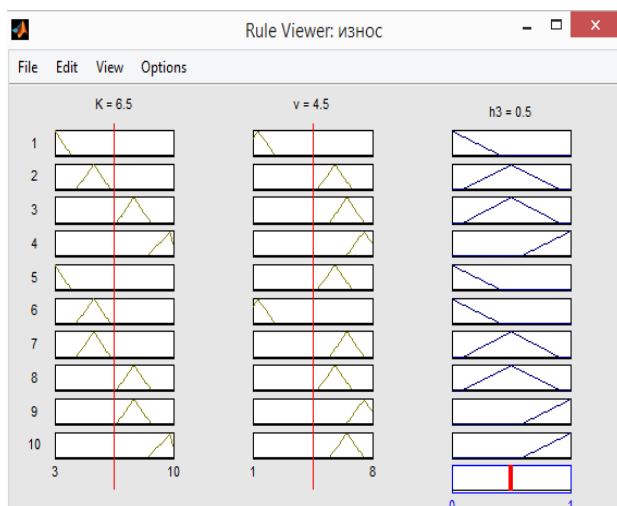


Рис. 15. Пример вычисления переменных

Пример вычисления погрешности оценки износа при помощи нейро-нечеткой модели:

$$\Delta = \frac{h_{3\text{теор}} - h_{3\text{эксп}}}{h_{3\text{теор}}} \cdot 100\% = \frac{0.5 - 0.48}{0.5} \cdot 100\% = 4\%.$$

В результате тестирования модели было установлено, что средняя погрешность не превышает 10%. Дополнительным преимуществом применения нечетких моделей является возможность формализовать определение периодов износа (рис. 13), что дает возможность более эффективно принимать решения о дальнейшем использовании инструмента.

Данная модель может быть положена в основу устройства контроля износа режущего инструмента, схема которого приведена на рис. 16.

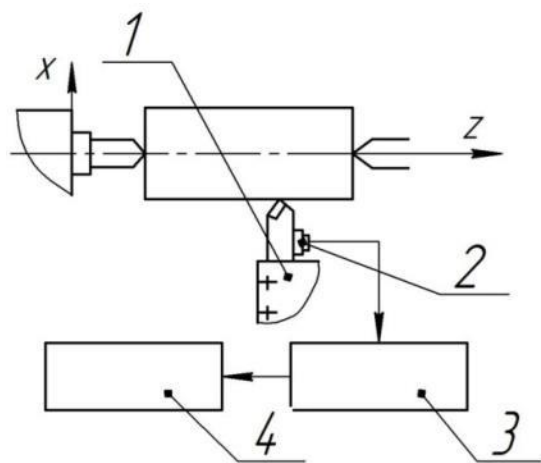


Рис. 16. Схема устройства активного контроля износа

Устройство включает в себя пьезоакустический датчик 2, который устанавливается на державку резца 1. Записанный сигнал поступает в устройство обработки 3, где осуществляется его фильтрация и необходимые вычисления, связанные с оценкой износа. Полученные результаты отображаются на устройстве вывода 4.

Использование данного устройства позволит повысить качество обработки исполнительных поверхностей деталей строительно-дорожных машин в условиях ремонтного производства.

4. Выводы

1. Использование виброакустического сигнала в частотном диапазоне от 6 до 12 кГц дает возможность проводить оценку износа режущего инструмента в ходе обработки. Мощность сигнала в данном диапазоне и величина корреляционной энтропии сигнала имеют тесную взаимосвязь с критериями износа режущей кромки инструмента.

2. Применение нейро-нечетких моделей дает возможность определения параметров износа режущего инструмента с погрешностью, не превышающей 10%. Использование нечеткой логики позволяет эффективно оценивать ресурс работы инструмента в условиях неопределенности и принимать решения по его дальнейшему использованию.

3. Внедрение устройств активного контроля износа режущего инструмента позволит повысить качество обработки исполнительных поверхностей деталей строительно-дорожных машин в условиях ремонтного производства. Особенно актуальным использование данных решений представляется в тех случаях, когда производится большой объем обработки однотипных деталей (например, растачивание гильз цилиндров).

4. В качестве перспектив для дальнейших исследований следует выделить апробацию в условиях реального ремонтного производства и пополнение базы знаний экспертной системы. Также следует уделить внимание разработке пользовательского интерфейса экспертной системы, который обеспечивает комфортное взаимодействие с рабочим.

Список литературы

1. Вальков В.М. Контроль в ГАП. Л.: Машиностроение, 1986. 232 с.
2. Козочкин М.П. Виброакустическая диагностика технологических процессов. М.: ИКФ "Каталог", 2005. 196 с.
3. Овсянников В.Е., Остапчук А.К. Научные основы обеспечения шероховатости поверхности на базе анализа случайных процессов. Курган: Изд-во Курганского гос. ун-та, 2012. 188 с.
4. Остапчук А.К., Овсянников В.Е., Rogov E.Yu. Анализ виброакустических сигналов v1.0: свид-во об отраслевой регистрации программы для ЭВМ № 50200802217, рег. 14.11.2008.
5. Павлов А.Н. Методы анализа сложных сигналов. Саратов: Научная книга, 2008. 120 с.
6. Тузовский А.Ф., Чириков С.В., Ямпольский В.З. Системы управления знаниями (методы и технологии). Томск: Изд-во НТЛ, 2005. 260 с.
7. Остапчук А.К., Овсянников В.Е., Rogov E.Yu. Анализ коррелограмм профилей поверхностей, обрабатываемых резанием: свид-во о государственной регистрации программы для ЭВМ №2012611805, рег. 17.02.2012.
8. Леоненков А.В. Нечеткое моделирование в среде MATLAB и flzzyTEC. СПб.: БХВ Петербург, 2005. 736 с.
9. Штовба С.Д. Проектирование нечетких систем средствами MATLAB. М.: Горячая линия Телеком, 2007. 288 с.

References

1. Valkov V.N. *Kontrol v GAP* [Control in GAP]. Leningrad, Mashinostroenie, 1986. 232 p. (In Russian).
2. Kozochkin M.P. *Vibroakusticheskaya diagnostika tekhnologicheskikh protsessov* [Vibroacoustic diagnostics of technological processes]. Moscow, IKF "Catalog", 2005. 196 p. (In Russian).
3. Ovsyannikov V.E., Ostapchuk A.K. *Nauchnye osnovy obespecheniya sherokhovatosti poverkhnosti na baze analiza sluchaynykh protsessov* [Scientific basis for surface roughness based on random process analysis]. Kurgan, Kurgan State University, 2012. 188 p. (In Russian).
4. Ostapchuk A.K., Ovsyannikov V.E., Rogov E.Yu. *Analiz vibroakusticheskikh signalov. Svidetelstvo ob otraslevoy registratsii programm dlya EVM* [Vibration acoustic signal analysis. The Certificate on branch registration of the computer program]. No. 50200802217, 2008. (In Russian).
5. Pavlov A.N. *Metody analiza slozhnykh signalov* [Methods of analysis of complex signals]. Saratov, Nauchnaya kniga, 2008. 120 p. (In Russian).
6. Tuzovski A.F., Chirikov S.V., Yampolski V.Z. *Sistemy upravleniya znaniyami (metody i tekhnologii)* [Knowledge management systems (methods and technologies)]. Tomsk. Izd-vo NTL, 2005. 260 p. (In Russian).
7. Ostapchuk A.K., Ovsyannikov V.E., Rogov E.Yu. *Analiz korrelogramm profiley poverkhnostey, obrabatyvaemykh rezaniem. Svidetelstvo o gosudarstvennoy registratsii programm dlya EVM* [Analyzing the Correlograms of Cut Surface Profiles. The Certificate on official registration of the computer program]. No2012611805, 2012. (In Russian).
8. Leonenkov A.V. *Nechetkoe modelirovaniye v srede MATLAB I flzzyTEC* [Fuzzy Modeling in MATLAB and flzzyTEC]. St. Petersburg, BKhV Peterburg, 2005. 736 p. (In Russian).
9. Shtovba S.D. *Proektirovaniye nechetkikh sistem sredstvami MATLAB* [Designing fuzzy systems with MATLAB]. Moscow, Goryachaya liniya Telecom, 2007. 288 p. (In Russian).

УДК (UDC) 621.873.2/.3

НАГРУЖЕННОСТЬ ТЕЛЕСКОПИЧЕСКОЙ СТРЕЛЫ В ПРОЦЕССЕ ПОВОРОТА

LOADING OF THE TELESCOPIC BOOM DURING A TURN

Потахов Е.А.

Potakhov E.A.

Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I
(Санкт-Петербург, Россия)

Emperor Alexander I St. Petersburg state transport university (St. Petersburg, Russia)

Аннотация. Статья посвящена исследованию нагружения телескопической стрелы стрелового грузоподъемного крана. В качестве методов исследования используется метод численного эксперимента, проведенного в модуле комплексного динамического и кинематического анализа механизмов SolidWorks Motion, и метод конечных элементов, применяемый в модуле Solid Edge Simulation, основанном на технологии анализа FEA Femap и решателе NX Nastran. Были рассмотрены следующие режимы нагружения телескопического стрелового оборудования: подъем груза, нормированный поворот, внезапная просадка выносной опоры. В результате исследований разработана математическая модель стрелы, которая идентична по своим характеристикам реальному прототипу; установлены зависимости амплитуд кинематических параметров движения рамы и груза крана от величины прокладки аутригера в процессе поворота крана; получен характер нагруженности элементов телескопической стрелы для каждого режима нагружения. Определено напряженно-деформированное состояние телескопической стрелы с учетом взаимодействия секций с боковыми упорами; установлена зависимость наибольших напряжений конструкции от величины прокладки выносной опоры; определена значимость влияния вертикальных и горизонтальных внешних и местных нагрузок на нагруженность телескопического стрелового оборудования.

Ключевые слова: телескопическая стрела, просадка, местные нагрузки, Solid Edge Simulation

Дата принятия к публикации: 10.10.2019
Дата публикации: 25.12.2019

Сведения об авторе:

Потахов Егор Александрович – аспирант, Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I (ПГУПС), e-mail: epotakhov@mail.ru

ORCID: 0000-0003-4206-9148

Abstract. The article is devoted to the study of the loading of a telescopic boom of a jib crane. The research methods used are the numerical experiment method, carried out in the module of complex dynamic and kinematic analysis of SolidWorks Motion mechanisms, and the Finite Element Method, used in the Solid Edge Simulation module, based on the FEA Femap analysis technology and NX Nastran solver. The following loading modes of telescopic boom equipment were considered: load lifting, normalized rotation, sudden drawdown of the outrigger. As a result of research, a numerical model of a jib crane equipped with a telescopic boom is developed, which is identical in its characteristics to a real prototype; the dependences of the amplitudes of the kinematic parameters of the frame motion and the crane load on the outrigger drawdown during the rotation of the crane are established; The character of loading of elements of the telescopic boom for each loading mode is obtained. The stress-strain state of the telescopic boom is determined taking into account the interaction of the sections with the side stops; the dependence of the highest structural stresses on the magnitude of the drawdown of the outrigger is established; The significance of the influence of vertical and horizontal external and local loads on the loading of telescopic boom equipment is determined.

Keywords: telescopic boom, drawdown, local loads, Solid Edge Simulation.

Date of acceptance for publication: 10.10.2019
Date of publication: 25.12.2019

Author's information:

Egor A. Potakhov - graduate student, Emperor Alexander I St. Petersburg state transport university (PGUPS), e-mail: epotakhov@mail.ru

ORCID: 0000-0003-4206-9148

1. Введение

В настоящее время при производстве строительных, погрузо-разгрузочных и монтажных работ из всех типов грузоподъемных кранов наибольшее применение находят самоходные стреловые краны, оснащенные телескопическим стреловым оборудованием [1]. Телескопическая стрела представляет собой консольную стержневую конструкцию ступенчатой жесткости, состоящую из сопрягаемых одной неподвижной (корневой) и нескольких подвижных секций, каждая последующая из которых входит вовнутрь предыдущей. Подвижные секции опираются на опорные элементы, передние из которых расположены в нижней передней части внешней секции, а задние – в верхней задней части внутренней секции. От бокового смещения секции удерживаются боковыми упорами. Перемещение секций может осуществляться системой канатов, длинноходовыми гидроцилиндрами двойного действия или комбинированными канатно-гидравлическими механизмами.

Широкое распространение данного грузоподъемного средства обусловлено его экономической эффективностью, которая определяется универсальностью функционально-технологических свойств в сочетании с мобильностью и высокой энерговооруженностью гидрофицированного оборудования.

В то же время, грузоподъемные краны являются объектами повышенной производственной опасности и их эксплуатация связана с вероятностью образования аварийных ситуаций с негативными технико-экономическими и социальными последствиями [2]. Из всего спектра неблагоприятных факторов, оказывающих влияние на надежность грузоподъемного крана в целом и на телескопическую стрелу в частности, наиболее опасными являются возмущения, природа которых носит случайный характер и не зависит от квалификации оператора. К таким воздействиям можно отнести инерционные нагрузки, обусловленные внезапной просадкой аутригера. Особенно данное явление опасно в процессе азимутального перемещения груза. Помимо

непредсказуемости появления этот вид нагружения характеризуется быстротечностью воздействия и действием на телескопическое стреловое оборудование одновременно трёх инерционных сил (центробежной, касательной, вертикальной). Изучению воздействия просадки выносных опор на стреловой кран был посвящен ряд работ [3-8], но в большинстве исследований рассматривалось влияние данного режима на устойчивость крана и нагруженность опорного контура. Нагруженности телескопической стрелы в результате просадки аутригера было уделено недостаточное внимание.

Задачей исследования является изучение нагруженности телескопической стрелы в результате просадки выносной опоры грузоподъемного крана в процессе поворота. В качестве объекта исследования выбран железнодорожный кран «Сокол 80.01М».

2. Создание численной модели крана

Натурные исследования стреловых кранов, связанные с доведением грузоподъемной машины до предельного состояния, представляют значительные сложности, поскольку предполагают большие материальные затраты, снижение ресурса оборудования и повышенную производственную опасность.

В связи с этим, для исследования нагруженности телескопической стрелы в результате просадки выносной опоры грузоподъемного крана в процессе поворота целесообразно применить методику численного эксперимента, с помощью которого можно получить необходимые данные, исключив вышеуказанные недостатки натурального исследования.

Компьютерное моделирование осуществлялось в среде специализированного функционала Motion (комплексный динамический и кинематический модуль) программного комплекса SolidWorks и модуле проведения расчетов методом конечных элементов Solid Edge Simulation, основанном на технологии анализа FEA Femap и решателе NX Nastran.

Технология численного моделирования включает два этапа. На первом этапе создается виртуальная модель объекта, идентич-

ная по своим наиболее существенным характеристикам объекта исследования. На втором проводится численный эксперимент с целью изучения объекта и его элементов в условиях определенного нагружения.

Создание модели «Сокол 80.01М», соответствующей реальному прототипу, было описано в работе [9]. В связи с тем, что в данной численной модели не учитывается просадка грунта под выносной опорой и колебательный характер движения груза, модель дополняется механизмом просадки грунта, разработанным в работе [5] и механизмом подъема груза.

Схема моделирования механизма подъема груза динамической модели крана представлена на рис. 1. Согласно нормативно-технической документации [10, 11] из всех видов ветвевых канатных стропов только грузоподъемность четырехветвевого грузового канатного стропа (4СК) дает возможность перемещать груз весом 25 тонн. В связи с этим данный тип стропов, который имитируется элементом «пружина» (с3, с4, с5, с6), применяется в качестве грузозахватного приспособления модели.

Гибкий тяговый орган (канат) моделируется системой, состоящей из фиктивных

шарниров (ФШ1, ФШ2) и четырех абсолютно упругих протяженных цилиндрических осей, соединенных с фиктивными шарнирами пружинами (с7, с8) и демпферами (д3, д4), места расположения которых определяются посредством модально-частотного анализа. Фиктивные шарниры воспроизводят поперечную жесткость каната, продольные вязкоупругие элементы – продольную. Характеристики пружин (коэффициент упругости, показатель степени выражения силы пружины) и демпферов (показатель степени выражения силы демпфера, коэффициент демпфирования) подбираются в соответствии с требованиями нормативных документов на канаты.

Действующие на груз при вращении поворотной платформы силы сопротивления (упругости) воздушной среды моделируются показанными на рис. 1 вязкоупругими элементами системы «груз-вспомогательные стойки» (с1, с2, д1, д2). В связи с тем, что масса вспомогательных стоек крайне незначительна, и они неподвижно прикреплены к оголовку, стойки не оказывают ощутимого влияния на телескопическую стрелу в процессе поворота крана.

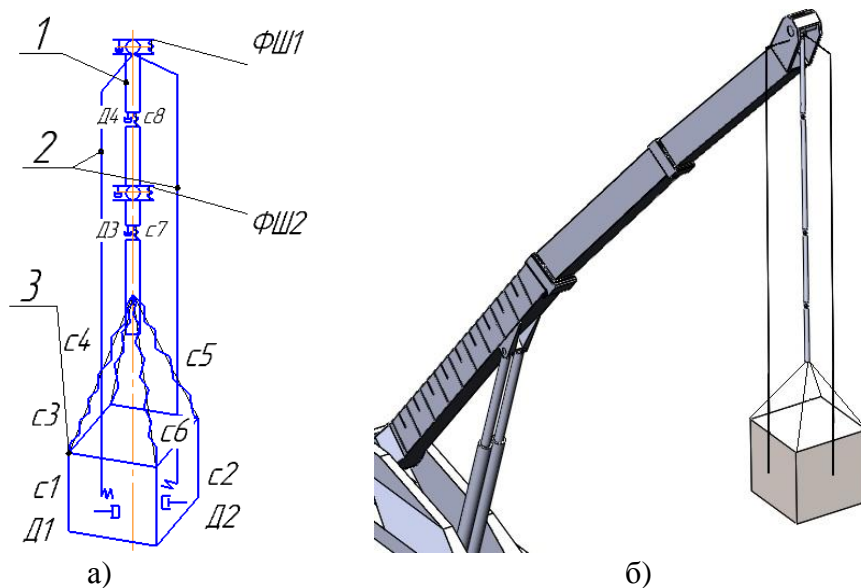


Рис. 1. Механизм подъема груза: а – схема; б – реализация в функционале Motion (1 – канат; 2 – вспомогательные стойки; 3 – груз; ФШ1, ФШ2 – фиктивные шарниры 2-го рода; с1, с2, д1, д2 – вязкоупругие элементы системы «груз-вспомогательные стойки»; с3, с4, с5, с6 – упругие элементы системы «груз-канат»; с7, с8, д3, д4 – вязкоупругие продольные элементы)

3. Численное моделирование вращения крана с просадкой аутригера

Виртуальный эксперимент выполнялся при опорном контуре крана с максимально выдвинутыми аутригерами, максимальной длине телескопической стрелы (25 м), максимальном угле подъема ($49^{\circ}20'$) и соответствующими этим показателям вылете в 13 м и грузоподъемности в 25 т.

Численное моделирование поворота железнодорожного крана «Сокол 80.01М» с внезапной просадкой одной из опор осуществлялось следующим образом: модель грузоподъемного крана установлена на грунтовой площадке; к поворотной платформе прикладывается крутящий момент, в результате чего происходит поворот стрелового оборудования крана. Момент начала поворота характеризуется небольшим скачком ускорения и скорости груза, а также небольшим горизонтальным отклонением, которые обусловлены инерционной нагрузкой.

При эксплуатации кранов из-за неравномерного внедрения аутригеров в грунт чаще всего имеет место трехопорная схема опирания грузоподъемной машины [5-8], трансформирующаяся в зависимости от положе-

ния стрелового оборудования [5]. Это особенно ярко выражается при значительной просадке одной из опор. В момент перемещения груза над опорой №1 (рис. 2, II положение телескопической стрелы) посредством механизма реализации просадки опор осуществляется просадка аутригера, составляющая 15 мм. В результате происходит резкое перемещение груза в вертикальной и в горизонтальной плоскостях. Заброс груза сопровождается резким увеличением ускорения и скорости груза (рис. 3).

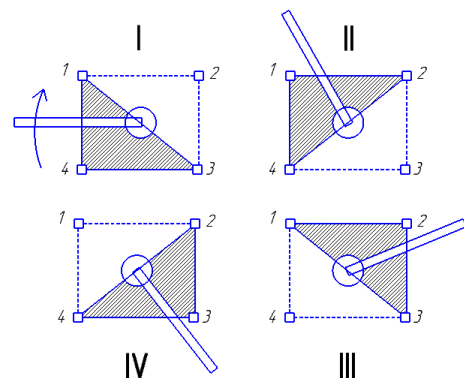


Рис. 2. Схема трансформации ядра опирания крановой установки:
1, 2, 3, 4 – опоры крана; I, II, III, IV – положения стрелы при повороте

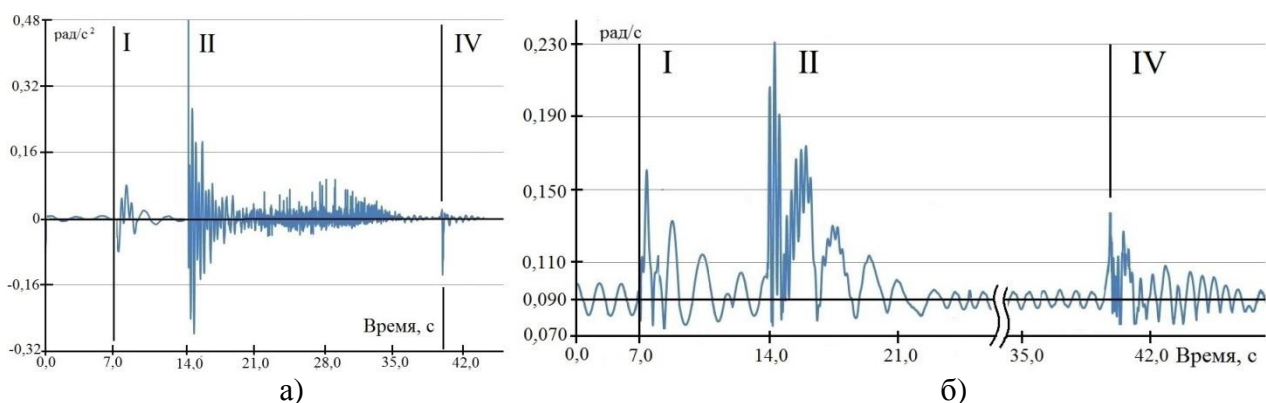


Рис. 3. Временная зависимость ускорения и скорости груза при повороте:

а – угловое ускорение; б – угловая скорость

(Расчетные положения: 0 – до поворота; I – момент начала поворота; II – момент просадки выносной опоры; IV – момент поднятия просевшей опоры)

При IV положении стрелы смена опорного контура сопровождается поднятием просевшей опоры №1. В результате происходит повторный, но менее значительный горизонтальный заброс груза и одновременное рез-

кое поднятие его вверх, что также характеризуется увеличением ускорения и скорости груза (рис. 2 и 3).

В связи с тем, что касательная и центробежная силы инерции груза прямо пропор-

циональны соответственно угловому ускорению и угловой скорости груза [8], графики инерционных сил будут аналогичны временным зависимостям, представленным на рис. 4.

Вертикальное перемещение груза в результате просадки опоры вызывает резкое возрастание и колебательный характер изменения реакций опорных элементов телескопической стрелы (рис. 4). Горизонтальные силы заброса обуславливают чередование

схем нагружения телескопической стрелы: в момент просадки наблюдается переход от первоначального горизонтального расчетного положения во второе; далее под действием касательной силы инерции груза происходит возвращение в первое расчетное положение; переходы расчетного положения сопровождаются скачкообразным увеличением значений реакций боковых упоров (рис. 5).

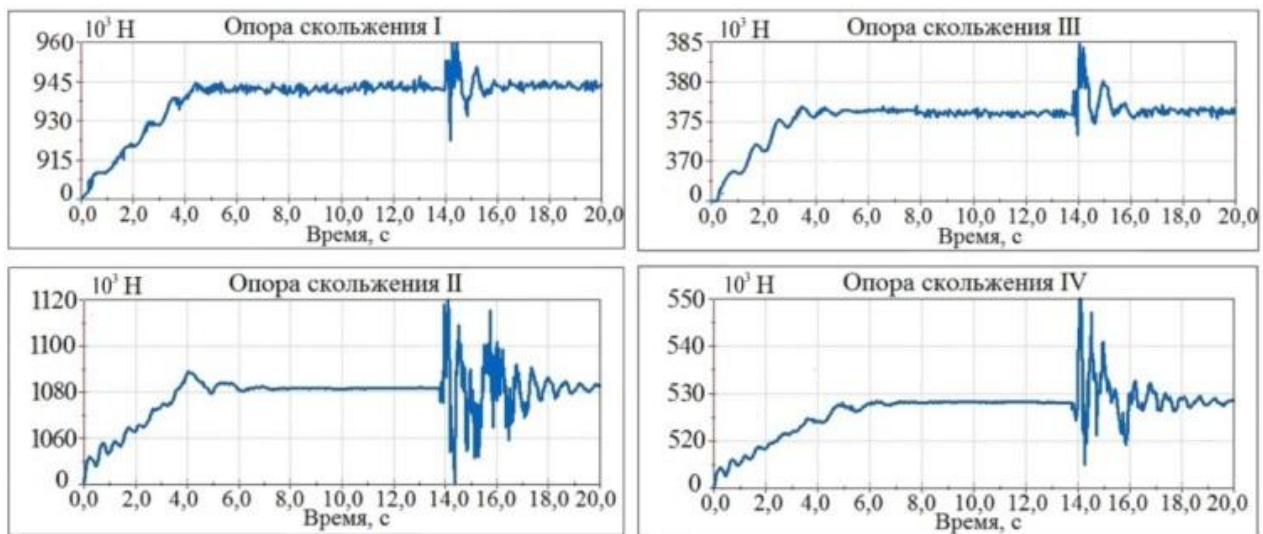


Рис. 4. Временная зависимость реакций опор скольжения

Известно, что наибольшие напряжения телескопической стрелы возникают в сечениях давления опорных элементов [12-14], где происходит суммирование деформаций от внешних нагрузок и сил, действующих со стороны опорных элементов (местных нагрузок), а также проявляется стеснение деформацией. Максимальная нагруженность образуется в поясе, в местах под опорными элементами и в зонах, которые расположены в сечении опорных элементов, в непосредственной близости к грани соединения стенки и полки [12]. При этом в существующих исследованиях [12-18], посвященных изучению данной темы, рассматривается напряженно-деформированное состояние стоек и поясов телескопической стрелы, обусловленное действием только вертикальных нагрузок без влияния боковых упоров.

С целью определения влияния внешних и местных вертикальных и горизонтальных нагрузок на нагруженность секций в среде

Solid Edge Simulation проводился прочностной анализ конструкции с тремя расчетными случаями:

- 0) до поворота;
- I) начало поворота;
- II) в момент просадки выносной опоры.

Так как между упорами и боковыми поверхностями секций для исключения заклинивания оставляется небольшой зазор (величиной до 1 мм), то при нагружении стенки телескопической стрелы свободно деформируются на расстоянии межсекционного зазора, а затем взаимодействуют с боковыми упорами. Данное взаимодействие невозможно учесть, используя одну секцию и применяя к ней ограничения (опоры) модуля расчета конечными элементами типа «заделка», «ползун» и «шарнир». В связи с этим, численная расчетная модель составляется из сопряженных двух секций: корневой и средней, одна из которых испытывает внешние воздействия, а другая ограничивает дефор-

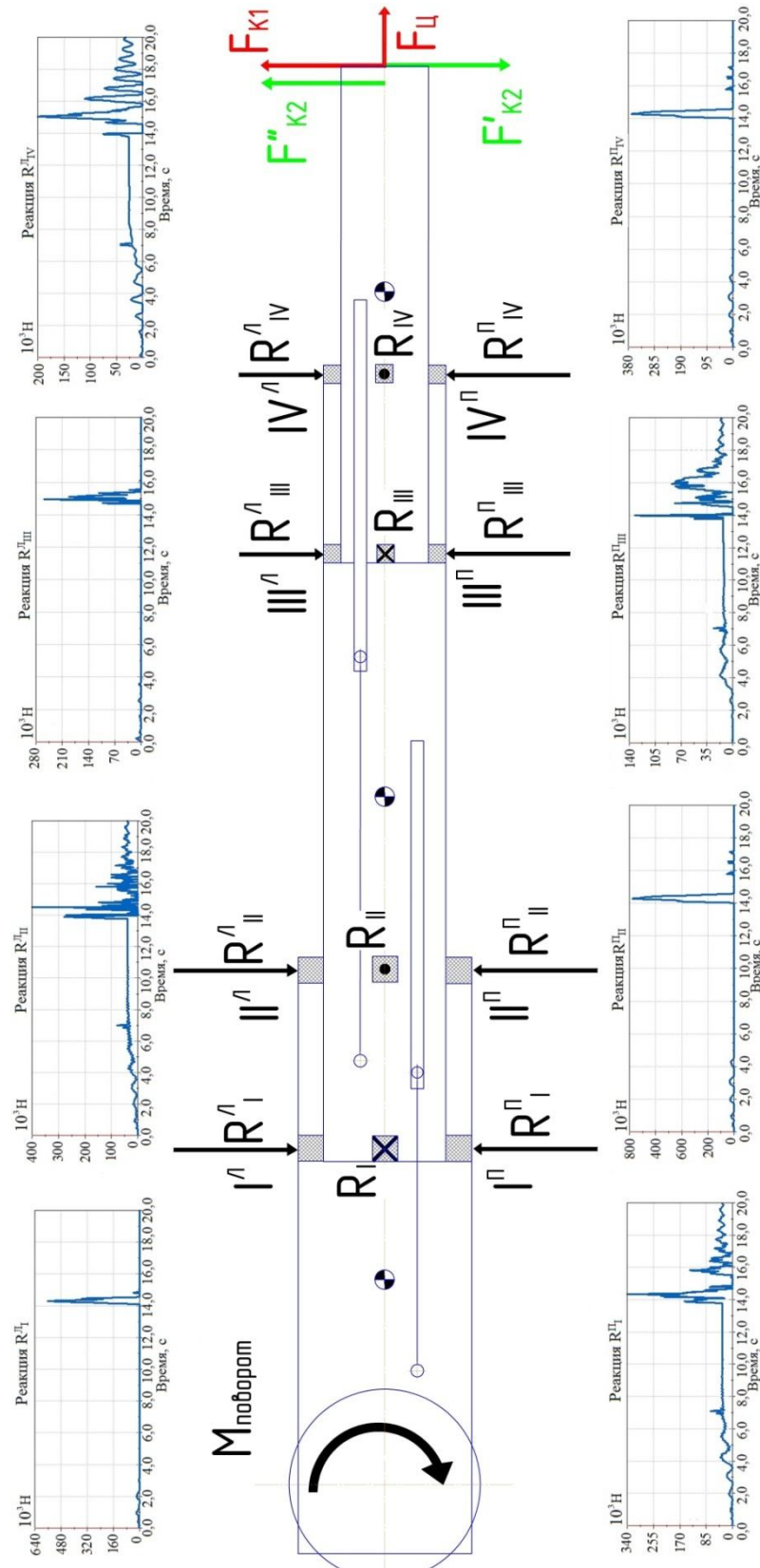


Рис. 5. Схема нагружения секций телескопической стрелы

$R_I^L \dots R_{IV}^L$ – левые боковые упоры; $R_I^P \dots R_{IV}^P$ – правые боковые упоры; $R_I \dots R_{IV}$ – реакции опор скольжения; $R_{I,1}^L \dots R_{I,4}^L$ – реакции левых боковых упоров; $R_{I,1}^P \dots R_{I,4}^P$ – реакции правых боковых упоров; $M_{поворот}$ – момент поворота; $F_{Ц}$ – центробежная сила инерции; F_{K1} – касательная сила инерции при повороте; F_{K2}, F_{K1}' – касательные силы инерции при просадке опоры

мирование нагруженной секции. При определении напряженно-деформированного состояния средней секции средняя секция испытывает нагружение, а корневая секция служит ограничением; при исследовании нагруженности корневой секции – наоборот.

При азимутальном перемещении груза в связи с гибкостью тягового органа груз отклоняется от оси подвеса. Наиболее опасным случаем является одновременный выход груза из продольной и поперечной плоскости стрелы, что можно наблюдать при просадке ауригера (рис. 3). При отклонении груза от оси подвеса на некоторое расстояние (a , b) во всех плоскостях телескопической стрелы приложим к оголовку две равные по величине и противоположно направленные силы (сила тяжести груза, касательная сила инерции). Каждая две силы из трёх образуют пару сил с крутящим моментом. Таким образом, телескопическая стрела испытывает совместное действие изгиба и кручения в горизонтальной, фронтальной и профильной плоскостях. Всего на стрелу одновременно воздействуют две изгибающие силы и три крутящих момента (рис. 6).

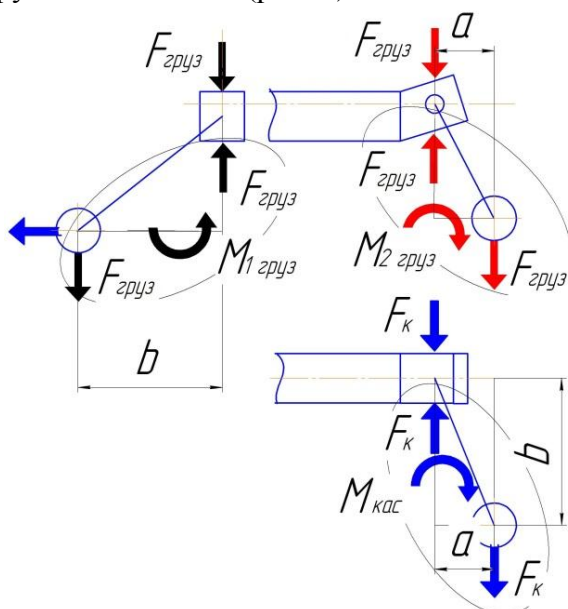


Рис. 6. Схема действия внешних сил, обусловленных грузом, на стреловое оборудование

В результате расчета методом конечных элементов получены эпюры нагруженности

трех секций от действия местных и внешних сил (табл. 1).

На основании результатов прочностного расчета телескопической стрелы методом конечных элементов можно сделать следующие выводы:

1. Местные напряжения в сечении II, соответствующему наибольшей нагруженности телескопической стрелы, превышают напряжения, вызванные внешними нагрузками в 2,23 раза при 0-м, I-м и II-м расчетных случаях. Это не противоречит результатам исследований [12, 17, 18], согласно которым напряжения, вызванные местными усилиями, могут в несколько раз превышать напряжения от внешних нагрузок.

2. При нормированном повороте напряжения секций, обусловленные местными и внешними нагрузками, возрастают на 0,5% и 1,0% соответственно.

3. В момент просадки опоры крана напряжения конструкции, обусловленные местными и внешними нагрузками, увеличиваются примерно на 20% относительно нагруженности «нулевого» положения.

4. Соотношение максимальных напряжений, обусловленных вертикальными и горизонтальными внешними и местными силами, в соответствии с расчетными положениями представлено в табл. 2.

5. Максимальная нагруженность телескопической стрелы, вызванная действием горизонтальных сил, образуется в сечениях давления боковых упоров. Здесь происходит суммирование деформаций от внешних и местных горизонтальных нагрузок: в стенке под боковыми упорами и в зонах, расположенных в непосредственной близости к грани соединения стенки и полки.

6. При «нулевом» расчетном случае наибольшие местные напряжения в конструкции возникают в полке, в местах под опорными элементами и в зонах, расположенных в сечении опорных элементов, в непосредственной близости к ребру соединения стойки и пояса, что не противоречит результатам исследований [12].

Таблица 1

Нагружение корневой секции телескопической стрелы от местных и внешних нагрузок

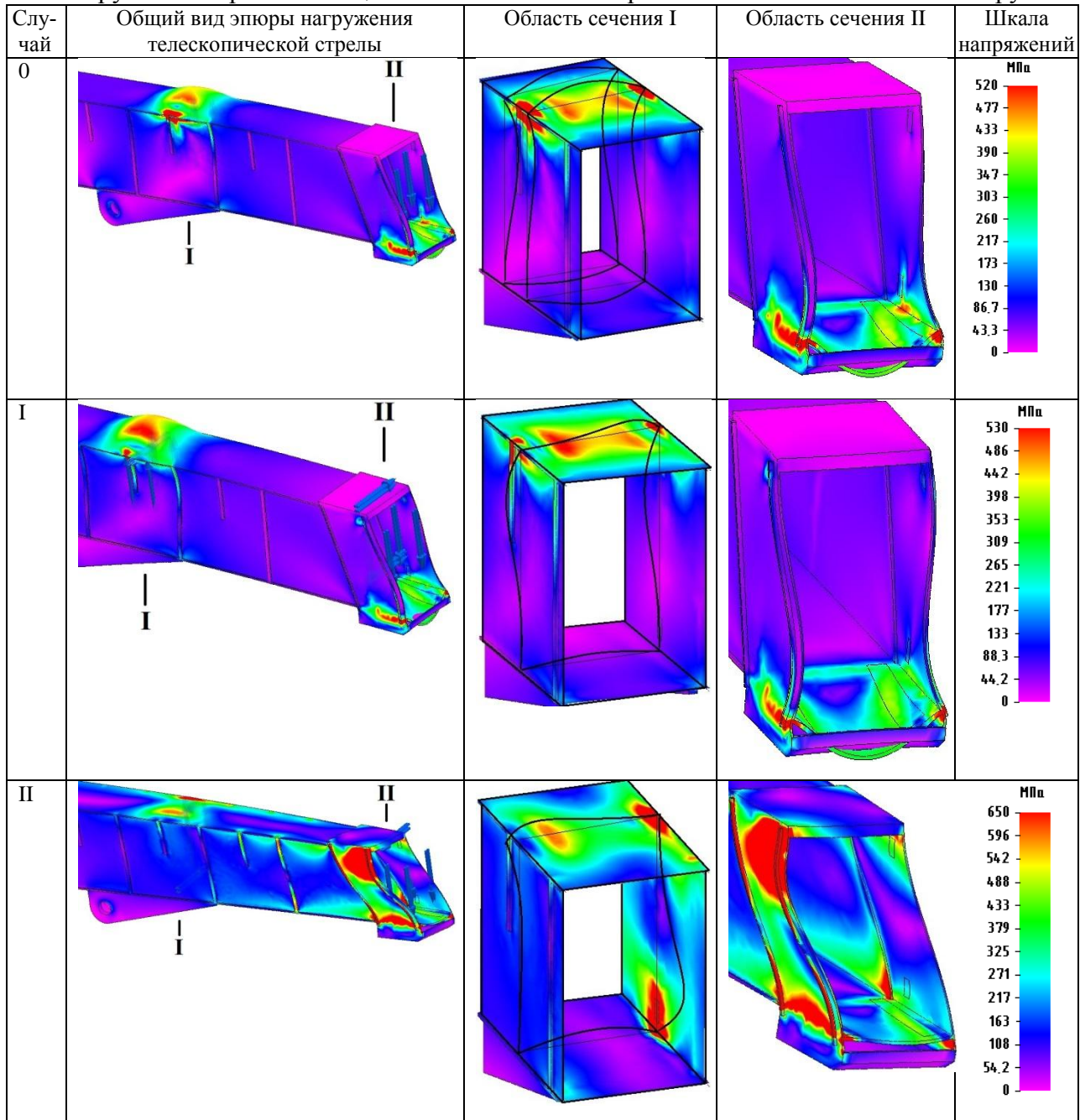


Таблица 2

Соотношение максимальных напряжений телескопической стрелы, вызванных внешними и местными нагрузками

Расчетный случай	Напряжения, обусловленные местными усилиями, МПа		
	вертикальные усилия	горизонтальные усилия	суммарные усилия
0 (до поворота)	446	0	446
I (нормированный поворот)	446	37	448
II (момент просадки аутригера)	453	323	556

Окончание табл. 2

	Напряжения, обусловленные внешними усилиями, МПа		
	вертикальные усилия	горизонтальные усилия	суммарные усилия
0 (до поворота)	200	0	200
I (нормированный поворот)	200	17	202
II (момент просадки аутригера)	204	145	250

При повороте в связи с малыми по величине горизонтальными нагрузками максимальная напряженность секций практически идентична нагруженности «нулевого» положения. Заметное исключение составляет распределение напряжений в I-м сечении корневой области: наблюдается увеличение максимально нагруженной области под опорным элементом, ближе расположенного к первому правому боковому упору, подверженному действию горизонтальной нагрузки; и соответствующее уменьшение максимально нагруженной области под опорным элементом, расположенным дальше от первого правого бокового упора.

В момент просадки аутригера в связи со значительными горизонтальными нагрузками происходит заметное перераспределение и увеличение напряжений секций. Наибольшая нагруженность образуется в областях действия местных боковых нагрузок, а также в области действия реакции того опорного элемента, который ближе расположен к району действия боковых нагрузок, и в зонах, расположенных между действиями местных вертикальных и горизонтальных нагрузок, в непосредственной близости к грани соединения стенки и полки.

7. Исходя результатов прочностного расчета, можно заключить, что максимальные деформации (вогнутости и выпуклости) полка и стенок телескопической стрелы в основном образуются в сечениях расположения опорных элементов и боковых упоров и вызваны местными нагрузками. Это не противоречит существующим исследованиям, где утверждается, что наибольшие прогибы поясов и стоек секций образуются в сечении опорных элементов [12-14].

Исключение составляют деформации стоек при «нулевом» расчетном случае в области сечения II средней и в области сечения I корневой секции, где наибольшие прогибы

наблюдаются на некотором расстоянии от плоскости расположения опорных элементов и боковых упоров. Это вызвано отсутствием действия горизонтальных нагрузок и препятствием боковыми упорами большой деформации стенок.

Характерно, что при «нулевом» режиме нагружения в I сечении корневой секции и II сечении средней секции верхняя часть стенки имеет выпуклость во внутрь сечения, а нижняя – в противоположную сторону, что не противоречит результатам работы [12].

При аппроксимации данных, полученных в результате проведения серии компьютерных экспериментов поворота крановой платформы с внезапной просадкой аутригера для ряда величин просадки опоры, были получены зависимости амплитудных значений параметров нагружения крана от величины просадки (рис. 7 - 9).

Исходя из результатов серии численных экспериментов, можно сделать следующие выводы относительно зависимости нагружения телескопической стрелы от увеличения значения просадки:

1. Наблюдается медленный рост напряжений, обусловленных вертикальными нагрузками, и резкое возрастание напряжений, вызванных горизонтальными силами.

2. До просадки в 30 мм наибольшая нагруженность обусловлена вертикальными нагрузками, после – наибольшая нагруженность вызвана горизонтальными силами.

3. При любом значении просадки аутригера напряжения, обусловленные местными нагрузками, превышают напряжения, вызванные внешними силами.

4. Излом телескопической стрелы предположительно произойдет при просадке в 30 мм, так как при этом максимальные напряжения конструкции достигают предела текучести (690 МПа для марки стали стрелы крана «Сокол 80.01М» – 14ХГН2МДАФБ).

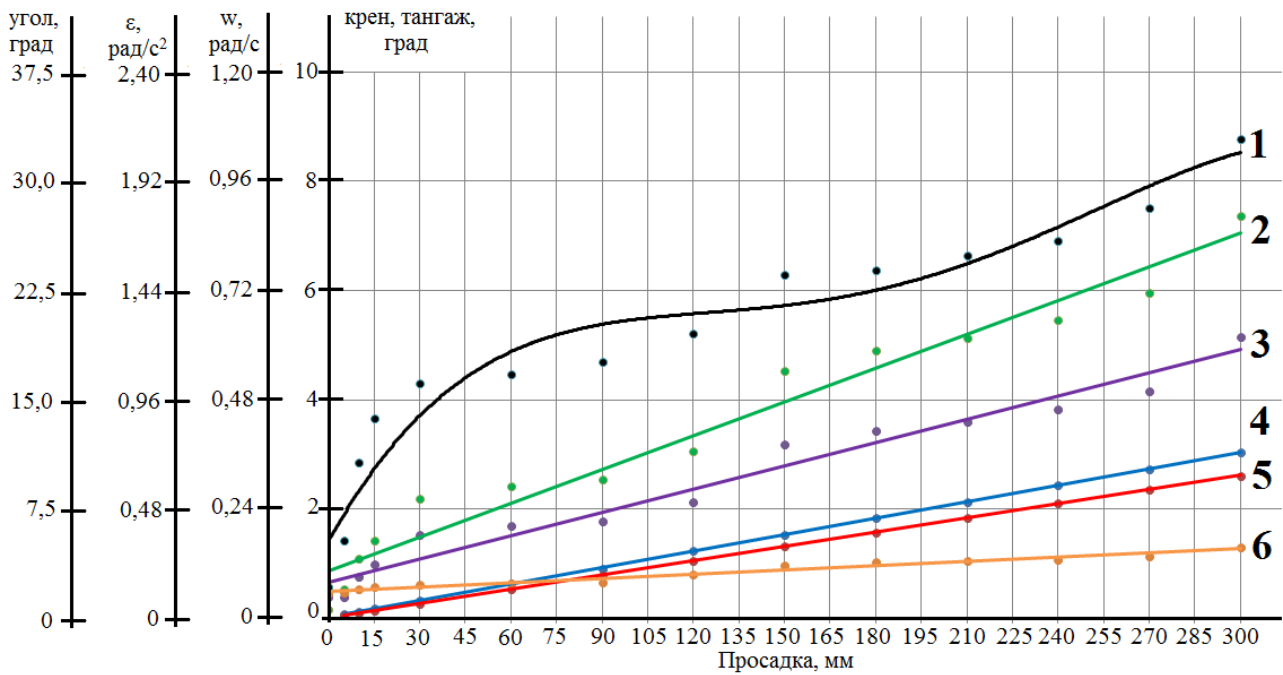


Рис. 7. Зависимость амплитуд кинематических параметров движения рамы и груза крана от величины просадки аутригера:
 1 – угол груза из плоскости, 2 – угловая скорость груза, 3 – угловое ускорение груза,
 4 – крен рамы, 5 – тангаж рамы, 6 – угол груза в плоскости

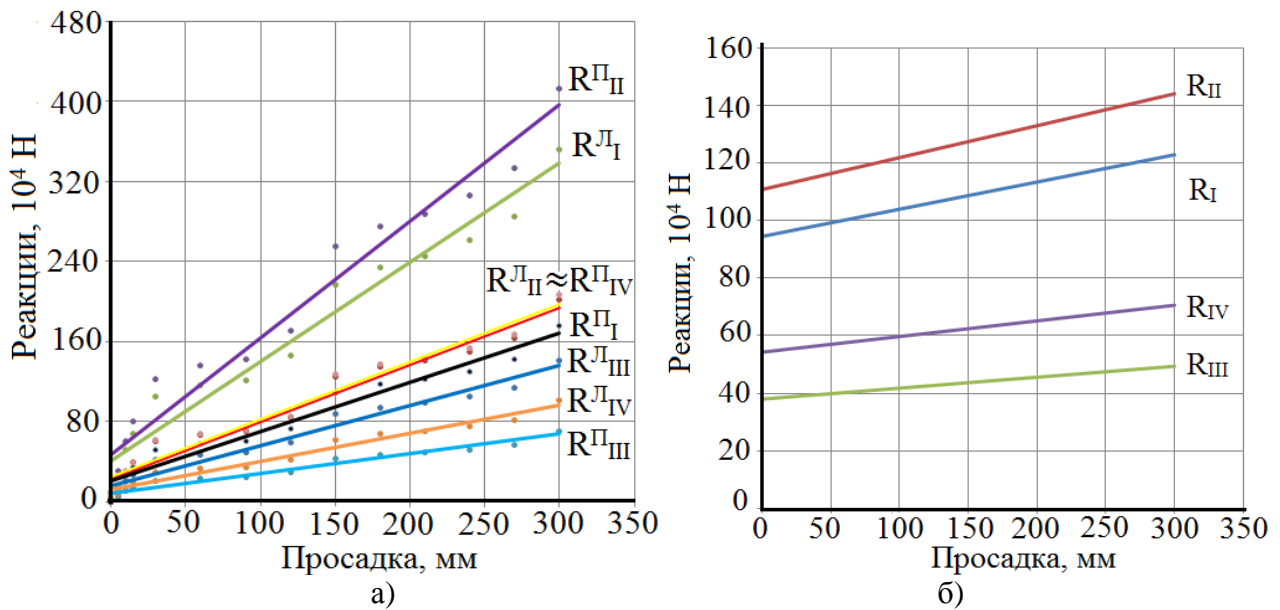


Рис. 8. Зависимость амплитуд реакций элементов телескопической стрелы от величины просадки аутригера: а – боковые упоры стрелы, б – опорные элементы стрелы

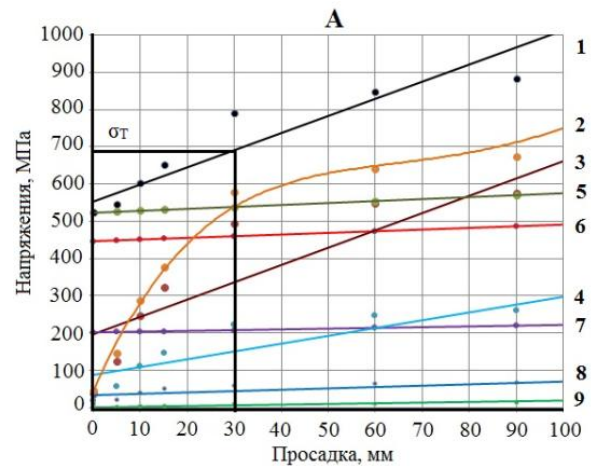
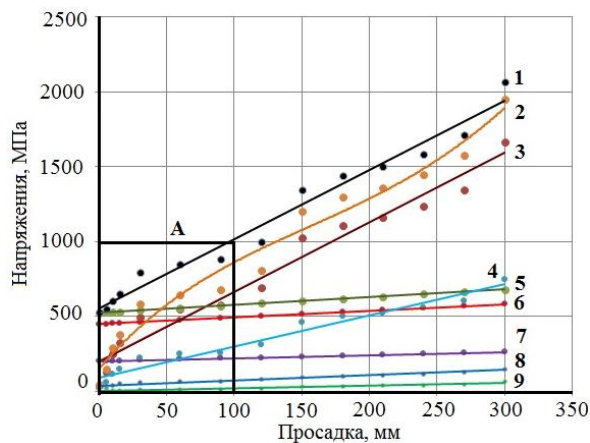


Рис. 9. Зависимость максимальных напряжений телескопической стрелы от величины просадки аутригера, вызванные:

- 1 – суммарными горизонтальными и вертикальными нагрузками,
- 2 – суммарными горизонтальными нагрузками,
- 3 – горизонтальными местными нагрузками,
- 4 – горизонтальными внешними нагрузками,
- 5 – суммарными вертикальными нагрузками,
- 6 – вертикальными местными нагрузками,
- 7 – вертикальными внешними нагрузками,
- 8 – вертикальными внешними крутящими нагрузками,
- 9 – горизонтальными внешними крутящими нагрузками

Кран выйдет из устойчивого состояния предположительно при просадке немногим больше 300 мм, так как согласно паспорта крана допустимый уклон площадки для установки при работе составляет 3 град. В связи с этим можно заключить, что потеря местной устойчивости телескопической стрелы произойдет раньше потери общей устойчивости крана.

4. Заключение

В процессе исследований была создана математическая модель стрелового самоходного крана, оборудованного телескопической стрелой, идентичная по своим характеристикам реальному прототипу.

В результате численного моделирования внезапной просадки аутригера в процессе поворота стрелового крана получены зави-

симости амплитуд кинематических параметров движения рамы и груза крана от величины просадки. Установлен характер нагружения элементов телескопической стрелы при подъеме груза, при нормированном повороте, внезапной просадки выносной опоры.

В результате расчета методом конечных элементов:

- получено напряженно-деформированное состояние телескопического стрелового оборудования с учетом взаимодействия секций с боковыми упорами;

- установлена зависимость максимальных напряжений стрелы от величины просадки аутригера;

- определена значимость влияния на нагруженность телескопических секций вертикальных и горизонтальных внешних и местных нагрузок.

Список литературы

1. Александров М.П., Колобов Л.Н., Лобов И.Н., Никольская Т.А., Полковников В.С. Грузоподъемные машины. М.: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, Высшая школа, 2000. 552 с.
2. Тайц В.Г. Безопасная эксплуатация грузоподъемных машин. М.: Академкнига, 2005. 383 с.
3. Trąbka A. The impact of the support system's kinematic structure on selected kinematic and dynamic quantities of an experimental crane // *Acta mechanica et automatica*. 2014. Vol. 8. №4. P. 189–193.
4. Daichi D. Fujioka, Rauch A., Singhose W.E., Taft J. Tip-Over Stability Analysis of Mobile Boom Cranes with Double-Pendulum Payloads // 2009 American Control Conference. St. Louis, MO, USA, June 10-12, 2009, pp. 3136–3141.
5. Чуян С.Н., Ватулин Я.С., Потахов Д.А., Потахов Е.А. Обеспечение безопасного выполнения путевых работ с использованием железнодорожного крана ЕДК 500/1 // *Инновационный транспорт*. 2017. № 1 (23). С. 48-54.
6. Обыденнов В.А., Анцев В.Ю., Сорокин П.А., Мишин А.В. Исследование устойчивости мобильных грузоподъемных машин методом конечных элементов // *Известия Тульского государственного университета. Технические науки*. 2011. № 3. С. 30–36.
7. Потахов Д.А. Взаимодействие железнодорожного крана с опорной поверхностью участка железнодорожного пути // *Вестник Московского автомобильно-дорожного государственного технического университета (МАДИ)*. 2019. № 1 (56). С. 43–50.
8. Вайнсон А.А. Подъемно-транспортные машины. М.: Машиностроение, 1989. 536 с.
9. Ватулин Я.С., Потахов Е.А. Нагруженность телескопической стрелы железнодорожного крана при внезапном снятии нагрузки // *Транспорт Урала*. 2018. №3 (58). С. 13–19.
10. ГОСТ 25573-82. Стропы грузовые канатные для строительства. Технические условия. Введ. 1984-01-01. М.: ИПК Из-

References

1. Aleksandrov M.P. Kolobov L.N., Lobov I.N., Nikolskaya T. A., Polkovnikov V. S. *Gru-zopodemnye mashiny* [Lifting-transport machines]. Moscow, Izdatelstvo MGTU im. N.E. Bauman, Vysshaya shkola, 2000. 552 p. (In Russian)
2. Tayts V.G. *Bezopasnaya ekspluatatsiya gruzopodemnykh mashin* [Safe operation of lifting machines]. Moscow, Akademkniga, 2005. 383 p. (In Russian)
3. Trąbka A. The impact of the support system's kinematic structure on selected kinematic and dynamic quantities of an experimental crane. *Acta mechanica et automatica*, 2014, Vol.8, No.4, pp. 189–193.
4. Daichi D. Fujioka, Rauch A., Singhose W.E., Taft J. Tip-Over Stability Analysis of Mobile Boom Cranes with Double-Pendulum Payloads. *Proceedings of 2009 American Control Conference*. St. Louis, MO, USA June 10-12, 2009, pp. 3136–3141.
5. Chuyan S.N., Vatulin Ya.S., Potahov D.A., Potahov E.A. Ensuring safe performance of track work using the EDC 500/1 railway crane. *Innovatsionnyy transport*, 2017, No. 1 (23), pp. 48-54. (In Russian)
6. Obydenov V.A., Antsev V.Yu., Sorokin P.A., Mishin A.V. Study of the stability of mobile lifting machines by the method of finite elements. *Izvestiya Tulsogo gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskie nauki*, 2011, No. 3, pp. 30–36. (In Russian)
7. Potahov D.A. Interaction of a railway crane with the supporting surface of a railway section. *Vestnik Moskovskogo avtomobilno-dorojnogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta (MADI)*. 2019. No. 1 (56), pp. 43-50. (In Russian)
8. Vaynson A.A. *Podemno-transportnye mashiny* [Lifting-transport machines]. Moscow, Mashinostroenie, 1989. 536 p. (In Russian)
9. Vatulin Ya.S., Potahov E.A. Load of the telescopic boom of a railway crane during a sudden removal of the load. *Transport Urala*, 2018, No. 3 (58), pp. 13–19. (In Russian)
10. GOST 25573-82. *Stropy gruzovye kanatnye dlya stroitel'stva. Tekhnicheskie usloviya*. Moscow, IPK Izdatelstvo standartov,

дательство стандартов, 2004. 65 с.

11. РД 10-33-93. Стропы грузовые общего назначения. Требования к устройству и безопасной эксплуатации. Введ. 1994-06-01. М.: НТЦ Промышленная безопасность, 2006. 92 с.

12. Ряхин В.А., Мошкарёв Г.И. Долговечность и устойчивость сварных конструкций строительных и дорожных машин. М.: Машиностроение, 1984. 232 с.

13. Savkovic M., Gasic M., Pavlovic G. Stress analysis in contact zone between the segments of telescopic booms of hydraulic truck cranes // *Thin-Walled Structure*. 2014. Vol. 85. P. 332–340.

14. Cui Z., Jiang W., Cheng L. Analysis and Experimental Verification of the Strength of Telescopic Booms for Construction Machinery // *International Journal of Simulation: Systems, Science and Technology*. 2016. P. 33.1–33.10.

15. Pavlovic A., Fragassa C., Minak G. Buckling analysis of telescopic boom: theoretical and numerical verification of sliding pads // *Tehnicki Vjesnik*. 2017. № 24 (3). P. 729–735.

16. Ряхин В.А., Гривезирский Ю.В., Зайцев Л.В., Мошкарёв Г.Н. Нагруженность крановых телескопических стрел // *Строительные и дорожные машины*. 1984. № 6. С. 9–11.

17. Huber W. Tragfähigkeit von Teleskopen // *Förder und Heben*. 1972. №3. P. 125–127.

18. Башкова Н.В. Исследование на моделях местных напряжений в телескопических стрелах кранов // *Строительные и дорожные машины*. 1977. № 9. С. 16–17.

2004. 65 p. (In Russian)

11. RD 10-33-93. *Stropy gruzovye obshchego naznacheniya. Trebovaniya k ustroystvu i bezopasnoy ekspluatatsii*. Moscow, NTC Promyshlennaya bezopasnost, 2006. 92 p. (In Russian)

12. Ryakhin V.A., Moshkarev G.I. *Dolgovечnost i ustoychivost svarnykh konstrukt-siy stroitelnykh i dorozhnykh mashin* [Durability and stability of welded structures of construction and road machines]. Moscow, Mashinostroenie, 1984. 232 p. (In Russian)

13. Savkovic M., Gasic M., Pavlovic G. Stress analysis in contact zone between the segments of telescopic booms of hydraulic truck cranes. *Thin-Walled Structure*, 2014, Vol. 85, pp. 332–340.

14. Cui Z., Jiang W., Cheng L. Analysis and Experimental Verification of the Strength of Telescopic Booms for Construction Machinery. *International Journal of Simulation: Systems, Science and Technology*, 2016, pp. 33.1–33.10.

15. Pavlovic A., Fragassa C., Minak G. Buckling analysis of telescopic boom: theoretical and numerical verification of sliding pads. *Tehnicki Vjesnik*, 2017, No. 24 (3), pp. 729–735.

16. Ryakhin V.A., Grivezirskij Yu.V., Zaytsev L.V., Moshkarev G.N. Loading crane telescopic boom. *Stroitelnye i dorozhnye mashiny*, 1984, No. 6, pp. 9–11. (In Russian)

17. Huber W. Tragfähigkeit von Teleskopen. *Förder und Heben*, 1972, No. 3, pp. 125–127.

18. Bashkova N.V. Research on models of local stresses in telescopic boom cranes. *Stroitelnye i dorozhnye mashiny*, 1977, No. 9, pp. 16–17. (In Russian).

УДК: 621.867.1

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ЗАГРУЗКИ
КРУТОНАКЛОННОГО КОНВЕЙЕРАTHEORETICAL STUDY OF THE BOOT PROCESS STEEPLY
INCLINED CONVEYORРепин С.В.¹, Алейник В.И.¹, Баженов А.А.²
Repin S. V.¹, Aleinik V. I.¹, Bazhenov A. A.²¹ - Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет (Санкт-Петербург, Россия),
² - Санкт-Петербургский государственный горный университет (Санкт-Петербург, Россия).¹ - St. Petersburg state University of architecture and civil engineering (St. Petersburg, Russia),
² - St. Petersburg state mining University (St. Petersburg, Russia).

Аннотация. Конвейерный транспорт широко используется в различных отраслях хозяйства. Весьма распространённым являются конвейеры, предназначенные для перемещения сыпучих грузов при значительных углах транспортирования, так называемые крутонаклонные конвейеры. В то же время, теоретические аспекты их работы изучены относительно мало, что не позволяет опереться на ранее накопленные знания при проектировании новых конструкций крутонаклонных транспортирующих машин. Это приводит к тому, что характеристики конвейера при его проектировании подбираются весьма приблизительно, без тщательного теоретического обчёта. Это приводит к нерациональному использованию ресурсов, как при возведении новых конвейеров, так и при эксплуатации существующих. В данной статье приведён теоретический расчёт узла загрузки конвейера и поведения груза при загрузке конвейера. Получены формулы для расчёта скорости падения груза на полотно конвейера, а также скорости его скольжения по загрузочному устройству на различных участках в зависимости от его геометрических параметров. Проанализировано влияние геометрических параметров питателя на поведение груза. Приведена математическая модель поведения сыпучей среды.

Ключевые слова: конвейер, груз, транспортировка, логистика, перевозка

Дата принятия к публикации: 02.09.2019
Дата публикации: 25.12.2019

Сведения об авторах:

Репин Сергей Васильевич – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Наземные транспортно-технологические машины», Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет, »
e-mail: Repinserge@mail.ru.

Алейник Вадим Иванович – кандидат технических наук, доцент кафедры «Наземные

Annotation. Conveyor transport is widely used in various sectors of the economy. Very common are conveyors designed to move bulk cargo at significant angles of transportation, the so-called steeply inclined conveyors. At the same time, the theoretical aspects of the work have been studied relatively poorly, which does not allow to rely on previously accumulated knowledge in the design of new designs of steep-sided transporting machines. This leads to the fact that the characteristics of the conveyor in its design are selected very approximately, without careful theoretical calculation. This, in turn, leads to irrational use of resources, both in the construction of new conveyors and in the operation of existing ones. This article presents a theoretical calculation of the loading unit of the conveyor, in particular, the behavior of the load when loading the conveyor. As a result of the formula for calculating the speed of the load on the conveyor belt, as well as the speed of its sliding on the loading device in different areas depending on its geometric parameters. Programs were also compiled to calculate these speeds at its various geometric parameters. The influence of geometric parameters of the feeder on the behavior of the load is analyzed. The mathematical model of the granular medium behavior is given.

Keywords: conveyor, cargo, transportation, logistics, transportation.

Date of acceptance for publication: 02.09.2019
Date of publication: 25.12.2019

Authors' information:

Sergey V. Repin – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor, Department of Land Transport and Technological Machines, St. Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering,
e-mail: Repinserge@mail.ru.

Vadim I. Aleinik – Ph.D. in Technology, Associate Professor of the Department of Land Transport and



транспортно-технологические машины», Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет,
e-mail: Vadim.aleyunik@gmail.com.

Баженов Александр Александрович – кандидат технических наук, доцент кафедры «Транспортно-технологические процессы и машины», Санкт-Петербургский государственный горный университет, *e-mail: z4m62@yandex.ru.*

Technological Machines, St. Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering,
e-mail: Vadim.aleyunik@gmail.com.

Aleksandr A. Bazhenov – Ph.D. in Technology, Associate Professor of the Department of Transport and Technological Processes and Machines, St. Petersburg State Mining University, *e-mail: z4m62@yandex.ru.*

1. Введение

Значительная часть энергии, потребляемой конвейерами на транспортирование сыпучих грузов, расходуется на разгон материала при его загрузке на конвейер. Особенно сильное влияние данный фактор оказывает на работу крутонаклонных конвейеров, транспортирующих груз под углом 30 и более градусов горизонту [1, 2].

2. Постановка задачи

Для снижения затрат энергии на разгон материала конвейерами используются специальные питатели, подающие материал под определённым углом к ленте конвейера. Наиболее целесообразно применение гравитационных питателей, которые для разгона материала используют силу тяжести материала, не привлекая дополнительных источников энергии. Данная статья посвящена исследованию работы питателя гравитационного типа с целью определения его оптимальных параметров при подаче материала на крутонаклонный конвейер [3].

3. Полученные результаты

На рис. 1 представлен крутонаклонный конвейер 1 с перегородками 2, на который подается материал с помощью гравитационного питателя, включающего бункер 3 с материалом, задвижку 4, вертикальный участок 5 лотка подачи материала на конвейер, криволинейный участок 6 и прямолинейный участок 7, направляющий материал на конвейер под углом γ к горизонту.

В процессе движения материала от бункера 3 скорость меняется от $V_0=0$ в точке 0 до величины V_1 в конце вертикального уча-

стка 1. В конце криволинейного участка 2 скорость достигает величины V_2 , а в конце наклонного третьего участка V_3 . В точке 4 падающий на ленту материал контактирует с ее поверхностью, имея скорость V_4 с составляющей V_t по направлению вдоль ленты и V_n по нормали к ленте.

Задача расчета – получить значение составляющей V_t не меньше скорости ленты $V_{л}$. Тогда будет отсутствовать торможение ленты со стороны загружаемого материала. Скорость ленты конвейера с перегородками составляет 0,5...2 м/с [4-6].

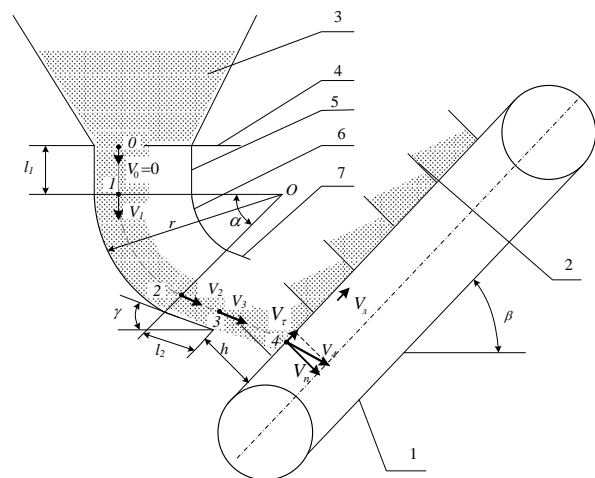


Рис. 1. Крутонаклонный конвейер с питателем

Исходными данными к расчету являются:
 l_1 – длина вертикального участка лотка;
 l_2 – длина наклонного участка лотка;
 f – коэффициент трения материала по поверхности лотка;
 r – радиус криволинейного участка лотка;
 γ – угол наклона прямолинейного участка, расположенного после криволинейного;
 β – угол наклона конвейера;
 h – расстояние от конца лотка до рабочей ветви конвейера.

Начальная скорость материала на входе в вертикальный участок равен нулю. Тогда на входе в криволинейный участок скорость зерен после разгона с ускорением силы тяжести g равна

$$V_1 = \sqrt{2gl_1}.$$

На криволинейном участка лотка движение происходит по дуге окружности.

Уравнение силового баланса для частицы материала в проекции на касательное направление к поверхности лотка

$$\frac{G}{g} \cdot \frac{dV}{dt} = G \cos \alpha - f \frac{G}{g} \cdot \frac{V^2}{r} - fG \sin \alpha,$$

где G – вес частицы материала; α – угловая координата частицы материала на криволинейной траектории; t – время.

В правой части данного уравнения содержится сумма трех сил:

- проекции веса на касательное направление;
- силы трения, вызванной центробежной силой;
- силы трения, вызванной нормальной проекцией веса.

Выразим скорость V через угловую скорость ω и радиус r , умножим обе части на слагаемое g/Gr и выразим производную по времени через производную по угловой координате

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{d\alpha \cdot d\omega}{dt \cdot d\alpha} = \omega \frac{d\omega}{d\alpha}.$$

Получившееся уравнение

$$\omega \frac{d\omega}{d\alpha} = \frac{g}{r} (\cos \alpha - f \cdot \sin \alpha) - f\omega^2$$

разделим на угловую скорость ω и обозначим $\phi(\alpha) = \frac{g}{r} (\cos \alpha - f \sin \alpha)$.

В результате получим уравнение

$$\omega' + f\omega = \phi(\alpha) \cdot \omega^{-1}.$$

Его решением является выражение

$$\frac{1}{2} \omega^2 \cdot e^{2f\alpha} + C = \int \Phi(\alpha) \cdot e^{2f\alpha} d\alpha.$$

После подстановки $\Phi(\alpha)$ правая часть интегрируется по частям

$$\int \frac{g}{r} \cdot \cos \alpha \cdot e^{2f\alpha} d\alpha - \int \frac{g}{r} f \sin \alpha \cdot e^{2f\alpha} d\alpha =$$

$$= \frac{g}{r} \cdot \frac{e^{2f\alpha}}{1+4f^2} [3f \cos \alpha + \sin \alpha (1-2f^2)] + C,$$

а в левой части сделаем подстановку $\omega = \frac{V}{r}$.

В получившемся уравнении

$$\begin{aligned} \frac{V^2}{2gr} e^{2f\alpha} + C = \\ = \frac{e^{2f\alpha}}{1+4f^2} [3f \cos \alpha + \sin \alpha (1-2f^2)] \end{aligned}$$

содержится константа интегрирования C , которая вычисляется из граничного условия

$$\begin{cases} \alpha = 0 \\ V = V_1 \end{cases}.$$

В результате применения этого условия

$$C = \frac{3f}{1+4f^2} - \frac{V_1^2}{2gr}.$$

После подстановки $\alpha = \frac{\pi}{2} - \gamma$ оконча-

тельно скорость частиц материала на выходе из криволинейного участка лотка составит

$$V_2 = \sqrt{\frac{2gr}{1+4f^2} [3f \sin \gamma + \cos \gamma (1-2f^2)] - \left(\frac{3f}{1+4f^2} - \frac{V_1^2}{2gr} \right) \frac{2gr}{e^{2f\alpha}}}$$

Уравнение силового баланса для частицы материала в проекции на направление вектора скорости ее движения по наклонному участку лотка

$$\frac{G}{g} \cdot \frac{dV}{dt} = G \sin \gamma - f \cdot G \cos \gamma.$$

Умножив обе части на дробь $\frac{g}{G}$, получаем величину ускорения частицы

$$\frac{dV}{dt} = g(\sin \gamma - f \cos \gamma) dt = \text{const}.$$

Изменение скорости при равноускоренном движении с ускорением a составит

$$\Delta V = \sqrt{2l_2 a}.$$

Тогда с учетом возможности наличия отрицательного ускорения скорость частицы в конце лотка

$$V_3 = V_2 + \text{sign}(a) \sqrt{2l_2 |a|},$$

где величина ускорения

$$a = g(\sin \gamma - f \cos \gamma).$$

Для расчета последнего участка траекто-

рии – свободного падения между концом лотка и конвейером – надо определить положение точки пересечения траектории падения с линией движения конвейера. Начало координат следует расположить в конце лотка. Ось Y направлена вниз, а ось X – вправо. Уравнение траектории падения частицы материала можно получить, если исключить переменную t (время) из двух уравнений движения – в проекции на горизонтальное и на вертикальное направления

$$\begin{cases} x = V_3 \cos \gamma \cdot t \\ y = V_3 \sin \gamma \cdot t + \frac{gt^2}{2} \end{cases} \Rightarrow y = x \cdot tg \gamma +$$

$$+ \frac{g}{2V_3^2 \cos^2 \gamma} x^2.$$

Уравнение линии движения конвейера

$$y = b_0 + b_1 x,$$

где

$$b_0 = \frac{h}{\cos \gamma}; \quad b_1 = -tg \gamma.$$

После подстановки

$$y = \frac{h}{\cos \gamma} - tg \gamma \cdot x. \quad (2)$$

В результате решения системы уравнений (1) и (2) горизонтальная координата точки падения частиц материала на конвейер определится соотношением

$$x_m = \frac{-2tg \gamma + \sqrt{4tg^2 \gamma + 4 \frac{g}{2V_3^2 \cos^2 \gamma} \cdot \frac{h}{\cos \gamma}}}{2 \frac{g}{2V_3^2 \cos^2 \gamma}}.$$

В точке падения горизонтальная проекция вектора скорости

$$V_x = V_3 \cos \gamma,$$

время падения

$$t = \frac{x_m}{V_x} = \frac{x_m}{V_3 \cos \gamma},$$

вертикальная проекция вектора скорости

$$V_y = V_3 \sin \gamma + gt = V_3 \sin \gamma + \frac{gx_m}{V_3 \cos \gamma}.$$

Модуль вектора скорости в точке падения

$$V_4 = \sqrt{V_x^2 + V_y^2},$$

касательная проекция на траекторию кон-

вейера скорости в точке падения

$$V_\tau = V_x \cos \beta - V_y \sin \beta,$$

нормальная проекция на траекторию конвейера скорости в точке падения

$$V_n = V_x \sin \beta + V_y \cos \beta.$$

4. Результаты и их анализ

Пример расчета по приведенным формулам выполнен в среде Excel для угла наклона конвейера $\beta = 45^\circ$. Результаты расчета проиллюстрированы графиками, представленными на рис. 2-6.

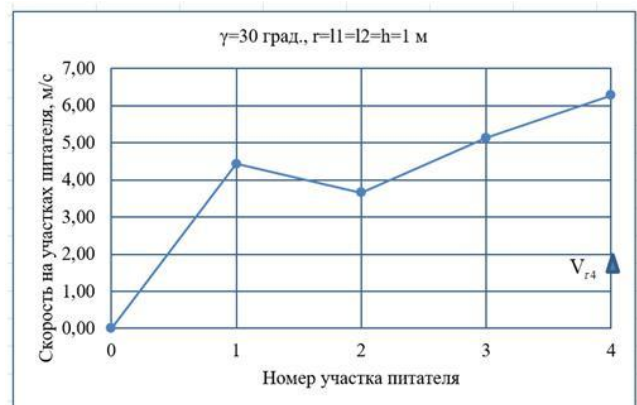


Рис. 2. Диаграмма скорости сыпучего материала (песок) на участках питателя ($V_{\tau 4}$ – касательная составляющая скорости в точке 4)

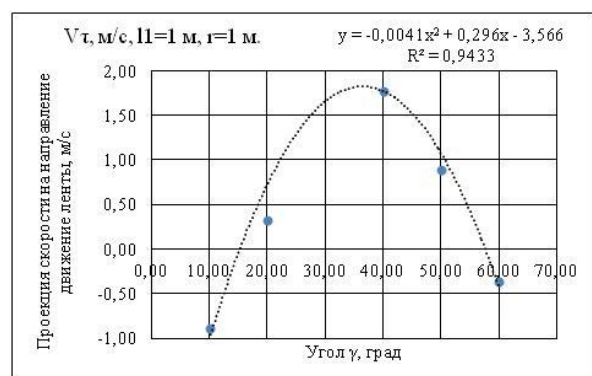


Рис. 3. Зависимость касательной составляющей скорости в точке 4 от угла наклона γ третьего участка питателя к горизонту

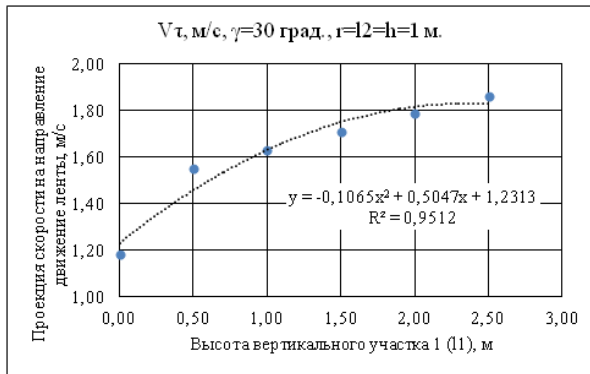


Рис. 4. Зависимость касательной составляющей скорости в точке 4 от высоты вертикального участка 1 питателя

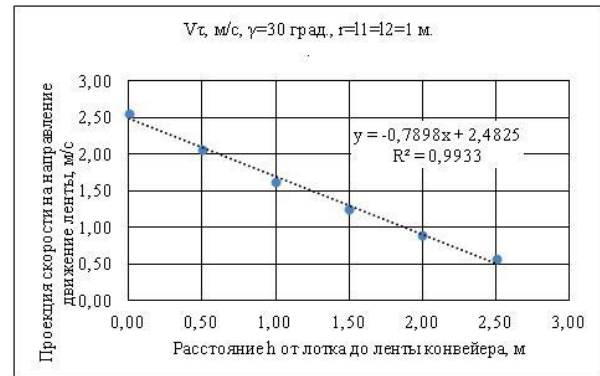


Рис. 6. Зависимость касательной составляющей скорости в точке 4 от расстояния h между питателем и лентой конвейера

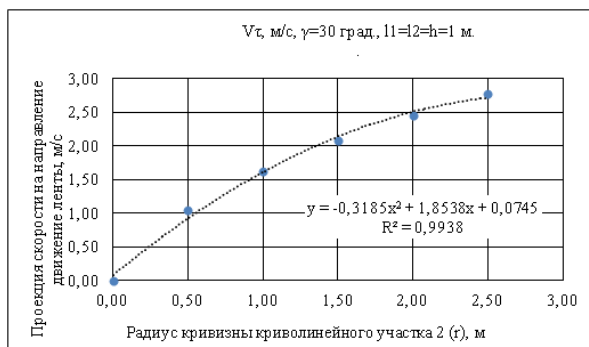


Рис. 5. Зависимость касательной составляющей скорости в точке 4 от радиуса кривизны второго участка питателя

5. Заключение

1. Получена математическая модель скорости движения сыпучего груза по участкам гравитационного питателя и выполнен пример расчета касательной составляющей скорости материала в точке контакта с лентой.

2. Установлены зависимости касательной составляющей скорости материала в точке контакта с лентой от геометрических параметров участков питателя.

3. Наиболее значимым фактором, влияющим на величину касательной составляющей скорости материала в точке контакта с лентой, является угол наклона γ третьего участка питателя к горизонту.

Список литературы

1. Баженов А.А. Разработка методики расчета крутонаклонных конвейеров с перегородками: дисс. ... кандидата техн. наук: 05.05.04 / Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет. Санкт-Петербург, 2012. 102 с.

2 Репин С.В. Методология совершенствования системы технической эксплуатации строительных машин: дисс. ... доктора техн. наук: 05.05.04 / Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет. - Санкт-Петербург, 2008. 450 с.

3. Конвейеры; виды конвейеров [Электронный ресурс]. Режим доступа:

References

1. Bazhenov A.A. *Razrabotka metodiki rascheta krutonaklonnykh konvejerov s peregorodkami* [Development of methodology for calculation of steeply inclined conveyors with baffles]. Diss. Cand. Sci. (Engineering). St. Petersburg, 2012. 102 p. (In Russian).

2. Repin S.V. *Metodologiya sovershenstvovaniya sistemy tekhnicheskoy ekspluatatsii stroitelnykh mashin* [Methodology of improving the system of technical operation of construction machinery]. Diss. Doc. Sci. (Engineering). St. Petersburg, 2008. 450 p. (In Russian).

3. Conveyors; types of conveyors [site]. Available at: <http://www.metaprom.ru/articles>

<http://www.metaprom.ru/articles/a1653-konveier/> (дата обращения 28.07.2019).

4. Применение транспортирующих машин непрерывного действия. [Электронный ресурс]. – Режим доступа:

<http://works.doklad.ru/view/U-2xB1pXTDc.html> (дата обращения 25.07.2019).

5. Область применения ленточных конвейеров [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://stroy-technics.ru/article/oblast-primeneniya-lentochnykh-konveierov> (дата обращения 25.07.2019).

6. Касаткин А.А. Сравнительная оценка крутонаклонных ленточных конвейеров для горной промышленности // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2007. №9. С. 103-108.

DOI: <https://doi.org/10.25018/0236-1493-2018-9-0-81-89>

7. Касаткин, А.А. Выбор основных параметров линейной части крутонаклонного конвейера с прижимной лентой для горных предприятий: дисс. ... кандидата техн. наук: 05.05.06. М., 2009. 136 с.

8. Черненко В. Д. Расчет средств непрерывного транспорта. СПб.: Политехника, 2008. 386 с.

9. Черненко В.Д., Баженов А.А. Расчёт по нелинейной теории конвейерных лент с поперечными перегородками // Современные проблемы техносферы и подготовки научных кадров. Сб. тр. III Междунар. семинара в г. Табарка (Тунис). Донецк: ДонНТУ, 2011. С. 60-62.

10. Спиваковский А.О., Дьячков, В.К. Транспортирующие машины. М.: Машиностроение, 1987. 503 с.

/a1653-konveier/) (In Russian)

4. Application of continuous transport machines-Summary [site]. Available at: <http://works.doklad.ru/view/U-2xB1pXTDc.html> (In Russian)

5. Application area of belt conveyors [site]. Available at: <http://stroy-technics.ru/article/oblast-primeneniya-lentochnykh-konveierov> (In Russian)

6. Kasatkin A.A. Comparative evaluation of steeply inclined belt conveyors for the mining industry. *Gornyy informatsionno-analiticheskiy byulleten*, 2007, No.9, pp. 103-108. DOI: <https://doi.org/10.25018/0236-1493-2018-9-0-81-89> (In Russian).

7. Kasatkin, A.A. Selection of the main parameters of the linear part of the steeply inclined conveyor with a clamping belt for mining enterprises. Diss. Cand. Sci. (Engineering). Moscow, 2009. 136 p. (In Russian).

8. Chernenko V. D. Raschet sredstv nepreivnogo transporta [Calculation of means of continuous transport]. - SPb.: Politekhnik, 2008. 386 p. (In Russian).

9. Chernenko V.D., Bazhenov A.A. Calculation on nonlinear theory of conveyor belts with transverse partitions. *Sovremennye problemy tekhnosfery i podgotovki nauchnikh kadrov [Modern problems of technosphere and scientific personnel training]. Proceedings of the III Int. seminar in Tabarka (Tunisia)*. Donetsk. 2011. pp. 60 - 62. (In Russian)

10. Spivakovsky A.O., Dyachkov V.K. *Transportiruyushchie mashiny* [Transporting machines]. Moscow, Mashinostroenie, 1987. 503 p. (In Russian).

УДК (UDC) 621.86

МОДЕЛИРОВАНИЕ УСИЛИЙ В ОПОРАХ МАШИН ОСНОВНОГО
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО НАЗНАЧЕНИЯ НА ПРИМЕРЕ СТРЕЛОВОГО
САМОХОДНОГО КРАНАSIMULATION OF FORCES IN THE SUPPORTS OF MACHINES OF THE MAIN TECH-
NOLOGICAL PURPOSE ON THE EXAMPLE OF A FULLY MOBILE CRANEСладкова Л.А., Григорьев П.А., Крылов В.В.
Sladkova L.A., Grigorev P.A., Krylov V.V.Российский университет транспорта (Москва, Россия)
Russian University of Transport (Moscow, Russian Federation)

Аннотация. При работе стреловых самоходных кранов на слабонесущих грунтах из-за просадки аутригеров возможен перекос рамы с расположенной на ней поворотной платформой с грузоподъемным оборудованием. Это нарушает работу крана, ведет к потере устойчивости и нарушению его безопасной эксплуатации. Обычно используются для обеспечения горизонтирования подкладные щиты под ходовую часть крана, выносные опоры (аутригеры). Возможно также использование автоматизированных систем обеспечения устойчивости кранового оборудования, но они не всегда обеспечивают должный уровень безопасности. Предлагается конструкция устройства обеспечения устойчивости, работающая за счет увеличения площади опорной поверхности крана. Рассматривая самоходный кран (транспортное средство) как связанную систему с инерциальной системой отсчета, расположенной в ее центре тяжести в произвольный момент времени, была выявлена физическая природа неравномерности распределения давления под опорами ходового оборудования при начальной установке крана. На основании полученных теоретических зависимостей предложен вариант модернизации самоходного стрелового крана. Практическая реализация модернизированной конструкции позволяет повысить устойчивость крана при работе на слабонесущих грунтах и обеспечить высокий уровень безопасности вследствие снижения удельного давления на грунт.

Ключевые слова: стреловой самоходный кран, слабонесущий грунт, горизонтирование, устойчивость.

Дата принятия к публикации: 01.10.2019
Дата публикации: 25.12.2019

Сведения об авторах:

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

Abstract. When working fully mobile crane on weak soil due to drawdown of the outriggers, the possible misalignment of the frame with located on it a turntable with lifting equipment. This disrupts the operation of the crane, leads to loss of stability and disruption of its safe operation. Usually used to ensure the levelling under the chassis of the crane, outriggers (outriggers). It is also possible to use automated systems to ensure the stability of crane equipment, but they do not always provide the proper level of safety. The design of the device of ensuring stability working at the expense of increase in the area of a basic surface of the crane is offered. Considering a self-propelled crane (vehicle) as a connected system with an inertial reference system located in its center of gravity at an arbitrary time, the physical nature of the uneven pressure distribution under the supports of the running equipment at the initial installation of the crane was revealed. On the basis of the obtained theoretical dependences the variant of modernization of the fully mobile crane is offered. The practical implementation of the upgraded design will improve the stability of the crane when working on weak soils and provide a high level of safety due to the reduction of specific pressure on the ground.

Keywords: fully mobile crane, weak soil, levelling, stability.

Date of acceptance for publication: 01.10.2019
Date of publication: 25.12.2019

Authors' information:

Lubov A. Sladkova – Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of the Department “Ground transportation and technological means” at Russian University of Transport, e-mail: rich.cat2012@yandex.ru.

Григорьев Павел Александрович – аспирант, ассистент кафедры «Наземные транспортно-технологические средства» ФГАОУ ВО «Российский университет транспорта»,
e-mail: grigorievpavel1996@yandex.ru.

Крылов Вадим Викторович – аспирант кафедры «Наземные транспортно-технологические средства» ФГАОУ ВО «Российский университет транспорта», *e-mail: vadimkrylov96@yandex.ru.*

Pavel A. Grigorev – Graduate student, assistant of the Department “Ground transportation and technological means” at Russian University of Transport,
e-mail: grigorievpavel1996@yandex.ru.

Vadim V. Krylov – Graduate student of the Department “Ground transportation and technological means” at Russian University of Transport,
e-mail: vadimkrylov96@yandex.ru.

1. Введение

Для обеспечения устойчивости самоходных кранов необходимо строго горизонтальное расположение поворотной платформы. Нарушение горизонтирования происходит в результате того, что грузоподъемные средства (самоходные краны) при работе на слабонесущих грунтах имеют просадку аутригеров, что ведёт к неравномерности распределения усилий под опорами, перекоосу рамы с расположенной на ней поворотной платформой, нарушению безопасной эксплуатации стрелового крана, и потере устойчивости.

Анализ состояния вопроса показал, что в настоящее время при работе самоходных крановых конструкций обеспечение устойчивости при эксплуатации на слабонесущих грунтах предложено обеспечивать горизонтальным расположением поворотной платформы, которое осуществляется различными способами.

Изменение вертикального выдвижения аутригеров [1] необходимо постоянно регулировать за счет установки дополнительных следящих систем [2, 3], что ведет к значительному усложнению всей системы. Например, определение возможных значений управляемых углов поворота поворотной платформы и подъема стрелы, величины выдвижения телескопического звена, координат точки закрепления груза автор [4] предлагает определять с учетом углов наклона шасси. Однако, очевидно, что введенные допущения не могут не влиять на общую устойчивость крана.

Введение систем автоматического горизонтирования опорной платформы для машин с выносными гидравлическими опорами [3] за счет выравнивания опорной платфор-

мы и автоматическое поддержание ее в горизонтальном положении на заданной оптимальной высоте при помощи датчиков измерения углов наклона платформы, следящих систем является, в основном, в результате инерционности всей системы, контролирующим мероприятием, не обеспечивающим устойчивую работу стреловых самоходных кранов на слабонесущих грунтах в заданный момент времени.

Введение дополнительных конструктивных изменений аутригеров [5, 6] не всегда применимо в заданных условиях эксплуатации ввиду нарушения грунтового массива, что противоречит требованиям экологии, так как аутригеры, ввинченные в грунт, требуют дополнительного привода на аутригере для погружения и извлечения якоря (другого устройства) из грунта.

Обычно для обеспечения горизонтирования на слабонесущих грунтах используют подкладные щиты под ходовую часть и (или) выносные опоры (аутригеры) [7]. Основными недостатками этого способа, являются потеря времени на установку щитов и низкая культура производства.

Из сказанного выше очевидно, что существующие в настоящее время предложения носят рекомендательный характер для практической реализации обеспечения устойчивой работы мобильных транспортно-технологических машин на слабонесущих грунтах.

В теории считается, что при давлении плоского штампа на грунт в грунте возникают нормальные напряжения σ , которые определяются по зависимости [8]:

$$\sigma = \frac{N}{A}$$

где N – вертикальная нагрузка на грунт, кН;
 A – площадь поперечного сечения образца, м².

Считается, что изменение напряжения в грунте по глубине изменяется ступенчато, причем каждая ступень выдерживается до прекращения деформации грунта, т.е. до стабилизации осадки [9].

В песчаных грунтах стабилизация осадки происходит в течение нескольких минут, а в глинистых грунтах она может длиться несколько суток. На проседание грунта существенное влияние оказывают пористость, температура, показатель консистенции грунтов и т.п. [10].

2. Описание конструкции предлагаемого устройства

Предлагаемое устройство обеспечения горизонтирования кранов на слабонесущих грунтах предполагает увеличение площади опорной поверхности под крановыми опорами и (или) ходовым оборудованием. Для этого на раме 5 крана с установленной на ней стрелой 4 (рис. 1) спереди или сзади установлены кронштейны 8, в которых горизонтально размещается вал с барабаном 7. На барабане расположена гибкая лента 9, которая может быть выполнена в форме траков. Барабан свободно вращается на валу для разматывания и последующего опускания ленты.

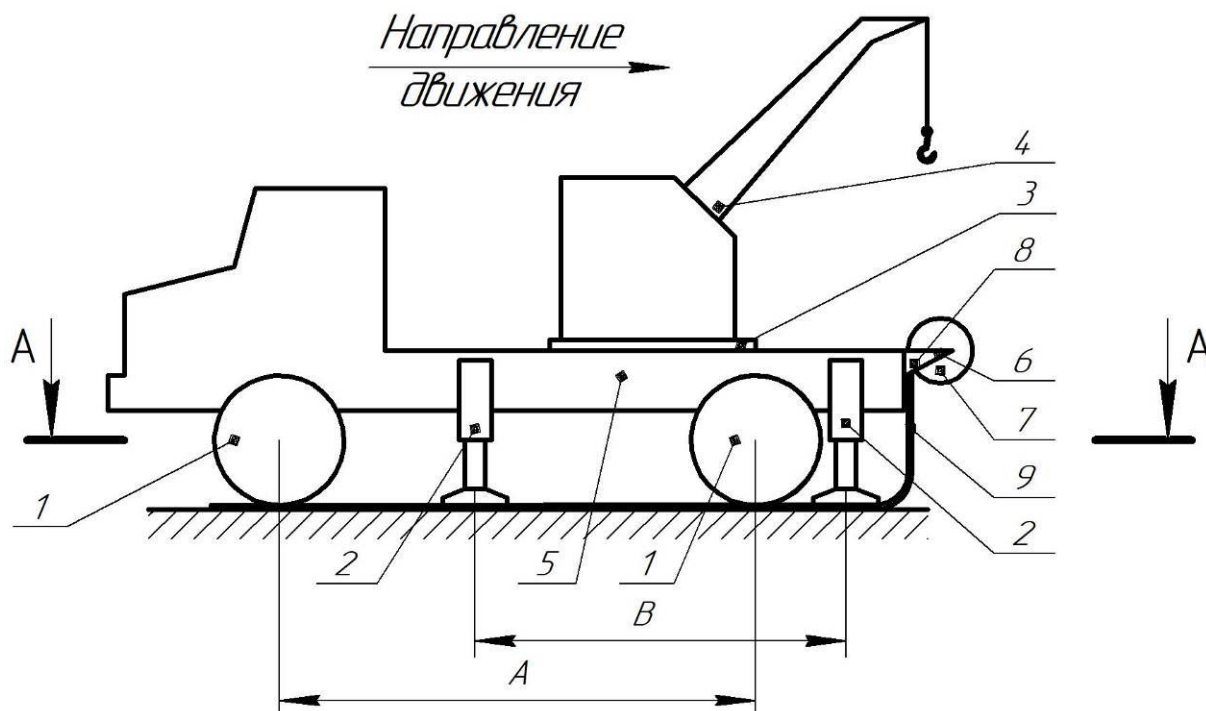


Рис. 1. Стреловой кран с устройством обеспечения устойчивости

Барабан 7 с лентой 9 состоящий из двух частей и, располагающийся на оси 6 (рис.1) может перемещаться вдоль оси 6. Ширина барабана 7 должна быть не менее расстояния между крайними внешними точками ходового оборудования 1 и выносных опор 2 (аутригеров) (рис. 2).

Предлагаемое устройство работает следующим образом. После остановки крана, при помощи привода вращения (условно не

показан) приводится во вращение горизонтально установленная ось барабана 6 с лентой 9, установленная в кронштейнах 8 спереди (сзади) машины. При вращении барабана 6 происходит опускание ленты 9, горизонтальная поверхность которой соприкасается с колесом машины. После опускания ленты в указанное положение машина начинает движение вперед при расположении барабана спереди или назад при расположении

барабана сзади, совершая наезд на ленту. За счет сил сцепления между колесами крана и лентой происходит ее разматывание. Движение крана производится до тех пор, пока ходовое оборудование 1 полностью не разместится на ленте 9.

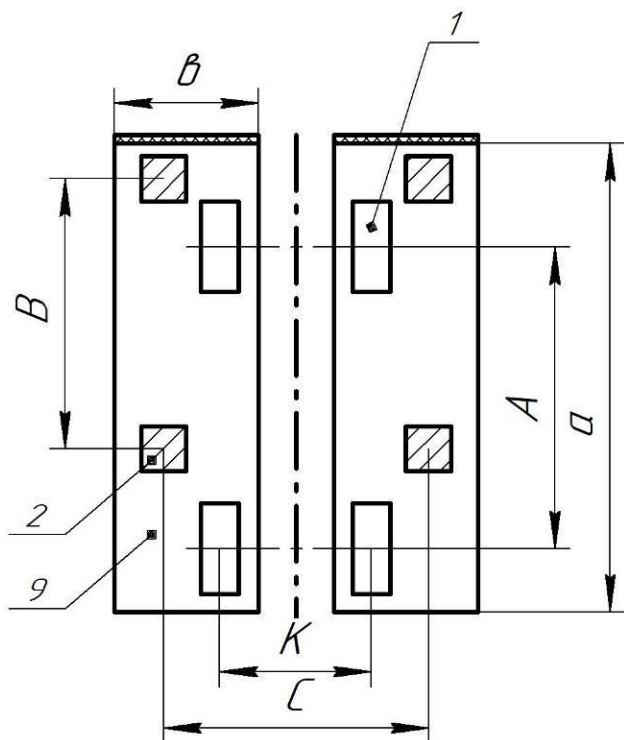


Рис.2. Стреловой кран с устройством обеспечения устойчивости (сечение А-А)

Считаем, что ширина ленты должна быть не менее расстояния от линии сбегания ленты с барабана 6 до точки касания ходового оборудования 1 с поверхностью грунта, причём общая длина ленты 9 не менее базы машины. После этого опускаются аутригеры 2 и располагаются на ленте 9.

Предлагаемое устройство позволяет значительно увеличить площадь опорной поверхности, что ведет к обеспечению горизонтирования машин на слабонесущих грунтах, а также позволяет автоматизировать процесс повышения устойчивости стрелового крана на слабонесущих грунтах за счёт укладки опорной поверхности под стреловой кран.

3. Цель исследования

Горизонтирование поверхности нарушается в процессе просадки грунтов под вы-

носными опорами и ходовым оборудованием транспортного средства. Это нарушение имеет негативное влияние не только на эксплуатационные показатели кранов, но и на безопасность их работы, проявляемую в возможном опрокидывании.

На данном этапе целью теоретических исследований является процесс начальной установки стрелового самоходного крана с устройством обеспечения устойчивости предлагаемой конструкции перед началом работ.

4. Теоретические исследования

Рассмотрим условие обеспечения горизонтирования стрелового самоходного крана при наезде на ленту перед его остановкой для выполнения работ. Для этого рассмотрим изменение давления на грунт под ходовым оборудованием транспортных средств, находящихся в состоянии движения. Для этого представим транспортное средство как связанную систему (рис. 3) с инерциальной системой отсчета, расположенной в центре тяжести системы (точка O) в момент времени t перед началом торможения [11, 12] на ленте.

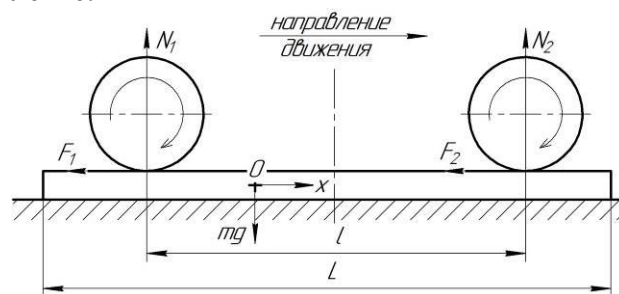


Рис. 3. Схема транспортного средства в движении

На рис. 3 показано: O – центр тяжести системы; mg – сила тяжести системы; N_1 и N_2 – давления на колёса; F_1 и F_2 – силы трения качения; l – колёсная база машины; L – длина полотна.

Выберем направление оси x , совпадающее с направлением движения машины. При моделировании считаем, что ходовое оборудование перемещается со скоростью v и располагается на полотне (после наезда). При этом оси колёс неподвижны, и совершают

поступательное движение вместе с транспортным средством. Колеса, перемещаясь по ленте, вращаются с заданными угловыми скоростями вращения. Коэффициент трения качения между колесом и полотном равен f .

В этом случае на систему будут действовать силы нормального давления на колеса N_1 и N_2 и соответствующие силы трения качения (рис. 3).

Очевидно, что

$$N_1 + N_2 = m \cdot g. \quad (1)$$

Пусть в момент времени t транспортное средство находилось в равновесии, тогда из уравнения равновесия относительно точки O , получим:

$$\sum M_0 = 0;$$

$$N_1 \left(\frac{l}{2} + x \right) = N_2 \left(\frac{l}{2} - x \right). \quad (2)$$

Здесь x перемещение центра тяжести указанной системы в условиях заданного моделирования.

Из проекции на ось x получим:

$$F = F_1 + F_2 = f \cdot m \cdot g = f(N_1 + N_2). \quad (3)$$

Используя зависимость (1), преобразуем выражение (2) виду:

$$\frac{N_1 \cdot l}{2} + N_1 \cdot x + \frac{N_2 \cdot l}{2} + N_2 \cdot x$$

$$= \frac{l}{2}(N_1 - N_2) + x(N_1 + N_2)$$

Тогда

$$(N_1 + N_2) = \frac{(N_2 - N_1)l}{2x}.$$

Откуда

$$2xmg = (N_2 - N_1)l.$$

Используя закон сохранения количества движения механической системы, получим:

$$m \frac{dv}{dt} = \frac{m \cdot g \cdot x}{l}.$$

Откуда

$$mv \frac{dv}{dx} = m \cdot g \cdot x.$$

Произведём разделение переменных:

$$\int mv dv = \int mgx dx. \quad (4)$$

Проинтегрируем выражение (4):

$$\frac{mv^2}{2} + C_1 = \frac{mgx^2}{2} + C_2. \quad (5)$$

Используем начальные условия: при $x = 0$, $v = 0$, получим, что $C_1 = C_2 = C$. Тогда выражение (5) будет иметь вид:

$$\frac{mv^2}{2} = \frac{mgx^2}{2}. \quad (6)$$

При $x=l/2$ выражение (6) будет иметь вид:

$$v^2 = \frac{gl^2}{4}. \quad (7)$$

Если в качестве начальных условий принять скорость перемещения машины $v=v_0$, то получим:

$$x = \frac{v_0}{\sqrt{g \cdot l}}. \quad (8)$$

4. Результаты и их анализ

Полученное выражение позволяет выявить физическую природу неравномерности распределения давления под опорами ходового оборудования [6] для транспортного средства, находящегося в процессе движения в произвольный момент времени t . Видно, что смещение центра тяжести от положения равновесия зависит от скорости перемещения транспортного средства и расстояния между опорами (колесами).

При малых скоростях движения величина смещения будет стремиться к нулю, что обеспечит равномерность распределения нагрузки под опорами. При более высокой скорости необходимо изменять моменты инерции системы относительно положения центра тяжести. При остановке крана величина смещения будет равна нулю и распределение давления под опорами должно быть равномерным. Но, учитывая инерционность системы даже при незначительной скорости, нагрузка под ходовым оборудованием при движении по слабонесущим грунтам будет смещаться в сторону, противоположную направлению движения, создавая заведомо нарушение горизонтирования платформы и создавая, тем самым, неравномерность нагрузки под выносными опорами и нарушение устойчивости крана.

Предлагаемое техническое решение позволяет компенсировать неравномерность распределения нагрузки под опорами в мо-

мент установки крана и обеспечивает его устойчивую работу на слабонесущих грунтах.

5. Заключение

1. Изменение напряжения в слабонесущих грунтах по глубине происходит в течение нескольких минут в течение определенного периода времени (от нескольких минут до нескольких часов). При работе стреловых самоходных кранов на грунтах такого типа существенное влияние, кроме нагрузки от крана, оказывают пористость, температура, показатель консистенции грунтов и т.п.

2. Рассмотрение стрелового самоходного крана как связанной системы с инерци-

альной системой отсчета, расположенной в ее центре тяжести в произвольный момент времени, позволило выявить физическую природу неравномерности распределения давления под опорами ходового оборудования в момент его установки с использованием предлагаемого устройства обеспечения устойчивости перед началом работы.

3. Предложенный вариант модернизации стрелового самоходного крана за счет увеличения площади опорной поверхности, позволит обеспечивать его устойчивость в процессе эксплуатации на слабонесущих грунтах.

Список литературы

1. Раннев А.В., Корелин В.Ф., Жаворонков А.В., Кузин Э.Н. Строительные машины: Справ.: В 2 т. Т.1: Машины для строительства промышленных, гражданских сооружений и дорог. М.: Машиностроение, 1991. 496 с.

2. Жильцов А.В., Чернов А.В. Автоматизация обеспечения устойчивости самоходных грузоподъемных машин на выносных опорах // Лучшие работы студентов и аспирантов технологического факультета: сб. ст./ ТулГУ. Тула, 2007. С.219-222.

3. Чернов А. В. Предотвращение опрокидывания мобильных грузоподъемных машин с учетом просадки выносных опор при помощи автоматизации системы управления // Лучшие работы студентов и аспирантов технологического факультета: сб. ст. / ТулГУ. Тула, 2007. С.223-226.

4. Щербakov В.С., Кorytov М.С. Определение диапазонов управляемых координат автокрана для системы автоматического управления // Вестник Воронежского государственного технического университета. 2009. Т.5. № 5. С. 209-214.

5. Бычков И.С. Оценка устойчивости грузоподъемного крана, оборудованного грунтовыми якорями // Вестник СибАДИ. 2017. № 3 (55). С. 7-11.

6. Лагерев А.В., Лагерев И.А. Влияние анкерования выносных опор на устойчивость

References

1. Rannev A.V., Korelin V.F., Zhavoronkov A.V., Kuzin E.N. *Stroitelnye mashiny. Spravochnik: V 2t. T.1: Mashiny dlya stroitelnykh, grazhdanskikh sooruzheniy i dorog* [Construction machines: In 2 vol. Vol. 1: Machines for construction of industrial, civil constructions and roads]. Moscow, Mashinostroenie, 1991. 496 p. (In Russian)

2. Zhiltcov A.V., Chernov A.V. *Avtomatizatsiya obespecheniya ustoychivosti samokhodnykh gruzopodemnykh mashin na vynosnykh oporakh* [Automation of the sustainability self-propelled lifting machines on external supports]. The Best works of students and postgraduates of the faculty of technology, 2007, pp. 219-222. (In Russian)

3. Chernov A.V. *Predotvrachshenie oprokidyvaniya mobilnykh mashin s uchetom prosadki vynosnykh opor pri pomoshchi avtomatizatsiyi sistemy upravleniya* [Prevention of overturning of mobile lifting machines taking into account the installation of outriggers by means of automation of the control system]. The Best works of students and postgraduates of the faculty of technology, 2007, pp. 223-226. (In Russian)

4. Shcherbakov V.S., Korytov V.S. *Opreделение diapazonov upravlyemykh koordinat avtokrana dlya sistemy avtomaticheskogo upravleniya* [Determination of ranges of controlled coordinates of the crane for the auto-

мобильных транспортно-технологических машин, оснащенных стреловыми манипуляционными системами // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2018. №2. С. 152-169. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2018-04-02-152-169>

7. Александров М.П. Грузоподъемные машины. М.: МГТУ; Высшая школа, 2000. 552 с.

8. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. 413 с.

9. Опора для слабонесущих грунтов: А.С. 1342870 СССР: МКИЗ В 66 С 23/78 / Е.Р. Табачков, А.В. Козин и О.Л. Тюфяков (СССР). № 4249942/40-11; заявл. 11.05.87; опубл. 07.05.89, Бюл. № 17.

10. Цытович Н.А. Механика грунтов. Краткий курс. Изд. 4-е перераб. и доп. М.: Высшая школа, 1983. 288 с.

11. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. М.: Высшая школа, 2013. 417 с.

12. Бутенин Н.В., Лунц Я.Л., Меркин Д.Р. Курс теоретической механики. Т.2. СПб.: Лань, 2008. 544 с.

matic control system]. *Vestnik Voronezhskogo technical gosudarstvennogo universiteta*, 2009, No.5, pp. 209-214. (In Russian)

5. Bychkov I.S. *Otsenka ustoychivosty gruzopodemnogo krana, oborudovannogo gruntovymi yakoryami* [Evaluation of the stability of a crane equipped with ground anchors]. *Vestnik SibADI*, 2017, No.3, pp. 7-11. (In Russian)

6. Lagerev A.V., Lagerev I.A. The influence of anchoring of remote supports on the stability of mobile transport and technological machines equipped with boom lift manipulators. *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2018, No.2, pp. 152-162.

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2018-04-02-152-169> (In Russian)

7. Aleksandrov M.P. *Gruzopodemnye mashiny* [Lifting-transport machines]. Moscow, MGTU, 2000. 552 p. (In Russian)

8. Feodosiev V.I. *Soprotivlenie materialov* [Strength of materials]. Moscow, MGTU, 2016. 413 p. (In Russian)

9. *Opora dlya slabonesushchikh gruntov* [Support for non-cohesive soils]: а. S. 1342870 USSR: МКИЗ 66 WITH 23/78 / Е.Р. Tabachkov, А.В. Kozin, О.Л. (USSR). No. 4249942/40-11; Appl. 11.05.87; publ. 07.05.89, bull. No. 17. (In Russian)

10. Tsytovich N.A. *Mekhanika gruntov. Kratkiy kurs*. [Soil mechanics. Short course]. Moscow, Vysshaya shkola, 1983. 288 p. (In Russian)

11. Targ S.M. *Kratkiy kurs teoreticheskoy mekhaniki* [Short course of theoretical mechanics]. Moscow, Vysshaya shkola, 2013. 417 p. (In Russian)

12. Butenin N.V., Luntz J.L., Merkin D. R. *Kurs teoreticheskoy mekhaniki. T.2*. [Course of theoretical mechanics. Vol.2.]. Saint-Petersburg, Lan, 2008. 544 p. (In Russian)

УДК (UDC) 621.86

КОМПЛЕКСНАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ
МОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТНО-ПЕРЕГРУЗОЧНОГО КАНАТНОГО КОМПЛЕКСАCOMPREHENSIVE MODEL OF THE MOBILE TRANSPORT AND OVERLOADING
ROPE COMPLEXТаричко В.И.¹, Химич А.В.²
Tarichko V.I.¹, Khimich A.V.²¹ – АО «Брянский автомобильный завод» (Брянск, Россия)² – Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)¹ – Bryansk Automobile Plant JSC (Bryansk, Russian Federation)² – Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. В статье рассматривается структура комплексной математической модели для исследования рабочих процессов и динамической нагруженности мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов. Она включает в себя отдельные математические подмодели, предназначенные для учета влияния элементов подсистемы на работу системы в целом. В рамках предложенной комплексной модели используются подмодели деформируемого опорного основания, базового шасси, канатной системы, грузовой кабины с подвеской. Учитываются отличия в работе приводных и неприводных базовых станций. Подмодели связаны между собой совместными параметрами, что позволяет учитывать при моделировании наличие обратных связей между подсистемами.

Ключевые слова: мобильная канатная дорога, расчет, комплексная математическая модель.

Дата принятия к публикации: 25.09.2019
Дата публикации: 25.12.2019

Сведения об авторах:

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

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

Abstract. The article considers the structure of a comprehensive mathematical model for the study of working processes and dynamic load of mobile ropeways. The complex mathematical model includes separate mathematical sub-models designed to take into account the influence of subsystem elements on the operation of the system. Within the framework of the proposed complex model, sub-models of deformable support surface, base chassis, ropeway's equipment, cable system, cargo cabin with suspension are used. The differences in the operation of the drive and non-drive base stations of the mobile ropeway are taken into account. Sub-models are interconnected by joint parameters, which allows to take into account the presence of feedbacks between subsystems when modeling.

Keywords: mobile ropeway, analysis, comprehensive mathematical model.

Date of acceptance for publication: 25.09.2019
Date of publication: 25.12.2019

Authors' information:

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

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

1. Введение

Мобильные транспортно-перегрузочные канатные комплексы на базе различных шасси предназначены для перевозки грузов и пассажиров в сложных условиях. Они могут быть использованы при строительстве объектов нефте- и газотранспортных систем, ликвидации последствий стихийных бедствий,

при освоении труднодоступных и арктических земель [1-4].

В основу разработки комплексной математической модели мобильной канатной дороги положена методология, предложенная И.А. Лагеревым [5, 6], а также научные подходы к исследованию систем непрерывного транспорта с распределенным приводом, предложенные в работе [7].

Комплексная математическая модель транспортной системы – это совокупность взаимосвязанных математических моделей ее основных подсистем, позволяющая учесть различные варианты конструктивного исполнения и функционального назначения транспортной системы. Комплексная математическая модель должна обеспечивать оценку параметров нагруженности при выполнении различных технологических операций, на основе которых можно оценить динамику, прочность, долговечность и другие эксплуатационные свойства объекта [5, 6].

Первые попытки создания комплексной математической модели мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса были сделаны в [8]. Однако ее структура не соответствует реальным условиям размещения оборудования канатной дороги на колесных шасси, так как предполагает использование электропривода ведущего шкива. Также не в полной мере учтены все механизмы мобильного канатного комплекса и варианты их работы.

С помощью комплексной математической модели возможно смоделировать реализации процесса изменения характеристик нагруженности (динамических усилий в характерных точках конструкции). В дальнейшем с помощью метода конечных элементов возможно оценить динамическое напряженно-деформированное состояние конструкции с целью оценки прочности и жесткости ее несущих элементов [9-12].

2. Структурная схема исследуемой системы

Для построения комплексной математической модели используется системный подход, согласно которому мобильный транспортно-перегрузочный канатный комплекс представляет собой совокупность подсистем, выполняющих отдельные функции. При этом функционал системы в целом не является суммой функций отдельных подсистем, что обуславливает необходимость создания комплексной математической модели [13-15].

Структурная схема исследуемой системы приведена на рис. 1. Он включает в себя не-

сколько базовых канатных станций (как правило, приводную и не приводную), оборудование которых смонтировано на базе мобильных транспортных машин (базовых шасси) [1-4]. На базовом шасси устанавливается двигательная установка (двигатель внутреннего сгорания) и трансмиссия. Трансмиссия может быть механической, гидравлической и гидромеханической [8].

В качестве базового шасси мобильного канатного комплекса (подсистема II) может использоваться колесное, гусеничное и плавающее транспортное средство. Для каждого типа шасси используется собственная математическая модель, учитывающая особенности взаимодействия движителя с деформируемым опорным основанием (подсистема I), а также особенности работы подвески [8]. С деформируемым опорным основанием также взаимодействуют различные опоры (аутригеры), дополнительные анкерные устройства и мачты, входящие в состав базового шасси.

В зависимости от количества осей могут использоваться различные подходы к построению уравнений движения колесных шасси, отличающиеся способом определения динамических и статических сил реакции на колесах [16-18].

Канатная система (подсистема III) может иметь различную структуру. Она включает тяговый, несущий (или комбинированный несущее-тяговый) канаты; натяжное устройство; приводной шкив; несущие конструкции (в том числе не приводной шкив), на которые крепятся канты [19-21]. Существуют четыре основных типа канатных систем.

I тип – одноканатная система с маятниковым движением грузовых кабин, закрепленных на кольцевом несущее-тяговом канате фиксированными зажимами (захватами). Можно выделить два подтипа этой канатной системы:

- I.1 – с кольцевым (НТк);
- I.2 – с линейным (НТл) несущее-тяговым канатом.

Подтип I.2 не свойственен для подвесных канатных дорог, но похожая конструкция буксировочных канатных дорог может применяться в мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексах. Подтип I.1

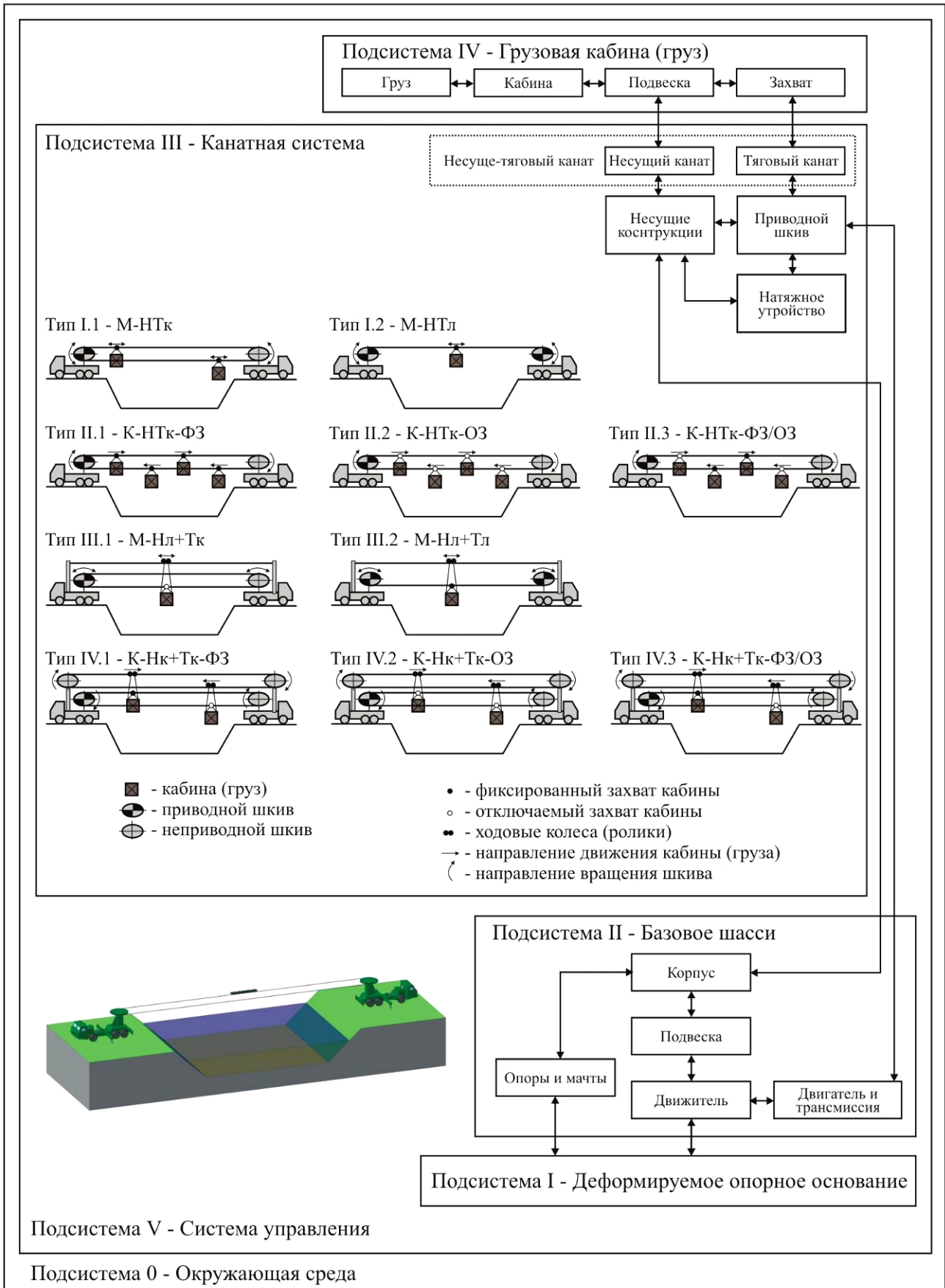


Рис. 1. Структурная схема мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса

позволяет одновременно перемещать только одну грузовую кабину (груз), поэтому больше подходит для перевозки грузов, преимущественно в одну сторону, например, при доставке материалов к месту строительства. Для обеспечения маятникового движения приводной шкив канатной системы вращается в различные стороны.

II тип – одноканатная система с кольцевым движением грузовых кабин, закрепленных на кольцевом несущем-тяговом канате фиксированными (тип II.1) или отключаемыми (тип II.2) зажимами. Возможно применение на одном мобильном канатном комплексе кабин (грузов) с фиксированными или отключаемыми зажимами (тип II.3). Несмотря на незначительные отличия в конструкции кабин, тип зажима принципиально важен, так как это оказывает существенное влияние на динамику системы в целом. Кабины с фиксированными зажимами также могут быть отделены от каната, но это происходит при демонтаже или обслуживании, а не во время работы мобильного канатного комплекса, поэтому не оказывает влияния на рабочие процессы. Привод канатной системы вращается в одну сторону (по или против часовой стрелки).

III тип – двухканатная система с маятниковым движением грузовых кабин, перемещающихся на ходовых колесах (роликах) по жестко закрепленному линейному несущему канату (Нл), приводимых в движение: для типа III.1 кольцевым тяговым канатом (Тк), для типа III.2 – линейным (Тл) тяговым канатом. При использовании кольцевого тягового каната необходимо наличие отключаемого зажима, позволяющего остановить кабину при достижении точки А или Б. При использовании линейного тягового каната наличие отключаемого зажима не требуется.

IV тип – двухканатная система с кольцевым движением грузовых кабин, перемещающихся на ходовых колесах по кольцевому несущему канату (Нк), приводимых в движение кольцевым тяговым канатом (Тк). Также как и для типа II, возможны различные комбинации типа зажима, с помощью которого кабина подключается к тяговому канату.

Для модернизации городских транспортных систем был предложен новый класс многоприводных канатных систем [21]. Однако в составе мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса такие конструкции неприменимы.

По канатной системе передвигается грузовая кабина или груз (подсистема IV). Подвеска кабины связана с несущим канатом (для передачи веса груза на опорные конструкции) и с помощью захвата с тяговым канатом (для сообщения движения). Захват может быть фиксированным или отключаемым, что позволяет остановить движение кабины без остановки вращения приводного шкива [8].

Мобильный транспортно-перегрузочный канатный комплекс управляется автоматической или ручной системой управления (подсистема V).

Внешняя среда (подсистема 0) оказывает влияние на рабочие процессы системы.

3. Структурная схема комплексной математической модели мобильного канатного комплекса

Структурная схема комплексной математической модели мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса приведена на рис. 2. Стрелками показаны взаимные связи математических подмоделей отдельных систем мобильного канатного комплекса, показанных на рис. 1.

Возможны различные варианты исполнения мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса. Например, нагрузки с несущего каната могут передаваться как на корпус базового шасси, так и на напрямую на опорное основание. Приводной шкив может приводиться в движение механической или гидромеханической трансмиссией. От конструктивного исполнения элемента мобильного канатного комплекса зависит выбор варианта его математической модели в составе комплексной модели. Основные варианты конструкции мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса показаны на рис. 2 зелеными стрелками, воз-

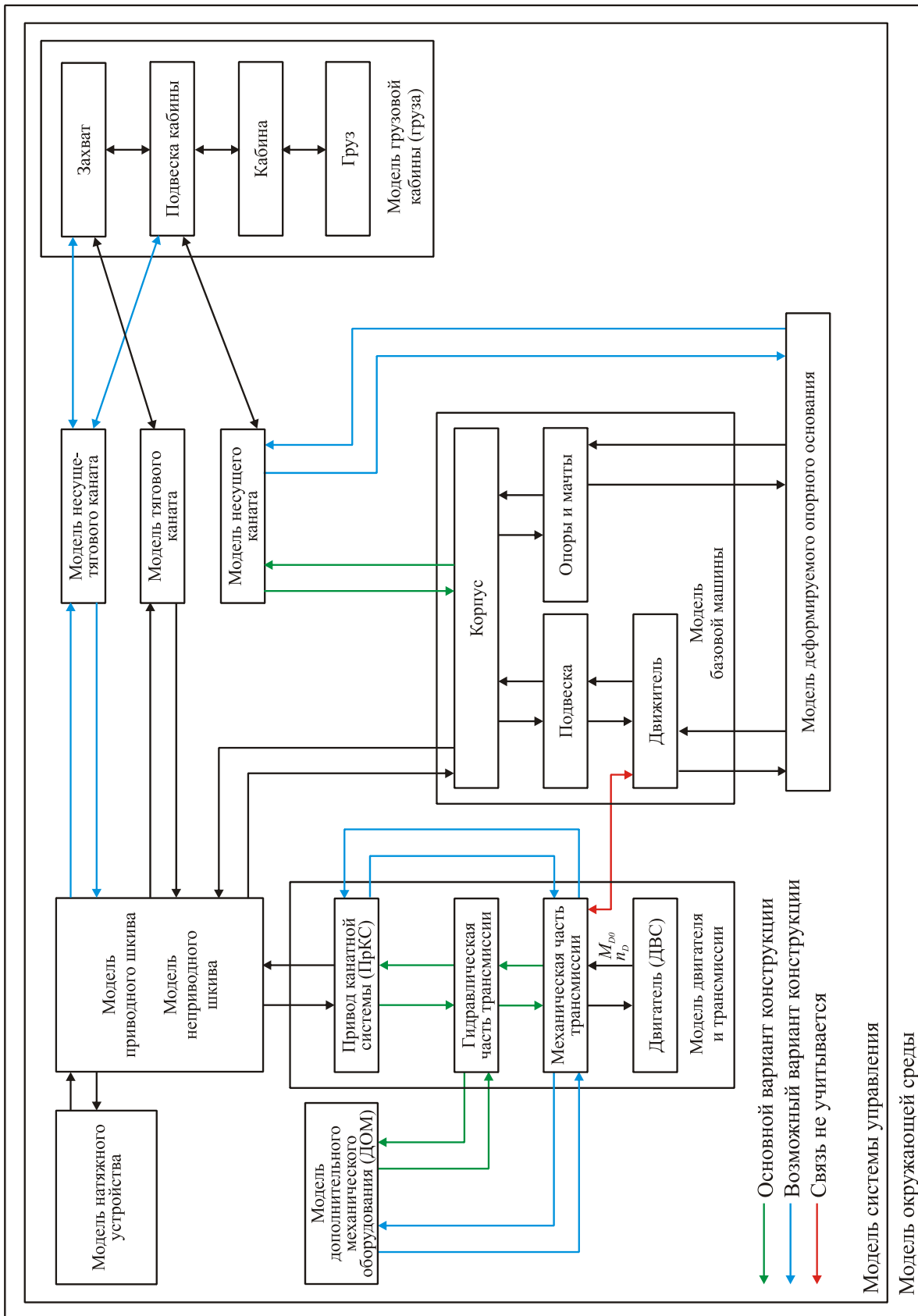


Рис. 2. Структурная схема комплексной математической модели

возможные альтернативные варианты конструкции – голубыми стрелками.

При работе мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса базовые шасси неподвижны, так как только в этом случае можно обеспечить их устойчивость и выполнить натяжение канатной системы. Следовательно, энергия двигательной установки передается на привод канатной системы. Поэтому неподвижной является часть трансмиссии базового шасси от коробки отбора мощности или раздаточной коробки, от которой приводится в движение оборудование канатной системы (красная стрелка на рис. 2).

Разработанная комплексная математическая модель мобильного канатного комплекса представляет собой совокупность дифференциальных уравнений движения и уравнений связи, учитывающих взаимодействие отдельных подсистем. При этом использовались ранее известные математические модели подсистем I и II [18].

Уравнения движения, входящие в комплексную математическую модель, в общем виде можно записать следующим образом:

$$\begin{cases} [M]\{\ddot{x}\} + [B]\{\dot{x}\} + [C]\{x\} = \{P\}, \\ [F] = \{0\}, \end{cases}$$

где $\{x\}$ – вектор законов движения элементов системы (изменения их координат во времени); $\{\dot{x}\}$ – вектор скоростей элементов системы; $\{\ddot{x}\}$ – вектор ускорений элементов системы; $[M]$ – матрица инерционных параметров системы, зависящая от масс и моментов инерции элементов системы; $[B]$ – матрица коэффициентов диссипации; $[C]$ – матрица упругости, зависящая от жесткостей элементов системы; $\{P\}$ – вектор внешних нагрузок на элементы системы; $[F]$ – матрица алгебраических уравнений связи параметров системы: $F_i = F(\{x\}, \{\dot{x}\}, \{\ddot{x}\})$.

Уравнения движения системы интегрируются численно, что позволяет определить значения векторов $\{x\}$, $\{\dot{x}\}$ и $\{\ddot{x}\}$.

4. Пример использования комплексной математической модели мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса

С использованием предложенного подхода исследована динамика мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса со следующими параметрами:

- длина пролета 50 м;
- высота приводного шкива над уровнем земли 6 м;
- высота неприводного шкива над уровнем земли 4 м;
- масса грузовой кабины 600 кг;
- жесткость каната 100 кН/м;
- начальное натяжение канатной системы 10 кН.

В качестве базовых шасси для приводной и неприводной станций использовались одинаковые трехосные колесные грузовые автомобили КамАЗ-53215 с собственной массой 10500 кг. Опорное основание представляло собой горизонтальную асфальто-бетонную поверхность. Численное интегрирование проводилось в программном комплексе собственной разработки с шагом интегрирования по времени 0,001 с.

График силы натяжения набегающей и сбегавшей ветвей каната исследуемого мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса приведен на рис. 3. Моделировался следующий режим движения канатной системы:

- разгон;
- равномерное движение (движение с постоянной скоростью);
- торможение с последующей полной остановкой канатной системы.

5. Основные выводы

1. Разработанная комплексная математическая модель позволяет исследовать рабочие процессы мобильного транспортно-технологического комплекса с учетом взаимодействия между отдельными подсистемами.

2. Теоретически установлено, что для мобильных канатных комплексов, представляющих собой подвесные канатные дороги,

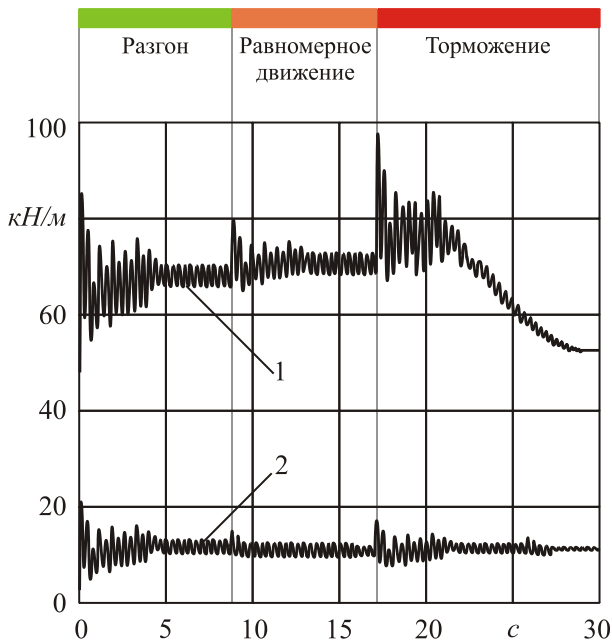


Рис. 3. График силы натяжения каната мобильного канатного комплекса:
 1 – сбегаящая ветвь каната;
 2 – набегающая ветвь каната

Список литературы

1. Пат. 2337023 Рос. Федерация: МПК7 В61В 7/00. Мобильная подвесная канатная дорога / Короткий А.А., Хальфин М.Н., Маслов В.Б. и др.; заявитель и патентообладатель ООО «Инженерно-консультационный центр «Мысль» НГТУ. № 2007102705/11; заявл. 24.01.2007; опубл. 27.10.2008, Бюл. 30.
2. Пат. 2465423 Рос. Федерация: МПК7 E04H 3/14. Стадион / Короткий А.А., Приходько В.М. Кустарев Г.В. и др.; заявитель и патентообладатель ООО «Инженерно-консультационный центр «Мысль» НГТУ. № 2011112660/03; заявл. 01.04.2011; опубл. 27.10.2012, Бюл. 30.
3. Лагереv А.В., Таричко В.И., Солдатченков С.П. Обеспечение общей устойчивости базовых колесных станций мобильных канатных дорог // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. №2. С. 210-220. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2019-05-02-210-220>.
4. Лагереv И.А., Таричко В.И., Солдатченков С.П., Игнатов Д.А. Создание экспериментального макета мобильной канатной

силы натяжения каната выше, чем для буксировочных мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов. Для рассмотренного мобильного канатного комплекса сила натяжения сбегаящей нити каната при начале движения составляет 62 кН. Если бы груз перемещался по земле, то это усилие было бы равно 38 кН.

3. Основные направления дальнейших исследований – совершенствование отдельных математических подмоделей, входящих в комплексную модель, а также поиск с помощью комплексной модели количественных и качественных особенностей работы мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов в различных эксплуатационных режимах.

References

1. Patent RU 2337023, B61B 7/00. Mobilnaya podvesnaya kanatnaya doroga [Mobile ropeway]. Korotkiy A.A., Khalphin M.N., Maslov V.B. Published 27.10.2008. (In Russian)
2. Patent RU 2465423, E04H 3/14. Stadion [Stadium]. Korotkiy A.A., Prihodko V.M., Kustarev G.V. Published 27.10.2012. (In Russian)
3. Lagerev A.V., Tarichko V.I., Soldatchenkov S.P. General stability of a base vehicle of a mobile ropeway. *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.2, pp. 210-220. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-210-220 (In Russian)
4. Lagerev I.A., Tarichko V.I., Soldatchenkov S.P., Ignatov D.A. The experimental model creation of a mobile ropeway by 3D-printing. *Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.2, pp. 221-230. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-221-230 (In Russian)
5. Lagerev I.A., Lagerev A.V. *Sovremennaya teoriya manipulatsionnykh sistem mobilnykh mnogotselevykh transportno-tekhnologicheskikh mashin i kompleksov. Kon-*

дороги с использованием 3D-печати // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. №2. С. 221-230. – DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2019-05-02-221-230>.

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

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

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

8. Таричко В.И., Лагерев И.А. Комплексная математическая модель для исследования рабочих процессов мобильных канатных дорог // Сборник материалов XII Всеросс. конф. молодых ученых и специалистов «Будущее машиностроения России». М: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2019. С. 770-774.

9. Вершинский А.В., Лагерев И.А., Шубин А.Н., Лагерев А.В. Расчет металлических конструкций подъемно-транспортных машин методом конечных элементов. Брянск: РИО БГУ, 2015. 210 с. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1202240>

10. Лагерев А.В., Лагерев И.А., Говоров В.В. Модернизация крана-манипулятора самоходной энергетической машины АСТ-4-А // Вестник Брянского государственного технического университета. 2010. №4. С. 59-66. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1301306>

11. Лагерев И.А. Моделирование напряженно-деформированного состояния крана-манипулятора машины для сварки трубопроводов // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2011. №4. С. 29-36.

12. Лагерев И.А. Динамическая нагрузка

struktura 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: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1294622>. (In Russian)

6. Lagerev A.V., Tolkachev E.N. Proektirovanie i issledovanie konveyerov s podvesnoy gruzonesushey lentoy [Design and research of conveyors with suspended load-bearing belt]. Bryansk, RIO BGU, 2016. 303 p. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1197308> (In Russian)

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

8. Tarichko V.I. *Kompleksnaya matematicheskaya model' dlya issledovaniya rabochikh protsessov mobilnykh kanatnykh dorog* [Comprehensive model of the mobile ropeway]. Moscow, MSTU im. N.E. Bauman, 2019, pp. 770-774.

9. Vershinckii A.V., Lagerev I.A., Shubin A.N., Lagerev A.V. *Raschet metallicheskiy konstruktivnyy pod'yemno-transportnykh mashin metodom konechnykh elementov* [Calculation of metal constructions of lifting-transport machines by finite element method]. Bryansk, Bryanskiy Gosudarstvennyy Universitet, 2015. 210 p. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1202240>

10. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Govorov V.V. Crane-manipulator of mobile energy unit AST-4-a modernization, *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2014, No.4, pp. 22-31. (In Russian) DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1301306>

11. Lagerev I.A. Simulation of stress-strain state in crane-manipulator of pipeline welding machine. *Izvestiya vyshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie*, 2011, No.4, pp. 29-36. (In Russian)

12. Lagerev I.A. Trunk pipeline welding machine crane-manipulator dynamics during

женность крана-манипулятора машины для сварки трубопроводов при движении с грузом // Подъемно-транспортное дело. 2011. №3. С. 7-10.

13. Лагереv И.А. Моделирование рабочих процессов манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов. Брянск: РИО БГУ, 2016. 371 с. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1198980>

14. Фадин А.М., Иванов А.М., Шадрин С.С. Методика оценки алгоритмов управления автомобилем в автоматическом режиме // Вестник МАДИ. 2013. Вып. 3. С. 3-7.

15. Брауде В.И., Тер-Мхитаров М.С. Системные методы расчета грузоподъемных машин. Л.: Машиностроение, 1985. 181 с.

16. Шадрин С.С. Иванов А.М. Идентификация параметров сопротивления движению колесных транспортных средств в эксплуатации // Известия МГТУ «МАМИ». 2013. Т.1. №2. С. 248-251.

17. Чудаков О.И., Горелов В.А., Падалькин Б.В. Математическая модель прямолинейного движения по деформируемой опорной поверхности двухзвенного сидельного автопоезда с активным полуприцепным звеном // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2017. №2. С. 121-138.

18. Лагереv И.А. Комплексная математическая модель манипуляционной системы мобильной транспортно-технологической машины // Мир транспорта. 2017. Т. 15. №1. С. 28-39.

19. Лагереv А.В., Лагереv И.А. Оптимальное проектирование линии канатного метро // Вестник Брянского государственного университета. 2015. №2. С. 406-415. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1302241>

20. Лагереv А.В., Лагереv И.А. Оптимальное проектирование линий канатного метро в условиях сильно урбанизированной городской среды // Известия Московского государственного технического университета МАМИ. 2015. Т.1. № 1. С. 57-65.

21. Лагереv А.В., Лагереv И.А., Короткий А.А., Панфилов А.В. Концепция инновационной системы городского транспорта «Канатное метро города Брянска» // Вестник

freight movement. *Podemno-transportnoe delo*, 2011, No.3, pp. 7-10. (In Russian)

13. Lagerev I.A. Modelirovanie rabochikh protsessov manipulyatsionnykh sistem mobilnykh mnogotsel'evykh transportno-tekhnologicheskikh mashin i kompleksov [Modeling of work processes in manipulation systems for mobile multi-purpose transport and technological machines and complexes]. Bryansk, RIO BGU, 2016. 371 p. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1198980> (In Russian)

14. Fadin A.M., Ivanov A.M., Shadrin S.S. Technique of the assessment of algorithms of management of the car in the automatic mode. *Vestnik MADI*, 2013, Iss 3, pp. 3-7. (In Russian)

15. Braude V.I., Ter-Mhitarov M.S. *Sistemnye metody rascheta gruzopod'emnykh mashin* [System methods of calculation of load-lifting machines]. Leningrad, Mashinostroenie, 1985, 181 p.

16. Shadrin S.S., Ivanov A.M. Identification of parameters of the resistance movement of wheeled vehicles during operation. *Izvestiya MGTU "MAMI"*, 2013, Vol.1, No.2, pp. 248-251. (In Russian)

17. Tchudakov O.I., Gorelov V.A. Padalkin B.V. Mathematical Model of Linear Motion on the Deformable Supporting Surface of the Two-Link Road Train with an Active Semitrailer. *Vestnik MGTU Im. N.E. Baumana*, 2017, No.2, pp. 121-138. (In Russian)

18. Lagerev I.A. Complex mathematical model of the manipulation system of a mobile transport-technological machine. *Mir transporta*, 2017, Vol. 15, No.1, pp. 28-39. (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: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1302241> (In Russian)

20. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Optimal design of cable subway lines in a highly urbanized city environment. *Izvestiya MGTU "MAMI"*, 2015, Vol.1, No.1, pp. 57-65. (In Russian)

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

Брянского государственного технического †
университета. 2012. №3. С. 12-15. DOI: †
<https://doi.org/10.5281/zenodo.1302025> †

УДК (UDC) 625.8

МОДЕЛИРОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ НОВЫХ МОДЕЛЕЙ
ДОРОЖНЫХ КАТКОВ

NEW ROAD ROLLERS PARAMETERS MODELING

Шишкин Е.А., Иванченко С.Н.
Shishkin E.A., Ivanchenko S.N.Тихоокеанский государственный университет (Хабаровск, Россия)
Pacific National University (Khabarovsk, Russian Federation)

Аннотация. В настоящее время рынок производства дорожных катков активно развивается. Каждый завод-изготовитель имеет свой опыт производства и использует выработанный подход к проектированию новых моделей техники. Различия в технологиях проектирования приводит к появлению на рынке значительного количества новых моделей дорожных катков. Практические исследования процесса взаимодействия вальца катка с горячей асфальтобетонной смесью показывают, что многие модели с различными конструктивными параметрами оказывают схожее воздействие на уплотняемый материал. Следовательно, необходима разработка универсального подхода к выбору конструктивных параметров катков при их производстве. В работе сделана попытка разработать общую методику установления конструктивных параметров катков. Для этого был осуществлен статистический анализ конструктивных параметров более 260 моделей дорожных катков ведущих фирм-производителей. Результаты анализа представлены в работе в виде номограммы выбора параметров дорожного катка. С учетом полученной номограммы можно провести сравнительный анализ различных по конструктивным параметрам катков по предложенному в работе показателю эффективности. Предложенный алгоритм позволяет рекомендовать конструктивные параметры при проектировании заводами-изготовителями новых моделей дорожных катков. Как следствие, возможно сокращение количества схожих по воздействию моделей катков.

Ключевые слова: асфальтобетон, уплотнение, статистическая модель, номограмма, конструктивные параметры.

Дата принятия к публикации: 20.11.2019
Дата публикации: 25.11.2019

Сведения об авторах:

Шишкин Евгений Алексеевич – старший преподаватель, кафедра транспортно-технологических машин в строительстве и горном деле, ФГБОУ ВО «Тихоокеанский государственный университет»,
e-mail: 004655@pnu.edu.ru.

Abstract. Currently, the market for the road rollers production is actively developing. Each manufacturer has its own production experience and uses a developed approach to the new models design. The difference in design technologies leads to the emergence of a significant number of road rollers new models on the market. Practical studies of the roller drum interaction with hot asphalt mix show that many models with different structural parameters have a similar effect on the compacted material. Therefore, it is necessary to develop a universal approach to the choice of design parameters of rollers in their production. The paper attempts to develop a general methodology for determining the design parameters of rollers. For this purpose, a design parameters statistical analysis of more than 260 models of road rollers of leading manufacturers was carried out. The analysis results are presented in the form of a choice nomogram of road roller parameters. Taking into account the received nomogram it is possible to carry out the comparative analysis of rollers various on constructive parameters on the indicator of efficiency offered in work. The proposed algorithm allows us to recommend design parameters when designing new models of road rollers by manufacturers. As a consequence, it is possible to reduce the number of similar models of rollers.

Keywords: asphalt concrete, compaction, statistical model, nomogram, design parameters.

Date of acceptance for publication: 20.11.2019
Date of publication: 25.11.2019

Authors' information:

Evgeniy A. Shishkin – senior lecturer, Department of transport and technological machines in construction and mining, Pacific National University,
e-mail: 004655@pnu.edu.ru.

Иванченко Сергей Николаевич – доктор технических наук, профессор, ректор ФГБОУ ВО «Тихоокеанский государственный университет»,
 e-mail: sni@mail.khstu.ru.

Sergej N. Ivanchenko – Doctor of Technical Sciences, Professor, Rector of Pacific national university,
 e-mail: sni@mail.khstu.ru.

1. Введение

Автомобильные дороги Российской Федерации преимущественно имеют асфальтобетонное покрытие. Важной технологической операцией, влияющей на качество покрытия, является уплотнение. Данная операция осуществляется дорожным катком, оснащенным гладким вальцом или пневматическими шинами. В настоящее время в распоряжении строительных организаций имеется широкий модельный ряд дорожных катков. При этом различные по конструктивным и технологическим параметрам модели машин могут оказывать одинаковое воздействие на уплотняемый материал. Это обстоятельство необходимо учитывать при разработке новых моделей дорожных катков. Систематизация параметров широкого ряда существующих моделей уплотнителей способствует более обоснованному подходу к назначению конструктивных параметров катков при проектировании.

Целью данной работы является разработка методики по установлению рациональных конструктивных параметров проектируемых моделей дорожных катков.

2. Описание разработанной методики

В настоящее время модельный ряд дорожных катков активно расширяется. Выявление тенденций изменения различных параметров катков позволит сформулировать рекомендации для проектирования новых моделей. С этой целью был проведен статистический анализ параметров более 260 моделей дорожных катков таких фирм, как DYNAPAC, BOMAG, HAMM, AMMANN, CATERPILLAR, VOLVO, SAKAI, JCB VIBROMAX, PASKAT.

Статистические исследования представлены в виде исходного корреляционного поля и регрессионной кривой, уравнение которой также приводится на графике.

Результаты анализа представлены на рис. 1 - 3.

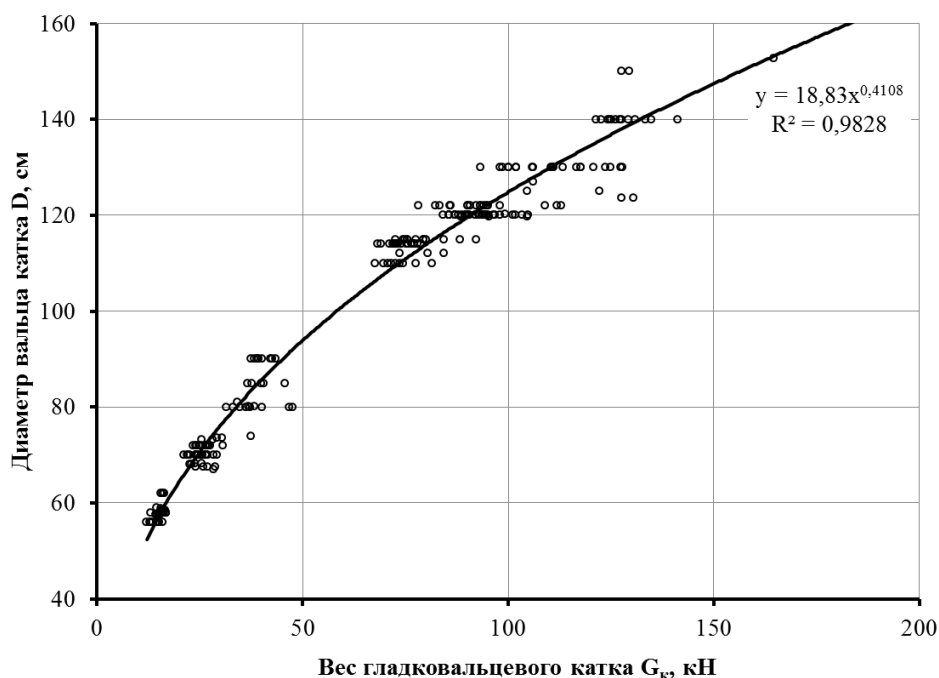


Рис. 1. Взаимосвязь диаметра вальца и веса катка

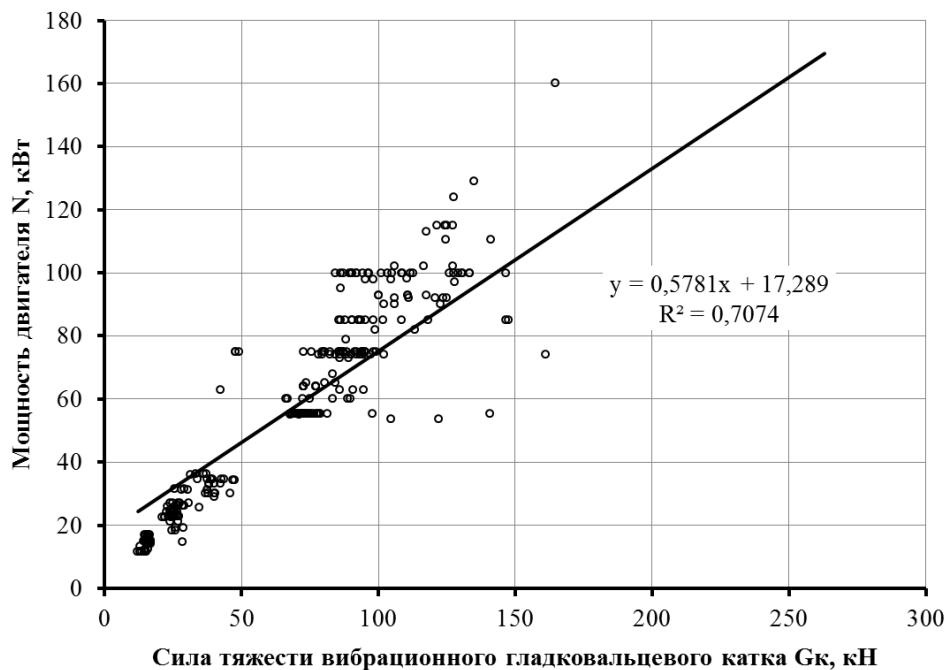


Рис. 2. Взаимосвязь мощности двигателя и веса катка

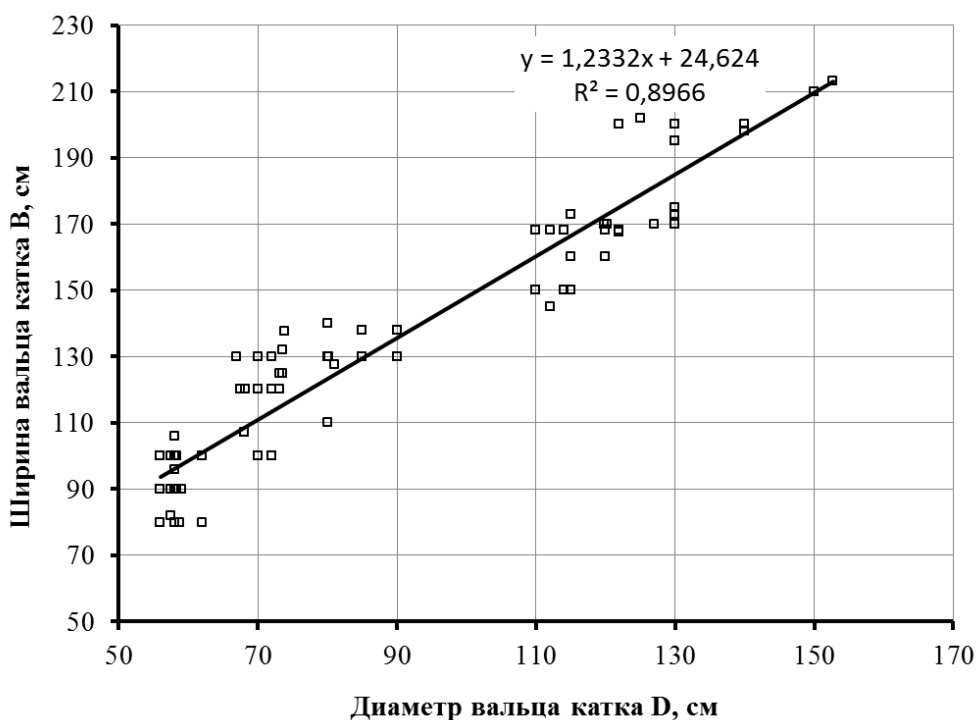


Рис. 3. Взаимосвязь ширины и диаметра вальца

Разработанный программный комплекс [1] предназначен для назначения режимов работы механизированного звена при строительстве асфальтобетонного покрытия автомобильных дорог. Для формирования рекомендаций при проектировании новых моде-

лей катков указанный комплекс необходимо дополнить системой сравнительного анализа.

Блок-схема алгоритма сравнительного анализа конструктивных параметров катков (рис. 4) включает следующие основные элементы:

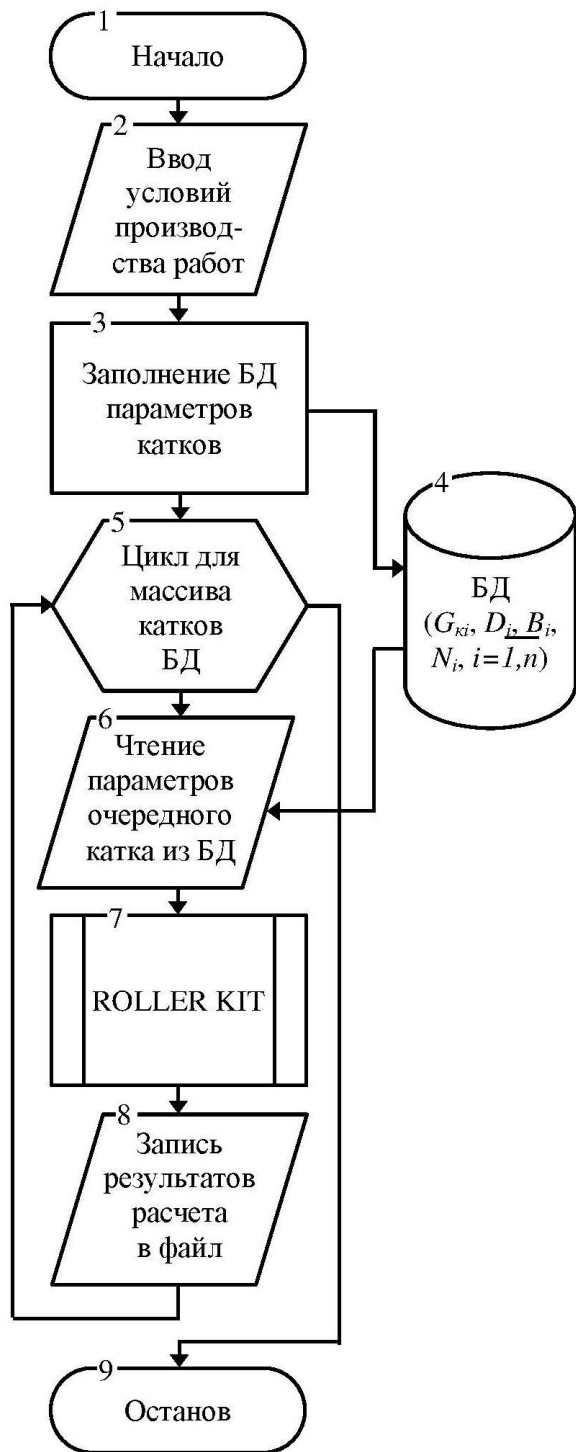


Рис. 4. Блок-схема сравнительного анализа конструктивных параметров катков

- блок 2, обеспечивающий чтение параметров асфальтобетонной смеси, окружающей среды, а также стоимости применяемых материалов;

- блок 7 включает подпрограмму «ROLLER KIT», основанную на математическом моделировании процесса взаимодействия

рабочего органа катка с горячей асфальтобетонной смесью;

- блок 8 осуществляет запись в файл результатов расчета: количества проходов текущего катка, достигнутый коэффициент уплотнения смеси, технологическая себестоимость работ.

На основе установленных взаимосвязей конструктивных параметров дорожных катков с помощью разработанного программного комплекса можно осуществлять математическое моделирование и сравнительный анализ эффективности процесса укатки асфальтобетонной смеси различными по конструктивным параметрам катками.

Наполнение базы данных параметров катков (блок 3 на рис. 4) производится с помощью номограммы (рис. 5), которая построена на основе зависимостей, приведенных на рис. 1 - 3. Номограмма численно имеет вид двухмерного массива

$$\begin{bmatrix} G_{k1} & D_1 & B_1 & N_1 \\ G_{k2} & D_2 & B_2 & N_2 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ G_{ki} & D_i & B_i & N_i \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ G_{kn} & D_n & B_n & N_n \end{bmatrix}, \quad (1)$$

где G_{ki} – вес i -й модели катка; D_i – диаметр вальца i -й модели катка; B_i – ширина вальца i -й модели катка; N_i – мощность двигателя i -й модели катка.

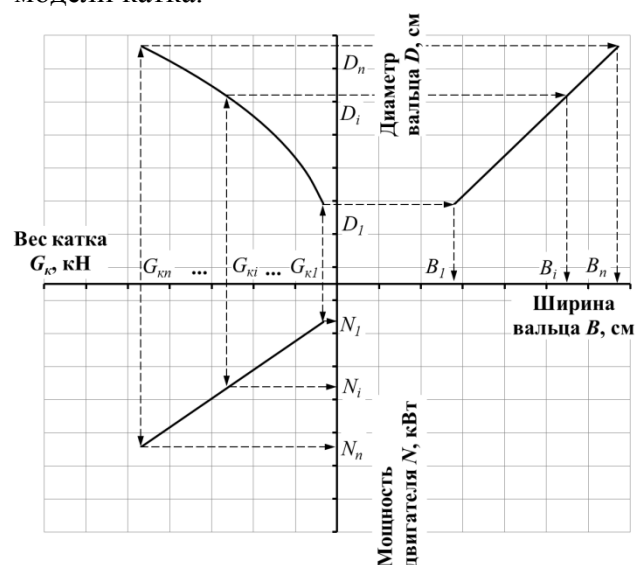


Рис. 5. Номограмма выбора параметров дорожного катка

В соответствии с известными диапазонами силового параметра q/R [2] устанавливается принадлежность катка, характеризуемого параметром $[q/R]$, ($i = \overline{1, n}$), к одному из трех типов.

Включение в программный комплекс [1] алгоритма, представленного на рис. 4, позволит производить сравнение катков с различными конструктивными параметрами, полученными по номограмме (рис. 5). При этом тип сравниваемых катков и условия производства работ должны быть идентичны.

Для практической реализации описанного алгоритма необходимо установить условия производства работ.

В работах [3, 4] указывается, что на территории Дальнего Востока в качестве верхнего слоя дорожной одежды преимущественно используют асфальтобетонную смесь типов Б, В по ГОСТ 9128-2013.

Значения температуры окружающего воздуха по месяцам рабочего сезона приведены в табл. 1.

Таблица 1
Средние значения температуры воздуха по месяцам рабочего сезона

Месяц	Минимальная температура, °C	Максимальная температура, °C
Май	8	16
Июнь	15	24
Июль	18	26
Август	17	27
Сентябрь	11	17

Средние значения скорости ветра находятся в диапазоне 1...4 м/с.

По данным Федеральной службы государственной статистики основную часть существующей сети составляют дороги III, IV и V категорий, протяженность которых составляет 28%, 36% и 35,8% соответственно. Протяженность дорог II категории 0,3%. Дорог I категории на сегодняшний день на Дальнем Востоке нет.

Согласно [5] для дорог III и IV категорий толщину асфальтобетонного слоя в уплотненном состоянии следует принимать:

- для крупнозернистого асфальтобетона 6 см;

- для песчаного и мелкозернистого асфальтобетона 3 см.

Согласно исследованиям [6] среднее значение коэффициента предварительного уплотнения смеси после асфальтоукладчика составляет:

- для смеси типа Б – 0,92;

- для смеси типа В – 0,87.

Согласно практическим данным [6] среднее значение коэффициента уплотнения смеси после завершения работы легким катком составляет 0,94...0,95.

В соответствии с табл. 1 для климатических условий Дальнего Востока длина захватки при работе асфальтоукладчика на открытых участках должна находиться в диапазоне 50...70 м.

Установленные значения технологических параметров процесса строительства асфальтобетонного покрытия были использованы в качестве исходных данных при сравнительном анализе конструктивных параметров катков с применением описанного выше программного комплекса.

Сравнительный анализ однотипных катков приведен на рис. 6, 7. В качестве критерия сравнения приняты технологические затраты на единицу прироста коэффициента уплотнения $C_{техн} / \Delta K_y$. Практическими исследованиями [6] установлено, что основной вклад в прирост плотности смеси вносят первые четыре прохода. Поэтому сравнение производилось по показателям, достигнутым к моменту окончания четвертого прохода каждого катка.

Анализ графиков позволяет выявить каток с такими конструктивными параметрами, которые в заданных условиях эксплуатации будут эффективными с точки зрения затрат на приращение плотности покрытия.

На рис. 6, 7 в качестве примера приведены гистограммы показателя эффективности $C_{техн} / \Delta K_y$ для различных по конструктивным параметрам катков легкого и среднего типов.

Например, из графика на рис. 6 следует, что предпочтение следует отдать легкому катку массой 3,1 т, характеризующемуся минимальными затратами на приращение плотности покрытия. Аналогично из графика на рис. 7 следует, что наиболее эффективным

катком среднего типа является уплотнитель массой 7,5 т.

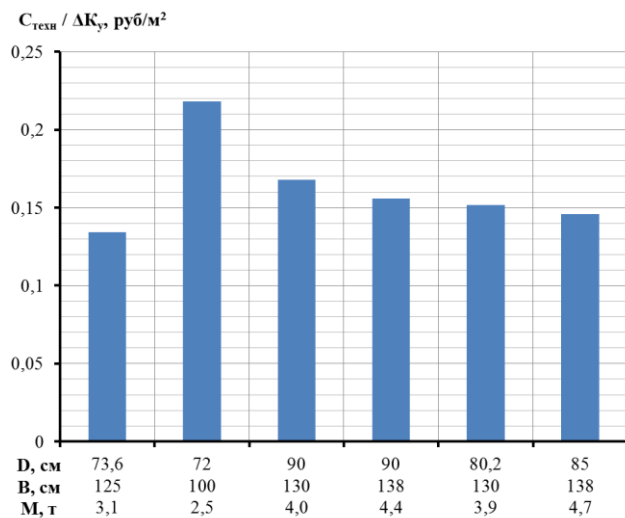


Рис. 6. Сравнительный анализ катков легкого типа

Предложенный алгоритм сравнения позволяет осуществлять выбор рациональных конструктивных параметров катков для заданных условий производства работ на основе математического моделирования процесса взаимодействия вальца со смесью. Данный алгоритм может быть использован при проектировании новых моделей дорожных катков.

Список литературы

1. Расчет рационального комплекта дорожных катков: свид-во о государственной регистрации программы для ЭВМ / Шишкин Е.А.; правообладатель Тихоокеан. гос. ун-т. – № 2019610847; заявл. 28.12.2018; опубл. 18.01.2019.
2. Костельов М.П., Посадский Л.М. Технологические особенности и параметры уплотнения горячего асфальтобетона гладковальцовыми катками // Уплотнение земляного полотна и конструктивных слоев дорожных одежд. М.: 1980. С. 61–79.
3. Волкова Е.В., Сидорова Д.С. Реконструкция автомобильных дорог в сложных природных условиях Сибири и Дальнего Востока // Вестник ИРГТУ. 2013. №7 (78).

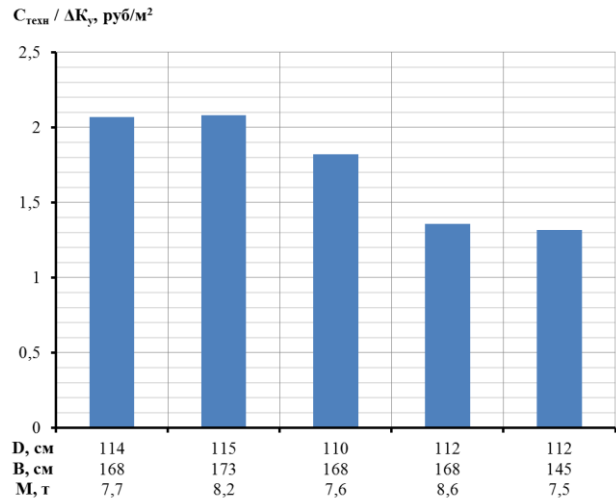


Рис. 7. Сравнительный анализ катков среднего типа

3. Заключение

Описанная методика с использованием программного комплекса [1] позволяет осуществлять поиск рациональных конструктивных параметров дорожных катков на основе математического моделирования процесса взаимодействия вальца с асфальтобетонной смесью и может быть использована при проектировании новых моделей уплотняющих машин.

Предложенный алгоритм позволяет рекомендовать конструктивные параметры при проектировании заводами-изготовителями новых моделей дорожных катков.

References

1. Shishkin E.A. *Raschet ratsionalnogo komplekta dorozhnykh katkov. Svidetelstvo o gosudarstvennoy registratsii programm dlya EVM* [Road rollers rational set calculation. The Certificate on official registration of the computer program]. No. 2019610847, 2019. (In Russian)
2. Kostelov M.P., Posadskij L.M. Technological features and parameters of hot asphalt concrete compaction with smooth rollers. *Uplotnenie zemlyanogo polotna i konstruktivnykh sloev dorozhnykh odezhd*, 1980, pp. 61-79. (In Russian)
3. Volkova E.V., Sidorova D.S. Reconstruction of highways in difficult natural conditions of Siberia and the Far East. *Vestnik IRGTU*.

С. 81-84.

4. Лазарева Т.Л., Цупикова Л.С. Расширение температурного интервала работоспособности вяжущего для асфальтобетонных дорожных покрытий Дальнего Востока // Дальний Восток. Автомобильные дороги и безопасность движения: международный сборник научн. тр. 2017. 335-344.

5. СТО НОСТРОЙ 2.25.37-2011 Автомобильные дороги. Устройство асфальтобетонных покрытий автомобильных дорог. Часть 2. Устройство асфальтобетонных покрытий из горячего асфальтобетона. М.: ООО Издательство «БСТ», 2012. 42 с.

6. Зубков А.Ф., Однолько В.Г. Технология строительства асфальтобетонных покрытий автомобильных дорог. М.: Машиностроение, 2009. 224 с.

† TU, 2013, No. 7(78), pp. 81-84. (In Russian)

† 4. Lazareva T.L., Cupikova L.S. Expansion of temperature range of binder working capacity for asphalt concrete road surfaces of the Far East. In: *Dalniy Vostok. Avtomobilnye dorogi i bezopasnost' dvizheniya* [Far East. Highways and traffic safety]. Khabarovsk, 2017, pp. 335-344. (In Russian)

† 5. STO NOSTROJ 2.25.37-2011. *Avtomobilnye dorogi. Ustroystvo asfaltobetonnnykh pokrytiy avtomobilnykh dorog. Chast 2. Ustroystvo asfaltobetonnnykh pokrytiy iz goryachego asfaltobetona* [Motor road. The device of asphalt concrete coverings of highways. Part 2. The device of asphalt concrete coverings from hot asphalt concrete]. Moscow, ООО Izdatelstvo "BST", 2012. 42 p. (In Russian)

† 6. Zubkov A.F., Odnolko V.G. *Tekhnologiya stroitelstva asfaltobetonnnykh pokrytiy avtomobilnykh dorog* [Asphalt concrete road surfaces construction technology]. Moscow, Mashinostroenie, 2009. 224 p. (In Russian)

УДК (UDC) 621.432.3

ВЛИЯНИЕ РЕЖИМА РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ
ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ МАШИНЫ НА БИЕНИЕ В
СОПРЯЖЕНИИ ПОРШЕНЬ-ЦИЛИНДРTHE INFLUENCE OF THE MODE OF ENGINE OPERATION OF TRANSPORT
AND TECHNOLOGICAL CARS ON THE BEATING AT THE COUPLING
PISTON-CYLINDERШтайн Г.В., Панфилов А.А.
Shtain G.V., Panfilov A.A.Тюменский индустриальный университет (Тюмень, Россия)
Tyumen Industrial University (Tyumen, Russian Federation)

Аннотация. Перекладка или биение поршня возникает вследствие действия боковой силы в кривошипно-шатунном механизме и приводит к увеличению сил трения и ударных нагрузок в сопряжении с гильзой. В конечном итоге это влияет на работу двигателя, его шумность, вибрацию и вызывает интенсивное изнашивание юбки поршня. Поэтому исследование вопросов, связанных с повышением надежности двигателя транспортно-технологических машин, является актуальной задачей технической эксплуатации. Целью работы является повышение надежности двигателя транспортно-технологических машин путем снижения вибрации при его работе. В статье рассмотрен способ, позволяющий уменьшить ударные нагрузки в сопряжении поршень-цилиндр на малой частоте вращения коленчатого вала при максимальном вращающем моменте, что характерно для основных режимов двигателей транспортно-технологических и дорожно-строительных машин. Предлагается на режимах максимальных нагрузок при минимальной частоте вращения обеспечить величину суммарной силы при прохождении через верхнюю мертвую точку в конце такта сжатия равной нулю. Для того, чтобы сила давления газов в верхней мертвой точке была равной силе инерции поступательно движущихся масс, рекомендуется выполнить тюнинг двигателя по изменению фаз газораспределения на такте сжатия, т.е. увеличить угол запаздывания закрытия впускного клапана. Проведен расчет по определению угла запаздывания закрытия впускного клапана на примере двигателя ЯМЗ-65202.10. Для выполнения равенства силы давления газов и силы инерции в верхней мертвой точке найдена величина реальной степени сжатия двигателя, которая составила 12,5. Далее определен угол запаздывания закрытия впускного клапана для данного режима, который по расчету равен 54° поворота коленчатого вала после нижней мертвой точки. Расчетные данные могут являться исходными параметрами для калибровки программы, заложенной в электронный блок управления транспортно-технологической машины.

Abstract. Relocation or beating of the piston occurs due to the action of lateral force in the crank mechanism, which leads to an increase in friction forces and shock loads in conjunction with the sleeve. Ultimately, this affects the operation of the engine, its noise, vibration and leads to intensive wear of the piston skirt. Therefore, the study of issues related to improving the reliability of the engine of transport and technological vehicles is an urgent task of technical operation. The aim of the work is to increase the reliability of the engine of transport-technological machines by reducing vibration during its operation. The article discusses a method that allows to reduce shock loads in the piston-cylinder coupling at a low crankshaft rotational speed at maximum torque, which is typical for the main engine modes of a transport-technological and road-building machine. It is proposed that under maximum load conditions with a minimum speed of rotation, the value of the total force when passing through the top dead center at the end of the compression stroke be equal to zero. In order for the gas pressure force at the top dead center to be equal to the inertia force of the translationally moving masses, it is recommended that the engine be tuned to change the valve timing during a compression stroke, i.e. increase the angle of delay in closing the intake valve. In confirmation of the above, a calculation was made to determine the angle of delay in closing the intake valve using the example of the YaMZ-65202.10 engine. To fulfill the equality of the gas pressure force and the inertia force at the top dead center, the value of the real engine compression ratio was found, which was 12.5. Next, the angle of the inlet valve closing lag is determined for this mode, which is calculated to be 54° crankshaft rotation after bottom dead center (according to the technical characteristics of this engine, this value is 48°). The calculated data may be the initial parameters for the calibration of the program embedded in the electronic control unit of the transport and technological machine.

Ключевые слова: дорожно-строительная машина, биение поршня, боковая сила, фазы газораспределения, реальная степень сжатия, чип-тюнинг.

Дата принятия к публикации: 10.10.2019
Дата публикации: 25.12.2019

Сведения об авторах:

Штайн Геннадий Вольфович – кандидат технических наук, доцент кафедры сервиса автомобилей и технологических машин, Тюменский индустриальный университет,
e-mail: gena.shtain@yandex.ru

Панфилов Александр Анатольевич – кандидат технических наук, доцент кафедры сервиса автомобилей и технологических машин, Тюменский индустриальный университет,
e-mail: panfilovaa72@yandex.ru

Keywords: road-construction machines, piston beating, lateral force, valve timing, real compression ratio, chip tuning.

Date of acceptance for publication: 10.10.2019
Date of publication: 25.12.2019

Authors' information:

Gennady V. Shtain – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor at the Department of Automobile Service and Technological Machines, Tyumen Industrial University,
e-mail: gena.shtain@yandex.ru

Alexander A. Panfilov – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor at the Department of Automobile Service and Technological Machines, Tyumen Industrial University,
e-mail: panfilovaa72@yandex.ru

1. Введение

Для современных двигателей транспортно-технологических машин, оснащенных средствами глушения шума систем впуска и выпуска, преобладающее значение на шумовые характеристики влияют вибрации сопряженных деталей и узлов, таких как блок-картер на опорах, приводы навесного оборудования, механизма газораспределения [3, 9].

Существенное значение в шумовые характеристики двигателя оказывает биение поршня в сопряжении с цилиндром [8]. Перекладка поршня и соответствующее биение, сопровождающее шумом [2], возникает в момент изменения направления действия боковой силы F_N (рис. 1).

На интенсивность удара поршня по цилиндру оказывает влияние частота изменения величины силы F_N в момент соприкосновения, величина зазора в сопряжении, масса поршневой группы, длина юбки поршня [1]. В четырехтактном двигателе момент изменения знака боковой силы и количество перекладок определяются закономерностью изменения сил инерции F_a и давления газов в цилиндре F_2 .

Сила инерции определяется по формуле

$$F_a = -m_n a_n, \quad (1)$$

где m_n – масса деталей кривошипно-шатунного механизма, движущихся поступательно (в нее включают поршневую группу цилиндра двигателя и часть массы шатунной груп-

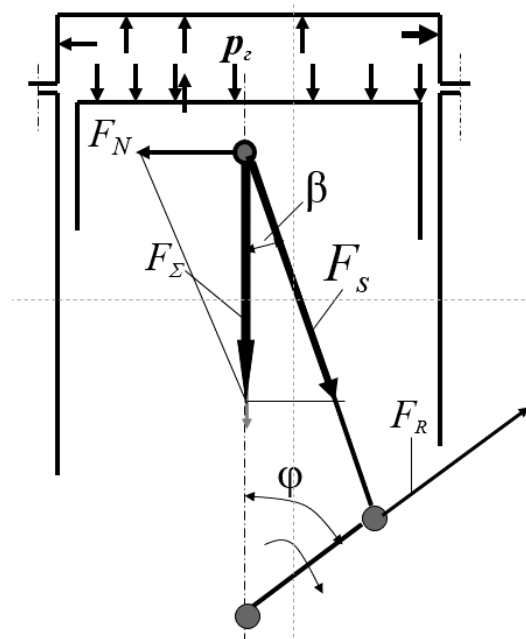


Рис. 1. Силы, действующие на детали кривошипно-шатунного механизма двигателя

пы, движущейся поступательно, при динамическом расчете эту массу принимают равной $(0,2 \dots 0,3)m_w$; a_n – ускорение поршня.

Ускорение поршня определяется из уравнения

$$a_n = r\omega^2(\cos\varphi + \lambda\cos 2\varphi), \quad (2)$$

где r – радиус кривошипа коленчатого вала; λ – параметр критерия кинематического подобия кривошипно-шатунного механизма (для большинства автотракторных двигателей эта величина составляет $\lambda=0,24 \dots 0,31$).

Параметр λ можно определить как

$$\lambda = \frac{r}{l_{ш}}, \quad (3)$$

где $l_{ш}$ – длина шатуна.

Силы, действующие на детали кривошипно-шатунного механизма двигателя, представлены на рис. 1. Суммарная сила, действующая на поршень по оси цилиндра, определяется как сумма силы давления газов и силы инерции:

$$F_{\Sigma} = F_z \pm F_a.$$

Боковая сила F_N , действующая в сопряжении поршень-цилиндр, является составляющей от суммарной силы:

$$F_N = F_{\Sigma} \operatorname{tg}\beta.$$

Сила, действующая вдоль шатуна, также является составляющей суммарной силы:

$$F_S = F_{\Sigma} / \cos\beta.$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс кривошипно-шатунного механизма определяется по формуле:

$$F_R = F_{\Sigma} \cos(\varphi + \beta) \frac{1}{\cos\beta}. \quad (4)$$

Сила давления газов, действующая на поршень, определяется зависимостью:

$$F_r = p_r \frac{\pi \cdot D^2}{4}. \quad (5)$$

Центробежная сила передается на опоры двигателя, вызывая переменные по величине реакции. Численные значения тригонометрических функций, входящих в приведенные выше уравнения для различных углов φ и β , принимаются в соответствии со справочными данными.

Для двигателей транспортно-технологических машин, работающих как строительно-дорожная техника, основным режимом работы является режим максимального вращающего момента, где частота вращения составляет, как правило, величину 1100...1400 мин⁻¹ (рис. 2).

При такой относительно малой частоте вращения сила инерции F_a составляет незначительную величину и суммарная сила, действующая на поршень F_{Σ} , усугубляет ударное воздействие поршня на стенку цилиндра.

Как видно из рис. 3, вблизи верхней мертвой точки боковая сила F_N является знакопеременной, что приводит к усилению интенсивности ударов поршня по цилиндру [11].

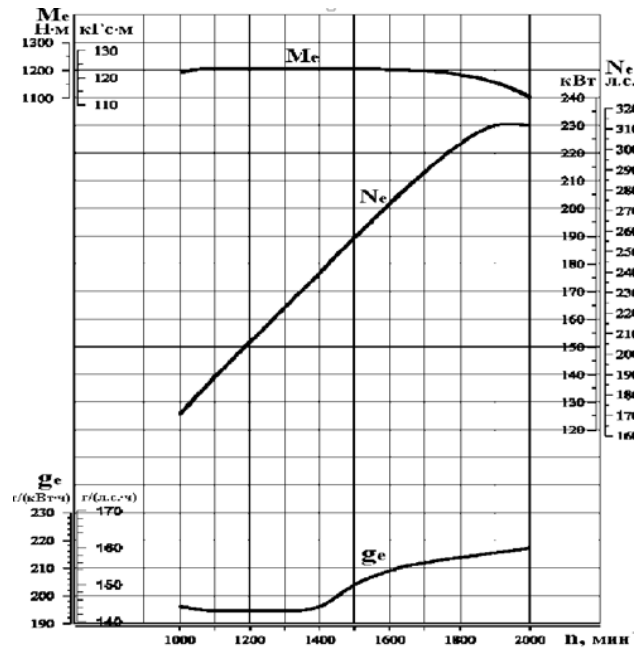


Рис. 2. Эксплуатационная характеристика двигателя ЯМЗ-6502.10

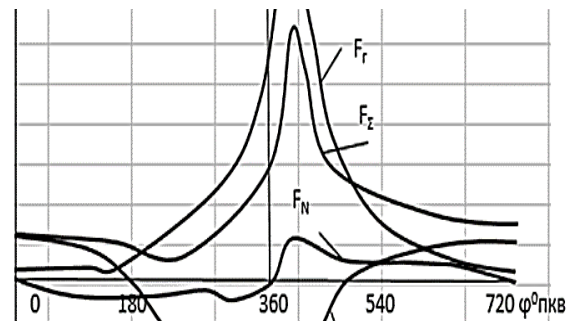


Рис. 3. Силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме в режиме максимального вращающего момента

Необходимо учитывать и такой неблагоприятный фактор для сопряжения поршень-цилиндр при действии боковой силы как усиленный износ юбки поршня (рис. 4) с негативными последствиями [4].

Таким образом, конструктивные и технологические особенности поршневых двигателей, применяемых на транспортно-технологических машинах, существенно влияют как на шумовые характеристики транспортного средства, которые являются одним из показателей его экологической безопасности, так и на такой существенный фактор, как надежность энергоустановки.



Рис. 4. Характерный износ юбки поршня от воздействия боковой силы

2. Теоретические исследования

Из практики эксплуатации двигателей транспортно-технологических машин известно, что при повышении частоты вращения, сохранении нагрузки и росте сил инерции суммарная сила на участке перед верхней мертвой точкой становится отрицательной и перекладка поршня исключается. Этот благоприятный фактор учитывают квалифицированные механизаторы и водители строительно-дорожных машин при выполнении соответствующих работ.

В практике проектирования и конструирования поршневых двигателей большой мощности (судовые, стационарные энергоустановки) применяются дезаксиальный (смещенный) кривошипно-шатунный механизм (рис. 5.). В результате смещения оси цилиндра относительно оси коленчатого вала на такте расширения боковая сила F_N уменьшается, а на такте сжатия увеличивается, в результате чего обеспечивается равномерный износ цилиндра. Это происходит вследствие того, что суммарная сила F_{Σ} не проходит через ось коленчатого вала. Таким образом, создается дополнительный вращающий момент, который уменьшает воздействие боковой силы на стенку цилиндра на такте расширения, а на такте сжатия этот момент ока-

зывает обратное действие. Кроме того, необходимо учитывать, что ускорение поршня в дезаксиальном механизме несколько увеличивается по сравнению с ускорением в центральном механизме на величину $e\lambda\sin\varphi$:

$$a_n = r\omega^2(\cos\varphi + \lambda\cos 2\varphi) + e\lambda\sin\varphi, \quad (6)$$

где e - смещение оси поршня относительно оси коленчатого вала (рис.5).

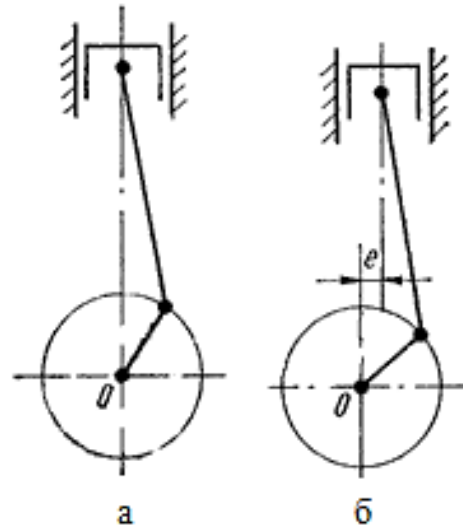


Рис.5. Схемы кривошипно-шатунных механизмов поршневого двигателя: а-центральный; б-дезаксиальный

Для двигателей транспортных машин дезаксиальный кривошипно-шатунный механизм не находит применения, так как эта конструкция приводит к увеличению габаритов энергоустановки.

В целях снижения вибрации двигателя транспортно-технологических машин при его работе предлагается на режиме максимальных нагрузок при незначительной частоте вращения коленчатого вала двигателя, когда сила инерции поступательно движущихся масс кривошипно-шатунного механизма является небольшой, обеспечить отрицательной величину суммарной силы F_{Σ} на такте сжатия, а при прохождении через верхнюю мертвую точку - равной нулю. Для того, чтобы сила давления газов F_g в верхней мертвой точке была равна силе инерции поступательно движущихся масс F_a , необходимо выполнить тюнинг двигателя по изменению фаз газораспределения на такте сжатия, т.е. увеличить угол запаздывания закрытия

впускного клапана. Указанное инженерное решение по изменению фаз газораспределения для конкретного двигателя должно выполняться с учетом специфики выполняемых работ конкретной транспортно-технологической машины и особенностей конструкции соответствующего двигателя. При этом сочетание изменяющего угла запаздывания закрытия впускного клапана и изменения давления наддува воздуха с учетом калибровки электронного блока управления энергоустановки должно обеспечивать сохранение требуемого коэффициента наполнения и, соответственно, вращающего момента двигателя. Таким образом, для этих двигателей требуется соответствующее программное обеспечение микропроцессоров мехатронной системы управления

У современных двигателей в программном обеспечении электронного блока управления предусмотрена система изменения фаз газораспределения (VVT-Variable Valve Timing) [5, 7, 10]. Данная система предназначена для регулирования параметров работы газораспределительного механизма (изменяет моменты открытия и закрытия впускных и выпускных клапанов). Ее применение позволяет повысить мощность, вращающий момент, топливную экономичность, улучшить пусковые свойства двигателя в зимний период, уменьшить выброс токсичных газов. Для двигателей устаревшей конструкции, где нет системы «VVT-Variable Valve Timing», можно воспользоваться установкой соответствующего угла запаздывания закрытия впускного клапана поворотом газораспределительного вала на расчетный угол против исходного. Необходимо иметь в виду, что в поршневых двигателях грузовых автомобилей, особенно бензиновых, для снижения шума от ударов поршня по цилиндру в момент его перекалывания в верхней мертвой точке применялась удлиненная юбка поршня и дезаксаж поршневого пальца. В настоящее время такие конструктивные мероприятия не находят применения, прежде всего, из-за того, что это отрицательно сказывается на уравнивании двигателя в целом. Таким образом, прежде, чем выполнять соответствующие настройки газораспределительного

механизма конкретного двигателя, необходимо оценить его конструктивные особенности и эксплуатационные характеристики, выполнить в полном объеме его динамический расчет с учетом оптимального для данного режима работы транспортно-технологической машины угла запаздывания закрытия впускного клапана.

3. Результаты исследования

В качестве примера проведем расчет требуемого угла запаздывания закрытия впускного клапана для двигателя ЯМЗ-6502.10, наиболее типовой энергоустановки для транспортно-технологических машин. Его эксплуатационная характеристика представлена на рис. 2. Сила инерции поступательно движущихся масс кривошипно-шатунного механизма данного двигателя на режиме максимального вращающего момента при частоте вращения коленчатого вала $n = 1100$ мин⁻¹ определится по формуле (1).

При проведении расчетов суммарная масса поршневой группы и части массы шатунной группы, движущихся поступательно по оси цилиндра, принята равной 3,7 кг, а ускорение поступательно движущихся масс кривошипно-шатунного механизма - 13170 м/с². Сила $F_a = 48731$ Н.

Как отмечалось раньше, чтобы суммарная сила F_{Σ} в верхней мертвой точке на такте сжатия была равна нулю, необходимо обеспечить равенство сил F_a и F_c . В этом случае величина давления газов в конце такта сжатия определится из следующего выражения

$$p_{\Gamma} = \frac{4 \cdot F_{\Gamma}}{\pi \cdot D^2}, \quad (7)$$

где D - диаметр поршня.

Давление газов составит $p_c = 4,1$ МПа.

В общем случае давление газов в конце процесса сжатия рабочего цикла определяется по формуле

$$p_{\Gamma} = p_{\kappa} \varepsilon^{n_1}, \quad (8)$$

где p_{κ} - давление наддува турбокомпрессором на данном режиме (принято $p_{\kappa} = 0,15$ МПа); ε - геометрическая степень сжатия (принято $\varepsilon = 16,4$).

Показатель политропы сжатия n_1 определяется из соотношения:

$$n_1 = 1,41 - 100/n, \quad (9)$$

где n - частота вращения коленчатого вала двигателя на данном режиме ($n = 100 \text{ мин}^{-1}$).

Показатель политропы сжатия составит $n_1 = 1,32$.

По результатам расчета величина давления в конце процесса сжатия на данном режиме: $p_2 = 5,85 \text{ МПа}$. Для того, чтобы получить величину давления газов в конце процесса сжатия равной $4,1 \text{ МПа}$, необходимо воздействовать на величину реальной степени сжатия ε , которая по результатам расчета по формуле (8) должна быть равной $12,5$. Необходимо иметь в виду, что для сохранения требуемой величины вращающего момента на данном режиме, необходимо воздействовать на клапан регулирования давления наддува турбокомпрессора за счет соответствующей «прошивки» электронного блока управления.

Потеря реального рабочего объема цилиндра из-за угла запаздывания закрытия впускного клапана оценивается коэффициентом ψ [6]:

$$\psi = \frac{\Delta V_h}{V_h} = \frac{S'}{S}, \quad (10)$$

где ΔV_h - объем цилиндра, создаваемый поршнем при ходе от нижней мертвой точки до момента закрытия впускного клапана; V_h - рабочий объем цилиндра; S - ход поршня (согласно характеристики двигателя ЯМЗ-6502.10 $S = 0,156 \text{ м}$).

Ход поршня S' , при котором на такте сжатия впускной клапан открыт, определяется соотношением:

$$S' = r \left[(1 - \cos \varphi_2) + \lambda/4 (1 - \cos 2\varphi_2) \right], \quad (11)$$

где φ_2 - угол запаздывания закрытия впускного клапана после нижней мертвой точки.

Для двигателя ЯМЗ-6502.10 величина $\lambda = 0,27$, ход поршня $S = 0,156 \text{ м}$, радиус кривошипа $r = S/2 = 0,078 \text{ м}$. В этом случае реальная степень сжатия двигателя будет определяться зависимостью

$$\varepsilon_p = \varepsilon(1 - \psi) + \psi, \quad (12)$$

где ε - геометрическая степень сжатия (для двигателя ЯМЗ-6502.10 $\varepsilon = 16,4$).

Из этой формулы, принимая $\varepsilon = 16,4$, реальная степень сжатия $\varepsilon_p = 12,5$, а величина коэффициента $\psi = 0,25$.

Из формулы (10) находим величину $S' = 0,039 \text{ м}$. По формуле (11) определяем величину угла запаздывания закрытия впускного клапана, которая будет равна 54° поворота коленчатого вала после нижней мертвой точки (по технической характеристике данного двигателя эта величина составляет 48°). С помощью известных зависимостей, определяющих динамику поршневого двигателя, были определены численные значения (табл. 1) и построены графические зависимости сил F_z, F_a, F_Σ, F_N (рис. 6).

Сопоставляя графики сил на рис.3 и рис. 6, действующих на детали кривошипно-шатунного механизма двигателя ЯМЗ-6502.10, видно, что боковая сила F_N , действующая со стороны поршня на цилиндр в верхней мертвой точки равна нулю в обоих случаях (в базовом варианте и при тюнинге). В первом случае происходит так называемая перекадка поршня: сила F_N меняет знак, что сопровождается биением (рис. 3). Во втором случае сила F_N и на такте сжатия, и на такте расширения сохраняет положительное значение своей величины и биение исключается (рис. 6). Несмотря на рекомендуемые проектные решения по тюнингу данного двигателя, воздействие поршня на цилиндр с левой стороны по ходу вращения коленчатого вала остается и конструктивные меры в сочетании с технологическими мероприятиями по уменьшению износа цилиндропоршневой группы должны быть реализованы. Необходимо особо отметить, что в предлагаемом варианте по изменению угла запаздывания закрытия впускного клапана одновременно требуется корректировать величину давления наддува воздуха во впускном тракте турбокомпрессором, то есть выполнить соответствующую коррекцию программного обеспечения электронного блока управления двигателя.

Кинематические и динамические параметры двигателя ЯМЗ-6502.10 по результатам расчета

ϕ^0 , п.к.в.	a , м/с ²	F_a , Н	F_2 , Н	F_Σ , Н	$tg\beta$	F_N , Н
180	-754,78	28012,3	1781,44	29793,8	0	0
210	-755,84	28051,7	11876,3	39927,9	0,136	1615,172
240	-656,55	24366,9	23752,5	48119,4	0,239	5676,8547
270	-279,16	10360,7	29690,7	40051,4	0,278	8254,0042
300	377,389	-14006	35628,8	21622,6	0,239	8515,282
330	1035	-38412	41566,9	3154,53	0,136	5653,1021
360	1313,11	-48734	48721,8	-11,983	0	0
390	1035	-38412	142515	104103	0,136	19382,064
420	377,389	-14006	118763	104756	0,239	28384,273
450	-279,16	10360,7	95010,1	105371	0,278	26412,813
480	-656,55	24366,9	71257,6	95624,5	0,239	17030,564
510	-755,84	28051,7	47505,1	75556,7	0,136	6460,6882
540	-754,78	28012,3	35628,8	63641,1	0	0

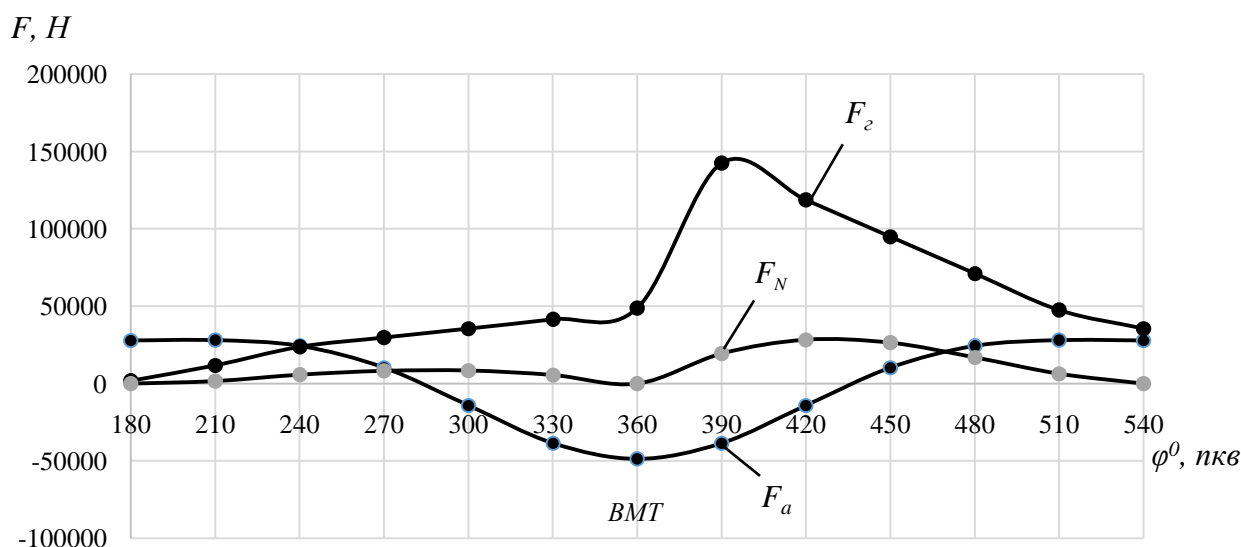


Рис. 6. Силы, действующие в кривошипно-шатунном механизме в режиме максимального вращающего момента с учетом тюнинга двигателя по углу запаздывания закрытия впускного клапана

4. Заключение

Вибрация (биение) поршня в сопряжении с цилиндром в момент прохождения верхней мертвой точки является одним из основных источников шума, сопровождающего работу двигателя транспортно-технологических машин на рабочем режиме под нагрузкой. Шумовая характеристика двигателя одновременно с выбросом токсичных отработавших газов определяет экологические показатели данного транспортного средства, экс-

плуатируемого в населенных пунктах. В существующих и находящихся в эксплуатации поршневых двигателях транспортно-технологических машин предусматриваются ряд конструктивных и технологических мероприятий, уменьшающих негативное воздействие боковой силы F_N в сопряжении поршень-цилиндр. Это прежде всего конструкция и правила установки поршневых колец, износостойкие из специального материала вставки в верхнем поясе цилиндра (гильзы), конструкция верхней головки

поршня. Причем считается, что перекалывание поршня в верхней мертвой точке и соответствующее биение, сопровождающее износ цилиндра и поршня, является объективным фактором. В инструкциях по эксплуатации транспортно-технологических машин указывается о необходимости кратковременности работы двигателя в режиме максимального вращающего момента.

В данной работе выполнены соответствующие расчеты по тюнингу двигателя ЯМЗ-65202.10, имеющего массовое применение в транспортно-технологических машинах, с определением оптимального угла

запаздывания закрытия впускного клапана. Это позволяет исключить такой неблагоприятный фактор воздействия боковой силы в режиме максимального вращающего момента, как биение в сопряжении поршень-цилиндр, сопровождающееся существенным шумом и износом цилиндра-поршневой группы.

В дальнейшем возможна разработка программного комплекса по определению угла запаздывания закрытия впускного клапана для современных двигателей транспортно-технологических машин с учетом снижения вибрации сопряженных деталей.

Список литературы

1. Балакин П.Д., Бельков В.Н. Динамические реакции в связях механического привода поршневых машин // Материалы II Междунар. научно-техн. конф. Омский государственный технический университет. Омск: ОГТУ, 2018. С. 5-8.

2. Кузнецов В.Н., Беляев В.И., Мельников Ф.П. Влияние фаз газораспределения на изменение давления во впускном коллекторе многоцилиндрового двигателя // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. 2014. № 12 (122). С. 137-141.

3. Петров А.П., Казаков Ю.Ф. К вопросу разработки нового типа двигателя внутреннего сгорания // Вестник Чувашской государственной сельскохозяйственной академии. 2018. № 1 (4). С. 93-96.

4. Путинцев С.В., Агеев А.Г. Проверка эффективности применения ребер жесткости юбки поршня малоразмерного дизеля // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 11. С. 35-39.

5. Сазгетдинов К.М., Березовский А.Б., Максимов А.В. Перспективные системы управления газораспределением автомобильных двигателей // В сб.: XXIII Туpoleвские чтения (школа молодых ученых). 2017. С. 240-246.

6. Штайн Г.В., Панфилов А.А. Эксплуатация транспортно-технологических машин в зимних условиях. Тюмень: ТюмГНГУ, 2016. 68с.

7. Штайн Г.В., Панфилов А.А. Меха-

References

1. Balakin P.D., Belkov V.N. Dinamicheskie reaktsii v svyazyakh mekhanicheskogo privoda porshnevykh mashin. *Materialy II Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii, Omsk State Technical University*. Omsk, 2018, pp. 5-8. (In Russian)

2. Kuznetsov V.N., Belyaev V.I., Melnikov F.P. Vliyanie faz gazoraspredeleniya na izmenenie davleniya vo vpusknom kollektore mnogotsilindrovogo dvigatelya. *Vestnik Altayskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta*, 2014, No. 12 (122), pp. 137-141. (In Russian)

3. Petrov A.P., Kazakov Yu.F. K voprosu razrabotki novogo tipa dvigatelya vnutrennego sgoraniya. *Vestnik Chuvashskoy gosudarstvennoy selskokhozyaystvennoy akademii*, 2018, No. 1 (4), pp. 93-96. (In Russian)

4. Putintsev S.V., Ageev A.G. Proverka effektivnosti primeneniya reber zhestkosti yubki porshnya malorazmernogo dizelya. *Traktory i selkhozmasiny*, 2016, No. 11, pp. 35-39. (In Russian)

5. Sazgetdinov K.M., Berezovsky A.B., Maksimov A.V. Perspektivnye sistemy upravleniya gazoraspredeleniem avtomobilnykh dvigateley. *Proceedings of XXIII Tupolevskie chteniya (shkola molodykh uchenykh)*, 2017, pp. 240-246. (In Russian)

6. Shtain G.W., Panfilov A.A. *Ekspluatatsiya transportno-tekhnologicheskikh mashin v zimnikh usloviyakh*. Tyumen, TyumGNGU, 2016. 68 p. (In Russian)

7. Shtain G.W., Panfilov A.A. *Mekhatron-*

тронная система энергетических установок современных автомобилей и транспортно-технологических машин. Тюмень: ТИУ, 2018. 90 с.

8. Эскин М.В. Разработка конструкции приспособления для контроля радиального и торцевого биений деталей типа "поршень" // Новые горизонты: материалы V Междунар. научно-практ. конф. 2018. С. 21-23.

9. Shtain G.V., Panfilov A.A. Experimental and computational research of the multi-cylinder engine crankshaft failure causes // International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development. 2018. № 64. P. 537-548.

10. New HFO Common Rail System for Medium speed Diesel Engines. [Электронный ресурс]. - Режим доступа: <http://docslide.us/documents/man-common-rail-cimac1.html>.

11. Zhang X.M., Wang Y.Q., Fang J. Dynamic Simulation of Crank-Connecting Rod-Piston Mechanism of Internal Combustion Engine Based on Virtual Prototype Technology // Applied Mechanics and Materials. 2012. No. 143-144. P. 433-436.
DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.143-144.433.

naya sistema energeticheskikh ustanovok sovremennykh avtomobiley i transportno-tehnologicheskikh mashin. Tyumen, TIU, 2018. 90 p. (In Russian)

8. Eskin M.V. Razrabotka konstruktssii prispособleniya dlya kontrolya radialnogo i tortsevogo bieniya detaley tipa "porshen". Proceedings of V International conference "Novye gorizonty", 2018, pp. 21-23. (In Russian)

9. Shtain G.V., Panfilov A.A. Experimental and computational research of the multi-cylinder engine crankshaft failure causes. International Journal of Mechanical and Production Engineering Research and Development, 2018, No.64, pp. 537-548.

10. New HFO Common Rail System for Medium speed Diesel Engines. Available at: <http://docslide.us/documents/man-common-rail-cimac1.html>

11. Zhang X.M., Wang Y.Q., Fang J. Dynamic Simulation of Crank-Connecting Rod-Piston Mechanism of Internal Combustion Engine Based on Virtual Prototype Technology. Applied Mechanics and Materials, 2012, No. 143-144, pp. 433-436.

DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.143-144.433. (In English)

УДК (UDC) 656.073.235

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПАКЕТИЗАЦИИ
ТАРНО-УПАКОВОЧНЫХ ГРУЗОВ

RESEARCH PACKAGE EFFICIENCY GENERAL CARGO

Махкамов Н.Я.¹, Илесалиев Д.И.², Мерганов М.М.²
Makhkamov N.Ya.¹, Ilesaliev D.I.², Merganov M.M.²¹ – Военно-технический институт Национальной гвардии Республики Узбекистан (Ташкент, Узбекистан)² – Ташкентский институт инженеров железнодорожного транспорта (Ташкент, Узбекистан)¹ – Military-technical institute of the National Guard of the Republic of Uzbekistan (Tashkent, Uzbekistan)² – Tashkent institute of railway engineering (Tashkent, Uzbekistan)

Аннотация. Основными причинами отставания стран бывшего Советского Союза в области доставки тарно-упаковочных грузов от экономически развитых стран является отсутствие технико-экономических обоснований и конкретных организационных мер по внедрению пакетных перевозок. Оба этих обстоятельства приобретают особый смысл и значение в условиях развивающейся в стране рыночной экономики. Цель статьи – показать, что на доставку тарно-упаковочного груза влияют различные факторы, такие как, размеры транспортных средств, тип транспортной тары, способы укладки грузовых единиц на транспортную тару и другие, которые описаны в статье. В исследовании применены экономические критерии и принципы транспортной логистики и определены области применения транспортной тары для доставки тарно-упаковочных грузов на основе конкретных технико-экономических показателей. В результате исследования определены области применения транспортной тары в зависимости от заданных параметров тарно-упаковочного груза. Показана необходимость полного технико-экономического обоснования пакетных перевозок, расходы по использованию транспортной тары, так же как расход на формирование транспортного пакета, должны быть учтены.

Ключевые слова: параметры груза, упаковка, транспортная тара, размещения, поддон, транспортный пакет, контейнер, условия перевозок.

Дата принятия к публикации: 10.10.2019

Дата публикации: 25.12.2019

Сведения об авторах:

Махкамов Нурмухаммад Янгибаевич – кандидат технических наук, доцент кафедры «Естественные науки», Военно-технический институт На-

Abstract. Numerous studies in the field of packaging of general cargo confirm the effectiveness of the implementation of package transportation, especially in the presence of multiple congestion in the supply chain. However, today it is necessary to supplement the research, taking into account the comparison of the means of packaging, depending on various values of the parameters of the transport packaging. In this regard, the aim of the study is to search for rational shipping containers depending on various parameters that affect the final cost of delivery in supply chains. The main reasons for the backwardness of the countries of the former Soviet Union in the delivery of general cargo from economically developed countries is the lack of feasibility studies and specific organizational measures for the implementation of package transportation. Both of these circumstances acquire special meaning and significance in the conditions of a developing and in our country market economy. The objective of this article was to show that the delivery of general cargo is influenced by various factors, such as the size of vehicles, type of transport packaging, methods of stacking cargo units on transport packaging, etc. which are described in the article. The study applied economic criteria and principles of transport logistics and identified the scope of transport packaging for the delivery of general cargo based on specific technical and economic indicators. As a result of the study, the field of application of transport packaging has been determined depending on the specified parameters of the container-packing cargo. The necessity of a complete feasibility study of package transportation is shown, the costs of using transport packaging, as well as the cost of forming a transportation package, should be taken into account.

Keywords: cargo parameters, packaging, packaging, placement, pallet, transport package, container, transportation conditions.

Date of acceptance for publication: 10.10.2019

Date of publication: 25.12.2019

Authors' information:

Nurmukhammad Ya. Makhkamov – Ph.D. (Eng), associate Professor of Department “Natural Sciences” at Military-technical institute of the National Guard of

циональной гвардии Республики Узбекистан,
e-mail: makhkamov@lenta.ru.

Илесалиев Дауренбек Ихтиярович – кандидат технических наук, доцент кафедры «Транспортная логистика и сервис», Ташкентский институт инженеров железнодорожного транспорта,
e-mail: ilesaliev@mail.ru

Мерганов Аваз Мирсултанович – ассистент кафедры «Экономика и менеджмент», Ташкентский институт инженеров железнодорожного транспорта,
e-mail: meravaz@gmail.com

ORCID: 0000-0003-0859-597X

the Republic of Uzbekistan,
e-mail: makhkamov@lenta.ru

Daurenbek I. Pesaliev – Ph.D. (Eng), associate Professor of Department “Transport logistics and services” at Tashkent institute of railway engineering (Uzbekistan), e-mail: ilesaliev@mail.ru

Avaz M. Merganov – Head of Department of Research and Training of the teaching staff at Tashkent institute of railway engineering (Uzbekistan),
e-mail: meravaz@gmail.com

ORCID: 0000-0003-0859-597X

Благодарности

Исследование выполнено при поддержке Министерства инновационного развития Республики Узбекистан в рамках научного проекта «Разработка методики организации пакетных перевозок тарно-штучных грузов» (проект № ЁБВ-Амех-2018-223).

Acknowledgements

The study was supported by the grant of Ministry of Innovative Development of the Republic of Uzbekistan «Development of a methodology for organizing package transportation of piece cargo» (project No. ЁБВ-Амех-2018-223)

1. Введение

Зачастую (достигает до 55 % от всей перевозки) тарно-упаковочные грузы перевозятся отдельными грузовыми единицами, что обуславливает применение тяжелого ручного труда у всех участников цепи поставок [1-7, 9-17, 19]. Также необходимо отметить, что доставка грузов поштучно приводит к значительным потерям грузов, хищениям, увеличению простоя транспортных средств под погрузочно-разгрузочными операциями, а также потери товарного вида [3, 5].

Многочисленные исследования в области пакетизации тарно-упаковочных грузов подтверждают эффективность внедрения пакетных перевозок, особенно при наличии многократных перегрузок в цепях поставок [1-20].

Однако на сегодняшний день необходимо дополнить исследования с учётом сравнения средств пакетизации в зависимости от различных значений параметров транспортной тары. В связи с этим, целью настоящего исследования является поиск рациональной транспортной тары в зависимости от различных параметров, влияющих на конечную стоимость доставки в цепях поставок.

2. Определение общей стоимости доставки единичного пакета тарно-упаковочного груза

Общие затраты на доставку одного транспортного пакета включают затраты на перевозку, затраты на покупку необходимого количества транспортной тары, затраты на формирования пакета, а также затраты на погрузку в пункте отправления и выгрузку в пункте назначения. Общая стоимость доставки 1 пакета тарно-упаковочного груза может быть определена по следующей формуле (в руб/пакет):

$$c = \frac{1}{N_{\text{пак}}} (C_{\text{тара}} + C_{\text{пак}} + C_{\text{ног}} + C_{\text{пер}} + C_{\text{разг}} + C_{\text{нор}}),$$

где $N_{\text{пак}}$ – количество транспортных пакетов, размещаемых в универсальном контейнере, шт.; $C_{\text{тара}}$ – стоимость транспортной тары, руб.; $C_{\text{пак}}$ – общая стоимость формирования транспортного пакета, руб.; $C_{\text{ног}}$ – стоимость погрузки транспортных пакетов, руб.; $C_{\text{пер}}$ – стоимость перевозки одного контейнера, руб.; $C_{\text{разг}}$ – стоимость разгрузки транспортных пакетов, руб.; $C_{\text{нор}}$ – стоимость возврата порожнего контейнера, руб.

Как излагалось выше, необходимо доставить тарно-упаковочный груз в контейнерах в зависимости от различных параметров. Подобные исследования выполнялись в

Ташкентском институте инженеров железнодорожного транспорта [2, 7, 9-10]. Однако в этих работах не учитывались расстояние, стоимость тары, а также затрата на формирование транспортного пакета в зависимости от количества тарно-упаковочных грузов.

Перед тем, как описать методику исследования, необходимо уточнить, что такое

транспортная тара. Транспортная тара – это вид упаковки для защиты товаров в потребительской таре от внешних воздействий при погрузочно-разгрузочных работах, транспортировке и хранении. Поддоны являются транспортной тарой и бывают в зависимости от конструкции: плоские (рис. 1, а), стоечные (рис. 1, б) и ящичные (рис. 1, в).

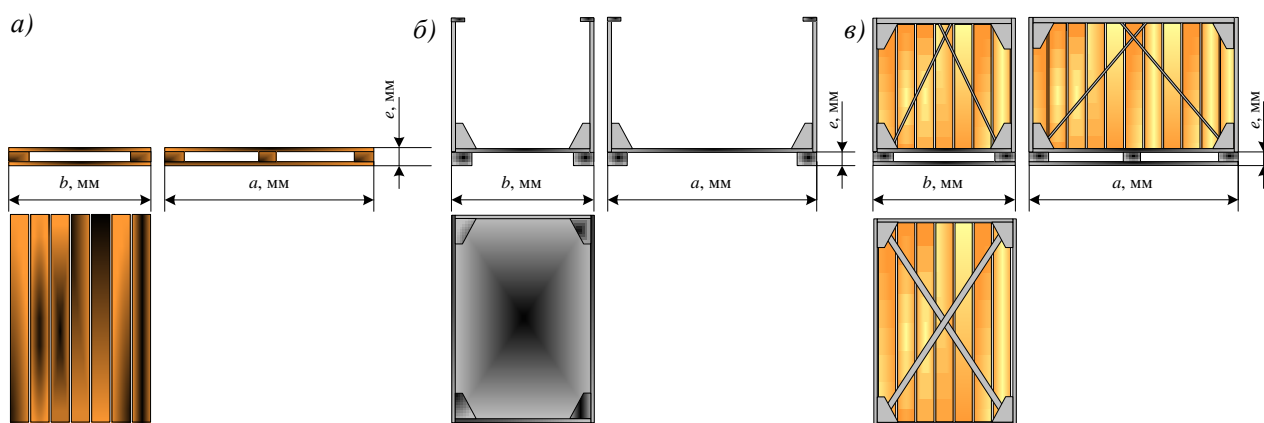


Рис. 1. Поддоны разных конструкций: а - плоские; б - стоечные; в - ящичные
 (a – длина поддона, мм; b – ширина поддона, мм; e – высота окна для ввода грузозахвата, мм)

В данной работе будем сравнивать между собой поддоны плоские и стоечные. Это вызвано тем, что данные типы поддонов наиболее широко используются. Для точности исследования далее приводятся параметры поддонов:

- двухнастильный четырехзаходный плоский деревянный поддон с габаритными размерами 1200×800×150 мм с массой брутто 1 т (поддон 2П4–1,0Д ГОСТ 33757-2016);

- поддон стоечный с четырьмя несъемными стойками и обвязкой с габаритными размерами 1240×840×1150 мм массой брутто 1,25 т (4СО–1240×840×1150: 1,25 ГОСТ 9570-2016); полезные габаритные размеры поддона составляют 1200×800×950.

Стоимость транспортной тары приводится после определения стоимости формирования транспортного пакета, так как для начала необходимо рассчитать количества укладываемых тарно-упаковочных грузов на поддон.

Стоимость формирования транспортного пакета зависит от количества тарно-упаковочных грузов, параметров поддона, а также затрачиваемая трудоемкость в чел.-час на один пакет.

Количества укладываемых тарно-упаковочных грузов можно определить по существующим методикам [2, 9, 10, 13-15]. Число тарно-упаковочных грузов на поддоне R_i для различных способов укладки рассчитывается по приведенным ниже формулам.

В случае, когда длинная сторона тарно-упаковочных грузов укладывается вдоль длины поддона и докладка не производится:

$$R_1 = \varepsilon \left(\frac{a}{\alpha} \right) \cdot \varepsilon \left(\frac{b}{\beta} \right) \cdot \varepsilon \left(\frac{c}{\delta} \right), \quad (1)$$

где a, b, c – параметры транспортного пакета: длина, ширина и высота соответственно, мм; α, β, δ – параметры тарно-упаковочных грузов: длина, ширина и высота соответственно, мм (размеры тарно-упаковочного груза – 400×300×250 мм с массой 20 кг).

В этом случае при использовании плоских поддонов:

$$R_1 = \varepsilon \left(\frac{1200}{400} \right) \cdot \varepsilon \left(\frac{800}{300} \right) \cdot \varepsilon \left(\frac{1650}{250} \right) = 36 \text{ шт.},$$

при использовании стоечных поддонов:

$$R_1 = \varepsilon \left(\frac{1200}{400} \right) \cdot \varepsilon \left(\frac{800}{300} \right) \cdot \varepsilon \left(\frac{950}{250} \right) = 18 \text{ шт.}$$

В случае, когда короткая сторона тарно-упаковочных грузов укладывается вдоль длины поддона и докладка не производится:

$$R_2 = \varepsilon\left(\frac{a}{\beta}\right) \cdot \varepsilon\left(\frac{b}{\alpha}\right) \cdot \varepsilon\left(\frac{c}{\delta}\right), \quad (2)$$

В этом случае при использовании плоских поддонов:

$$R_2 = \varepsilon\left(\frac{1200}{300}\right) \cdot \varepsilon\left(\frac{800}{400}\right) \cdot \varepsilon\left(\frac{1650}{228}\right) = 56 \text{ шт.},$$

при использовании стоечных поддонов:

$$R_2 = \varepsilon\left(\frac{1200}{300}\right) \cdot \varepsilon\left(\frac{800}{400}\right) \cdot \varepsilon\left(\frac{950}{228}\right) = 32 \text{ шт.}$$

После расчёта числа тарно-упаковочных грузов на поддоне для каждого i -го способа выбирается способ укладки, при котором обеспечивается максимальное заполнение транспортного пакета:

$$R_{uc} = \max_{i=1...6} \{R_i\}, \quad (3)$$

Суммарная масса тарно-упаковочных грузов в транспортном пакете с учетом массы поддона определяется по формуле

$$G = R_{uc} \cdot g + g_{nod} \leq q_{nod}, \quad (4)$$

где g – масса тарно-упаковочного груза, кг; g_{nod} – масса поддона, кг; q_{nod} – масса брутто поддона, кг

При использовании плоских поддонов:

$$G = 56 \cdot 20 + 40 = 1160 \leq 1250 \text{ кг.}$$

При использовании стоечных поддонов:

$$G = 32 \cdot 20 + 76 = 716 \leq 1250.$$

Стоимость формирования одного транспортного пакета определяется следующим образом:

$$C_{нак} = \frac{w \cdot 3П \cdot 1,36}{T \cdot t_{см}}, \quad (6)$$

где w – трудоемкость формирования одного транспортного пакета, чел.-час/пак.; 1,36 – коэффициент взносов в пенсионный фонд и фонд социального страхования; T – среднее число рабочих дней в месяце, день/месяц; $t_{см}$ – продолжительность рабочей смены, час/день.

Трудоемкость формирования одного транспортного пакета можно определить по формуле (в чел.-час/пак.):

$$w = \frac{R_i \cdot t_{укл} \cdot n_{зр}}{3600}, \quad (7)$$

где $t_{укл}$ – среднее время укладки одной единицы груза, с; $n_{зр}$ – число грузчиков, укладываемых на поддон, чел.; 3600 – число секунд в 1 час.

При использовании плоских поддонов трудоемкость и стоимость формирования одного транспортного пакета составляют $w = 0,62$ чел.-час/пак., $C_{нак} \approx 81$ руб/пак., а при использовании стоечных поддонов - $w = 0,35$ чел.-час/пак., $C_{нак} \approx 46$ руб/пак.

Как видно, стоимость формирования транспортного пакета, сформированного с помощью стоечного поддона, на 55% ниже, чем при применении плоского поддона. Однако при определении общей стоимости результаты могут быть близкими.

Стоимость тары формируется, исходя из общего количества размещаемых транспортных пакетов в контейнере, которое можно определить по следующей формуле:

$$N_{нак} = \left[\varepsilon\left(\frac{L}{a + \lambda}\right) \cdot n_{ряд} + \varepsilon\left(\frac{L}{b + \lambda}\right) \right] \cdot \varepsilon\left(\frac{H}{C_n}\right), \quad (8)$$

где L – полезная длина контейнера, мм; H – полезная высота контейнера, мм; a – длина транспортного пакета, мм; b – ширина транспортного пакета, мм; C_n – высота транспортного пакета, мм (транспортные пакеты высотой более 1800 мм к погрузке не допускаются согласно ГОСТ 23285-78); λ – условный технологический зазор на возможные неровности прилегающих плоскостей, мм; $n_{ряд}$ – количество укладываемых рядов по длине контейнера ($n_{ряд} = 1$); $\varepsilon(\dots)$ – логическая операция округления результата до целого числа в меньшую сторону.

При использовании плоских поддонов

$$N_{нак} = \left[\varepsilon\left(\frac{5898}{1200 + 40}\right) \cdot 1 \text{ ряд} + \varepsilon\left(\frac{5898}{800 + 40}\right) \right] \cdot \varepsilon\left(\frac{2393}{1800}\right) = 11,$$

при использовании стоечных поддонов

$$N_{нак} = \left[\varepsilon\left(\frac{5898}{1240 + 40}\right) \cdot 1 \text{ ряд} + \varepsilon\left(\frac{5898}{840 + 40}\right) \right] \cdot \varepsilon\left(\frac{2393}{1150}\right) = 20.$$

В табл. 1 приводится сравнение вместимости контейнера с различными параметрами транспортного пакета при условии

$$G \cdot N_{\text{пак}} \leq q_{\text{конт}},$$

где $q_{\text{конт}}$ – масса брутто контейнера.

Таблица 1

Сравнение вместимости контейнера с различными параметрами транспортного пакета

Транспортный пакет, сформированный с помощью поддона	Количество единиц на поддоне, шт.	Масса транспортного пакета, кг	Общее количество единиц в контейнере, шт.	Общая масса транспортной партии, кг
плоский	56	1160	616	12320
стоечный	32	716	640	12800

Таблица 2

Сравнение вместимости контейнера с различными параметрами транспортного пакета

Транспортный пакет, сформированный с помощью поддона	Общее количество транспортных пакетов в одном контейнере, шт.	Стоимость одного поддона, руб.	Общие затраты на поддоны, руб.
плоский	11	350	3850
стоечный	20	1700	34000

Как видно из табл. 1, при использовании стоечных поддонов вместимость тарно-упаковочных грузов в контейнере в какой-то степени больше, а точнее при заданных параметрах груза на 480 грузовых единиц больше.

Результаты сравнение вместимости контейнера с различными параметрами транспортного пакета приведены в табл. 2.

Перегрузка транспортных пакетов может выполняться на складе, на открытой площадке, через крытую перегрузочную рампу, с помощью погрузчика, как показана на рис. 2.

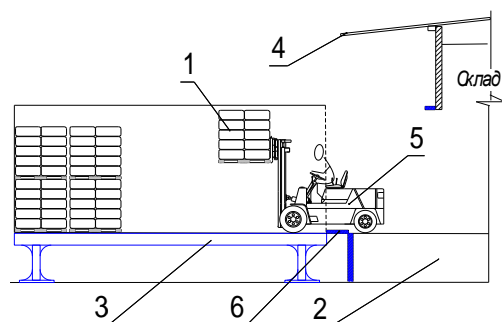


Рис. 2. Технология погрузки или разгрузки транспортных пакетов в контейнер:

- 1 – тарно-упаковочный груз; 2 – грузовая рампа; 3 – опорная рампа для контейнера;
- 4 – навес; 5 – электропогрузчик;
- 6 – перегрузочный мостик.

Определение стоимости погрузочно-разгрузочных работ производилась по методике [12]. Стоимость погрузки (разгрузки) одного плоского или стоечного поддона определяется в зависимости от количества пакетов размещаемых в контейнер и составляет

$$C_{\text{ноз}} = \frac{w_{\text{ноз}} \cdot 3П \cdot 1,36}{T \cdot t_{\text{см}}}, \quad (9)$$

где $w_{\text{ноз}}$ – трудоемкость погрузки или разгрузки одного транспортного пакета, чел.-час/пак.

Трудоемкость погрузки или разгрузки одного транспортного пакета определяется по формуле

$$w = \frac{N_{\text{пак}} \cdot t_{\text{неп}} \cdot n_{\text{зп}}}{3600}, \quad (10)$$

где $t_{\text{неп}}$ – среднее время перегрузки одного транспортного пакета, с; $n_{\text{зп}}$ – число водителей вилочного погрузчика, чел.; 3600 – число секунд в 1 час.

При использовании плоских поддонов трудоемкость и стоимость формирования одного транспортного пакета составляют $w = 0,55$ чел.-час/пак., $C_{\text{пак}} \approx 90$ руб/пак., а при использовании стоечных поддонов - $w = 1,0$ чел.-час/пак., $C_{\text{пак}} \approx 165$ руб/пак.

При определении общей стоимости доставки грузов в контейнере расходы на погрузку и на выгрузку грузов удваивались.

Стоимость транспортировки одного стандартного поддона или ящичного поддона определяется в зависимости от стоимости транспортировки контейнера и количества транспортных пакетов в одном контейнере, а также в зависимости от расстояния перевозки. Стоимость перевозки рассчитывалась по Прейскуранту 10-01 (Тарифное руководство № 1, часть II) с коэффициентом индексации

4,237, как было установлено 30.10.2018 г. (Приказ Федеральной антимонопольной службы), по схеме 93 – плата за перевозку грузов в универсальных собственных (арендованных) контейнерах (за один контейнер). Возврат порожних универсальных контейнеров в собственных (арендованных) вагонах рассчитывался по п. 2.11.17 Прейскуранта 10-01 (Тарифное руководство № 1, часть II) с коэффициентом 0,6. Результаты расчетов стоимости перевозки 1 транспортного пакета показаны в табл. 3.

Таблица 3

Стоимость перевозки транспортного пакета сформированного с помощью одного плоского и стоечного поддона

Расстояние перевозки, км	Стоимость транспортировки контейнера с учетом возврата, руб.	Количество в одном контейнере		Стоимость транспортировки, руб.	
		плоский поддон	стоечный поддон	1 плоского поддона	1 стоечного поддона
241 ... 260	20523,4	11	20	1865,8	1026,2
481 ... 510	25807,1	11	20	2346,1	1290,4
721 ... 760	31042,6	11	20	2822,1	1552,1
961 ... 1000	37941,1	11	20	3449,2	1897,1
1451 ... 1500	45469,5	11	20	4133,6	2273,5
1901 ... 2000	54246,5	11	20	4931,5	2712,3

Из табл. 3 видно, что с увеличением расстояния перевозок стоимость перевозки увеличивается. Это вполне понятно и не требует дополнительных пояснений.

3. Обсуждение результатов

Общие затраты на доставку транспортного пакета контейнерами, сформированными с помощью плоского или стоечного поддона, включают затраты на перевозку, стоимость самой транспортной тары, формирования пакета и затраты на погрузку в пункте отправления и выгрузку в пункте назначения. Результаты расчетов приведены в табл. 4.

Из табл. 4 видно, при коротких перевозках общая стоимость доставки 1 транспортного пакета, сформированного с помощью плоского поддона, дешевле, чем при применении стоечных поддонов. Это наглядно показано и на графиках рис. 3, построенных на основании данных табл. 4.

Таким образом, по графикам, приведенным на рис. 3, видно, что при расстоянии перевозки до 999 км наиболее предпочтительным видом транспортной тары является плоский поддон. Применение стоечных поддонов целесообразно при перевозке на расстояние свыше 1000 км.

Таблица 4

Общие затраты на транспортировку одного плоского и стоечного поддона

Транспортный пакет, сформированный с помощью поддона	Логистические операции	Расстояние перевозки, км.					
		241 ... 260	481 ... 510	721 ... 760	961 ... 1000	1451 ... 1500	1901 ... 2000
Плоский	Стоимость транспортировки 1 пакета, руб.	1865,8	2346,1	2822,1	3449,2	4133,6	4931,5
	Стоимость 1 тары, руб.	350	350	350	350	350	350
	Стоимость формирования 1 пакета, руб.	81	81	81	81	81	81
	Стоимость погрузки и выгрузки 1 пакета, руб.	90	90	90	90	90	90
	Общие затраты на транспортировку 1 пакета, руб.	2386,8	2867,1	3343,1	3970,2	4654,6	5452,5
Стойный	Стоимость транспортировки 1 пакета, руб.	1026,2	1290,4	1552,1	1897,1	2273,5	2712,3
	Стоимость 1 тары, руб.	1700	1700	1700	1700	1700	1700
	Стоимость формирования 1 пакета, руб.	46	46	46	46	46	46
	Стоимость погрузки и выгрузки 1 пакета, руб.	165	165	165	165	165	165
	Общие затраты на транспортировку 1 пакета, руб.	2937,2	3201,4	3463,1	3808,1	4184,5	4623,3

4. Заключение

В проведенных исследованиях учитывались затраты на транспортную тару, поскольку в большинстве исследований предполагают, что транспортная тара является многооборотной и принадлежит другой компании (транспортному или экспедиторскому предприятию). В связи с этим при выполнении данного исследования были учтены затраты по использованию транспортной тары.

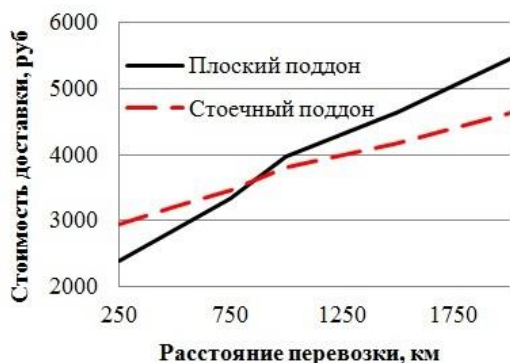


Рис. 3. Стоимость доставки 1 транспортного пакета груза в зависимости от расстояния перевозок

Список литературы

1. Барсук И.В. Стандартизация тары и алгоритм укладки посылок в контейнер при кратной высоте посылок // Т-СОММ: Телекоммуникация и транспорт. 2013. Т.7. №10. С. 14-16.
2. Илесалиев Д.И. Анализ влияния транспортной тары на условия перевозок // Транспорт Азиатско-Тихоокеанского региона. 2017. Вып. 1. № 10. С.9-13.
3. Илесалиев Д.И., Коровяковский Е.К. Анализ существующих методов перегрузки тарно-штучных грузов на железнодорожном транспорте // Современные проблемы транспортного комплекса России. 2015. Вып. 1. № 6. С. 38-42.
4. Илесалиев Д.И. К обоснованию параметров вместимости крытого склада штучных грузов // Credo Experto: транспорт, общество, образование, язык. 2017. № 4. С. 70-79.
5. Илесалиев Д.И. Обоснование метода переработки тарно-штучных грузов на переvalочных складах в цепях поставок: автореф. канд. техн. наук. СПб, 2016. 16 с.
6. Илесалиев Д.И., Коровяковский Е.К., Маликов О.Б. Перевозка экспортно-импортных грузов в Республике Узбекистан // Известия Петербургского университета путей сообщения. 2014. № 3 (39). С. 11-17.
7. Илесалиев Д.И. Рациональное использование грузоподъёмности и вместимости крытых вагонов при перевозке тарно-упаковочных грузов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2018. № 2. С. 107-113.
8. Илесалиев Д.И. Рекомендации по организации и управлению складом от А до Z // Логистика. 2018. Вып. 1. № 134. С. 18-20.
9. Илесалиев Д.И. Увеличение массы партии грузов за счёт рационального выбора транспортной тары // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2018. № 1. С. 97-104.
10. Коровяковский Е.К., Илесалиев Д.И. К исследованию вопроса выбора параметров транспортных пакетов при перевозке плодоовощной продукции // Современные проблемы транспортного комплекса Рос-

References

1. Barsuk I.V. Standartizatsiya tary i algoritm ukladki posylok v konteyner pri kratnoy vysote posylok. *T-SOMM: Telekommunikatsiya i transport*, 2013, Vol. 7, No. 10, pp. 14-16. (In Russian)
2. Ilesaliev D.I. Analiz vliyaniya transportnoy tary na usloviya perevozok. *Transport Aziatsko-Tihookeanskogo regiona*. 2017, Vol. 1, No. 10, pp. 9-13. (In Russian)
3. Ilesaliev D.I., Korovyakovskiy E.K. Analiz sushchestvuyushchih metodov peregruzki tarно-shtuchnyh грузов na zheleznodorozhnom transporte. *Sovremennye problemy transportnogo kompleksa Rossii*. 2015, Vol. 1, No. 6, pp. 38-42. (In Russian)
4. Ilesaliev D.I. K obosnovaniyu parametrov vmestimosti krytogo sklada shtuchnyh грузов. *Credo Experto: transport, obshchestvo, obrazovanie, yazyk*. 2017, No. 4. pp. 70-79. (In Russian)
5. Ilesaliev D.I. Obosnovanie metoda pererabotki tarно-shtuchnyh грузов na perevalochnyh skladah v tsepyah postavok. Diss. Cand. Sci. (Engineering). SPb, 2016, 150 p. (In Russian)
6. Ilesaliev D.I., Korovyakovskiy E.K., Malikov O.B. Perevozka eksportno-importnyh грузов v Respublike Uzbekistan. *Izvestiya Peterburgskogo universiteta putey soobshcheniya*, 2014, No. 3 (39), pp. 11-17. (In Russian)
7. Ilesaliev D.I. Ratsionalnoe ispolzovanie gruzopodyomnosti i vmestimosti krytyh vagonov pri perevozke tarно-upakovochnyh грузов. *Nauchno-tehnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2018, No. 2, pp. 107-113. (In Russian)
8. Ilesaliev D.I. Rekomendatsii po organizatsii i upravleniyu skladom ot A do Z. *Logistika*. 2018, Vol. 1, No. 134, pp. 18-20. (In Russian)
9. Ilesaliev D.I. Uvelichenie massy partii грузов za schyet ratsionalnogo vybora transportnoy tary. *Nauchno-tehnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*. 2018, No. 1. pp. 97-104. (In Russian)
10. Korovyakovskiy E.K., Ilesaliev D.I. K

сии. 2017. Т. 7. № 1. С. 4-12.

11. Курилов Е.Г., Маликов О.Б., Илесалиев Д.И. Некоторые вопросы экономической эффективности перевозки сыпучих грузов в контейнерах // Известия Петербургского университета путей сообщения. 2016. Т. 13. Вып. 4. № 49. С. 53-58.

12. Маликов О.Б., Коровяковский Е.К., Илесалиев Д.И. Логистика пакетных перевозок штучных грузов // Известия Петербургского университета путей сообщения. 2014. № 4 (41). С. 51-57.

13. Маликов О.Б. Развития пакетных перевозок на поддонах // Технические науки: теория и практика. Сб. материалов междунар. научн. конф., Москва, 26-28 июня 2014 г. М.: Международный центр научно-исследовательских проектов, 2014. С. 79-86.

14. Мерганов А.М. Меметод укрупнения грузовых транспортных единиц. Часть II // Colloquium-journal. 2019. Вып. 6. № 30. С. 33-37.

15. Мерганов А.М. Метод укрупнения грузовых транспортных единиц. Часть I // Colloquium-journal. 2019. Вып. 6. № 30. С. 27-33.

16. Островский А.М., Бондаренко Е.М., Бондаренко Е.В. Факторы, влияющие на выбор способа перевозки груза // Новая наука: от идеи к результату. 2016. № 11-2. С. 134-137.

17. Сухова И.А., Красникова Д.А. Пакетирование как фактор повышения качества транспортировки скоропортящихся грузов // Научная мысль. 2015. № 2. С. 39-41.

18. Тиверовский В.И. Инновации в логистике за рубежом // Вестник транспорта. 2011. № 10. С. 33-38.

19. Фирсова С.Ю., Куликов А.В. Снижение транспортных затрат за счёт выбора оптимального типа поддона при перевозке строительных грузов // Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт. 2013. Т. 6. № 10 (113). С. 86-88.

20. Фирсова С.Ю., Куликова А.В., Советбеков Б.С. Технология выбора оптимального типа подвижного состава при перевозке плодово-овощной продукции от мест сбора на перерабатывающее предприятия // Вестник Кыргызско-Российского

issledovaniyu voprosa vybora parametrov transportnykh paketov pri perevozke plodoo-voshchnoy produktsii. *Sovremennye problemy transportnogo kompleksa Rossii*. 2017, Vol. 7, No. 1, pp. 4-12. (In Russian)

11. Kurilov E.G., Malikov O.B., Ilesaliev D.I. Nekotorye voprosy ekonomicheskoy effektivnosti perevozki sypuchih грузов v konteynerah. *Izvestiya Peterburgskogo universiteta putey soobshcheniya*. 2016, T. 13, – Vol. 4, No. 49, pp. 53-58. (In Russian)

12. Malikov O.B., Korovyakovskiy E.K., Ilesaliev D.I. Logistika paketnykh перевозок штучных грузов. *Izvestiya Peterburgskogo universiteta putey soobshcheniya*. 2014, No. 4 (41), pp. 51-57. (In Russian)

13. Malikov O.B. Razvitiya paketnykh перевозок na poddonah. *Tekhnicheskie nauki: teoriya i praktika. Sbornik materialov mezhdunarodnoy nauchnoy konferentsii* [Mezhdunarodnyu tsentr nauchno-issledovatel'skih projektov], Moskva, 2014, pp. 79-86. (In Russian)

14. Merganov A.M. Metod ukрупneniya грузовых транспортных единиц. Chast II. *Colloquium-journal*. 2019, Vol. 6, No. 30. pp. 33-37. (In Russian)

15. Merganov A.M. Metod ukрупneniya грузовых транспортных единиц. Chast I. *Colloquium-journal*. 2019, Vol. 6, No. 30, pp. 27-33. (In Russian)

16. Ostrovskiy A.M., Bondarenko E.M., Bondarenko E.V. Faktory, vliyayushchie na vybor sposoba perevozki груза. *Novaya nauka: ot idei k rezultatu*. 2016, No. 11-2, pp. 134-137. (In Russian)

17. Suhova I.A., Krasnikova D.A. Paketirovanie kak faktor povysheniya kachestva transportirovki skoroportyashchihsya грузов. *Nauchnaya mysl*. 2015, No. 2, pp. 39-41. (In Russian)

18. Tiverovskiy V.I. Innovatsii v logistike za rubezhom, *Vestnik transporta*. 2011, No. 10, pp. 33-38. (In Russian)

19. Firsova S.Ju., Kulikova A.V. Snizhenie транспортных затрат за schyot vybora optimalnogo tipa poddona pri perevozke stroitelnykh грузов. *Energo- i resursosberezhenie: pro-*

Славянского университета. 2014. Т. 14. № 12. С. 199-201.

† *myshlennost i transport.* 2013, Vol. 6, No. 10
† (113), pp. 86-88. (In Russian)

†
† 20. Firsova S.Yu., Kulikov A.V., Sovetbe-
† kov B.S. Tehnologiya vybora optimalnogo tipa
† podvizhnogo sostava pri perezovke plodovo-
† ovoshchnoy produktsii ot mest sbora na pere-
† rabatyvayushchee predpriyatiya. *Vestnik Kyr-*
† *gyzsko-Rossiyskogo Slavyanskogo universiteta.*
† 2014, Vol. 14, No. 12, pp. 199-201. (In Rus-
† sian)
†

Сетевое издание
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ВЕСТНИК
Брянского государственного университета

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ /
ХИМИЧЕСКИЕ НАУКИ / НАУКИ О ЗЕМЛЕ

Учредитель и издатель:

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского».

**Свидетельство о регистрации средства массовой информации
выдано Федеральной службой по надзору
в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций
Эл № ФС77-62798 от 18 августа 2015 г.**

Главный редактор сетевого издания:

доктор технических наук, профессор
А.В. Лагерев

Адрес учредителя:

ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет
имени академика И.Г. Петровского»
241036, Россия, Брянск, ул. Бежицкая, д. 14

Адрес редакции и издателя:

РИО ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет
имени академика И.Г. Петровского»
241036, Россия, Брянск, ул. Бежицкая, д. 20

Дата размещения сетевого издания в сети Интернет
на официальном сайте <http://www.ntv-brgu.ru> 25.12.2019 г.