



Научно-технический вестник

БРЯНСКОГО
ГОСУДАРСТВЕННОГО
УНИВЕРСИТЕТА

*Nauchno-Tekhnicheskiiy Vestnik
Bryanskogo Gosudarstvennogo
Universiteta*

Б Р Я Н С К

2020(1)

ISSN 2413-9920

**Научно-технический
ВЕСТНИК
Брянского
государственного
университета**

**№ 1
2020**

Технические науки

Nauchno-tekhnicheskij
VESTNIK
Bryanskogo
gosudarstvennogo
universiteta

Scientific and Technical Journal of
Bryansk State University

№ 1
2020

Engineering Science

ББК 74.580.4

Н-34

Научно-технический вестник Брянского государственного университета. № 1 (2020). Брянск: РИСО БГУ, 2020. – Точка доступа: <http://ntv-brgu.ru>
Размещено на официальном сайте журнала: 25.03.2020

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, 2020
© 2020 Nauchno-tekhnicheskij 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)

Абрамов А.Д., Ижбулдин Е.А. (Новосибирск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-09-16

Исследования процесса соединения строительной арматуры ручными ударными машинами 9

Батизи В.М., Лихачёв Д.С. (Москва, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-17-26

Исследование способов оптимизации конструкции кузова автомобиля для улучшения виброакустических характеристик транспортного средства 17

Воскресенский Г.Г., Иванченко С.Н. (Хабаровск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-27-33

Исследование процесса разгерметизации нагнетательного трубопровода гидросистемы 27

Зорин В.А., Ростамиян М. (Москва, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-34-41

Оценка рисков легковых автомобилей с учётом условий эксплуатации 34

Копылов А.З., Лавров В.Ю., Лычагин Ю.В., Осипов В.И.

(Санкт-Петербург, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-42-52

Применение программы Mechanic при определении основных параметров электромеханического привода подъемной платформы 42

Короткий А.А., Фетюхина О.Н., Колганова Т.С., Панфилов А.В., Егельский В.В.

(Ростов-на-Дону, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-53-61

Применение контейнера-трансформера «SmartBox» для перевозки растительного масла наливом 53

Корытов М. С., Щербаков В. С., Почекуева И. Е. (Омск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-62-72

Сравнительный анализ пружинных механизмов виброзащитных кресел дорожно-строительных машин 62

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-73-92

Работа гидроприводов с частотно-дрессельным регулированием мобильных канатных комплексов при последовательной установке дресселей 73

Мазур В.В. (Братск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-93-108

Моделирование и расчёт безвоздушных шин из эластичных полиуретанов 93

Петракова Е. А., Самойлова А.С. (Москва, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-109-119

Применение технологии iLogic в Autodesk Inventor для создания параметрической 3D-модели зубчатого колеса и проведения исследований 109

Степченко Т.А., Бабич О.В. (Брянск, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-120-135

Результаты научных исследований Брянского государственного университета в 2019 году в сфере транспортно-логистических технологий и машин для урбанизированной среды 120

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-136-143

Компьютерное моделирование режимов движения мобильной транспортно-технологической машины 136

Фомин К.В. (Тверь, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-144-152

К оценке спектральной плотности момента сопротивления на рабочем органе дорожной фрезы на стадии проектирования 144

Богданов Е.Н., Полянин И.А., Егоров А.В., Багаутдинов И.Н.

(Йошкар-Ола, Российская Федерация)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-153-160

Совершенствование движения рабочего органа валочно-пакетирующей машины ЛП-19 153

НАУКИ О ЗЕМЛЕ

Мамарозиков У.Д. (Ташкент, Узбекистан)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-161-183

Петрология и минералого-геохимическая оценка перспектив рудоносности ультрабазитов и базитов Тескудук-Ченгельдинского массива (Тамдытау, Западный Тянь-Шань) 161

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)

- Abramov A.D., Izhibuldin E.A. (Novosibirsk, Russian Federation)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-09-16
Research process of connecting building reinforcement by hand operated percussion machines 9
- Batizi V.M., Likhachev D.S. (Moscow, Russian Federation)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-17-26
Research methods of car body design optimizing for improving vehicle vibroacoustic performances 17
- Voskresenskij G.G., Ivanchenko S.N. (Khabarovsk, Russian Federation)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-27-33
Investigation of the process of depressurization of the hydraulic discharge pipeline 27
- Zorin V.A, Rostamian M. (Moscow, Russian Federation)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-34-41
Risk assessment of light vehicles taking into account operation conditions 34
- Kopylov A.Z., Lavrov V.Yu., Lychagin Yu.V., Osipov V.I. (Saint-Petersburg, Russian Federation)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-42-52
Application of the Mechanic program in determining the main parameters of the electromechanical drive of the lifting platform 42
- Korotkiy A.A., Fetyukhina O.N., Kolganova T.S., Panfilov A.V., Egelsky V.V.*
(Rostov-on-Don, Russian Federation)
DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-53-61
Application of container-transformer "SmartBox" for transportation of liquid vegetable oil 53
- Korytov M.S., Sherbakov V.S., Pohekueva I.E. (Omsk, Russian Federation)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-0162-72
Comparative analysis of spring mechanisms of vibroprotective chairs of road construction machines 62
- Lagerev A.V., Tarichko V.I., Lagerev I.A. (Bryansk, Russian Federation)*
DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-73-92
The operation of hydraulic drives with frequency-throttle regulation for mobile rope complexes with the consistent installation of throttles 73

Mazur V.V. (Bratsk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-??-??

Modeling and calculation of airless tires from elastic polyurethanes 93

Petrakova E.A., Samoiloa A.S. (Moscow, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-109-119

Application of iLogic technology in Autodesk Inventor to create parametric 3D-model of a gear wheel and conduct research 109

Stepchenko T.A., Babich O.V. (Bryansk, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-120-135

The results of scientific research of the Bryansk State University in 2019 in the field of transport and logistics technologies and machines for the urban environment 120

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

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-136-143

Motion modes simulation of a mobile transport and technological machine 136

Fomin K.V. (Tver, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-144-152

To estimate the power spectral density of the moment on the milling drum of the road mill at the design stage 144

Bogdanov E.N. , Polyanin I.A. , Egorov A.V., Bagautdinov I.N.

(Yoshkar-Ola, Russian Federation)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-153-160

A movement improvement of the working body of the felling and bulking LP-19 machine 153

EARTH SCIENCE

Mamarozikov U.D. (Tashkent, Uzbekistan)

DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-01-161-183

Petrology and mineralogical-geochemical estimation of prospects of ore-bearing of ultrabazites and basites of the Tescudukcengeldi massif (Tamdytau, Western Tien Shan) 161

УДК (UDC) 621.7.075

ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА СОЕДИНЕНИЯ СТРОИТЕЛЬНОЙ АРМАТУРЫ
РУЧНЫМИ УДАРНЫМИ МАШИНАМИRESEARCH PROCESS OF CONNECTING BUILDING REINFORCEMENT BY HAND
OPERATED PERCUSSION MACHINESАбрамов А.Д., Ижбулдин Е.А..
Abramov A.D., Izhbuldin E.A..Сибирский государственный университет путей сообщения (Новосибирск, Россия)
Siberian transport university (Novosibirsk, Russian Federation)

Аннотация. В статье обосновывается применение ручных ударных машин с линейным электромагнитным приводом для соединения строительной арматуры в стальных цилиндрических втулках. Произведен выбор наиболее подходящей энергии удара для соединения арматуры диаметром 10...14 мм как наиболее часто используемой в плитах перекрытия и фундаментах зданий. Сравнив усилие на разрыв обжимного и сварного соединения, установлено, что качество таких соединений сопоставимо. С помощью модели системы «оператор – машина – обрабатываемое изделие» выявлены наиболее виброопасные фазы рабочего цикла ударной машины, а с помощью модели машины как колебательной системы установлены частоты, в которых необходимо производить замеры виброускорения. Экспериментально установлено, что уровень вибронгрузки при опрессовке арматуры находится в пределах допустимых значений, однако существует необходимость снижения вибронгрузки на корпус устройства. Результаты исследования показывают, что с помощью ручных ударных машин с энергией удара 50 Дж возможно соединять строительную арматуру диаметром 10...14 мм. При этом необходимо усовершенствование конструкции известных машин для обеспечения вибробезопасности.

Ключевые слова: соединение арматуры, ручные ударные машины, вибробезопасность инструмента, ударные технологии.

Дата принятия к публикации: 23.12.2019
Дата публикации: 25.03.2020

Сведения об авторах:

Абрамов Андрей Дмитриевич – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Технология транспортного машиностроения и эксплуатации машин», проректор по научной работе Сибирского государственного университета путей сообщения, e-mail: abramov@stu.ru.

Abstract. This article justifies the use of hand operated percussion machines with a linear electromagnetic drive for connecting building reinforcement in steel cylindrical bushings. The most suitable percussion energy was selected for connecting reinforcement with a diameter of 10-14 mm, which is most often used in floor slabs and building foundations. Having compared the crimp and welded joint tensile strength, it was found that the quality of such joints is comparable. With the help of the “operator - machine - workpiece” model system, the most vibrational phases of the shock cycle of the percussion machine were identified, and using the machine model as an oscillating system, frequencies were determined at which vibration acceleration measurements should be performed. It has been experimentally established that the level of vibration load during pressing reinforcement is within acceptable values, however, there is a need to reduce vibration load on the device body. The results of the research show that with the help of hand operated percussion machines with a percussion energy of 50 J, it is possible to connect building reinforcement Ø10-14 mm. At the same time, it is necessary to improve the design of known machines to ensure vibration safety.

Keywords: armature connection, hand-held percussion machines, vibration safety of tools, shock technologies.

Date of acceptance for publication: 23.12.2019
Date of publication: 25.03.2020

Authors' information:

Andrey D. Abramov – Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department “Technology of transport engineering and operation of machines”, Vice-Rector for scientific work of Siberian Transport University e-mail: abramov@stu.ru.

Ижбулдин Евгений Александрович – ведущий инженер, преподаватель кафедры «Технология транспортного машиностроения и эксплуатации машин» Сибирского государственного университета путей сообщения, *e-mail: izhbuldinea@mail.ru.*

Evgeniy A. Izhbuldin – Lead Engineer, teacher of the Department “Technology of transport engineering and operation of machines”, Siberian Transport University, *e-mail: izhbuldinea@mail.ru.*

1. Введение

Строительство зданий неразрывно связано с созданием армирующих конструкций. Для увеличения темпов строительства и возможности выполнения работ персоналом с низкой квалификацией широкое распространение за рубежом получили соединения несущей арматуры различными специальными втулками или муфтами. Данный способ соединения особенно удобен при соединении вертикальных стержней арматуры, так как присоединяемый стержень вставляется во втулку, уже опрессованную на конце арматурного монолитного стержня, и может выполняться одним рабочим. В России данная технология широко применяется только в мостостроении при возведении вертикальных и наклонных опор мостов, а в гражданском строительстве, имеющем гораздо большие объемы, пока не нашла применения. По данным проектных организаций г. Новосибирска в железобетонных конструкциях фундаментов и перекрытий наиболее часто применяется стальная арматура с диаметрами 10...16 мм. Соединение стержней происходит, как правило, за счет сварки или вязки внахлест в зависимости от испытываемых конструкций нагрузок. Такие соединения имеют существенные недостатки, связанные либо с высокой трудоемкостью производства работ, либо с низким качеством скрепления.

Соединения арматурных стержней встык с помощью различных муфт лишены данных недостатков. Основными типами таких соединений можно назвать обжимные, резьбовые, болтовые и комбинированные. Резьбовая технология предполагает нарезку на концах соединяемых стержней прямой или конусной резьбы с последующим соединением их с помощью резьбовой втулки. Несмотря на высокую скорость стыковки таким способом, подготовка концов стержней трудозатратна. Болтовые муфты предполагают зажатие обоих концов внутри себя посредством

затяжки болтов, расположенных перпендикулярно стержням. К недостаткам такой технологии можно отнести высокую стоимость муфт. Наиболее технологичным способом стыковки арматуры являются муфты, обжимаемые на концах соединяемых стержней с помощью различных ручных и переносных прессов. Такой метод позволяет получить высокое качество соединения, не требует подготовки концов соединяемых стержней, позволяет изготавливать муфты из отрезков трубы непосредственно в месте проведения работ, может использоваться в бытовом строительстве, поскольку не требует высокой квалификации производящего работу.

2. Материалы и методы

В предыдущих исследованиях [1, 2] было отмечено, что в настоящее время для опрессовки втулок на арматурных стержнях в основном используется гидравлическое прессовое оборудование. Однако с точки зрения реализуемой энергии наиболее предпочтительным для соединения арматуры в условиях строительной площадки, компактности и условий работы являются ручные машины с линейным электромагнитным приводом, оказывающие ударное воздействие на обрабатываемое изделие. Были проведены экспериментальные исследования, позволяющие определить диапазон типоразмеров арматуры и установить энергию единичного удара, необходимую для создания качественного соединения с помощью ручных ударных машин; оценить качество полученного соединения, с точки зрения усилия на разрыв. Выявлены ручные электрические машины, имеющие массу менее 6 кг при энергии единичного удара 40 Дж – опрессователь контактных соединений ОЭМ-1 и 50 Дж – устройство для забивки дюбелей в строительные основания УИМ-03, которые можно рассматриваться как прототип для синтеза машин ударного действия

для соединения арматуры в стальных втулках. Принципиальная конструктивная схема таких машин приведена на рис. 1.

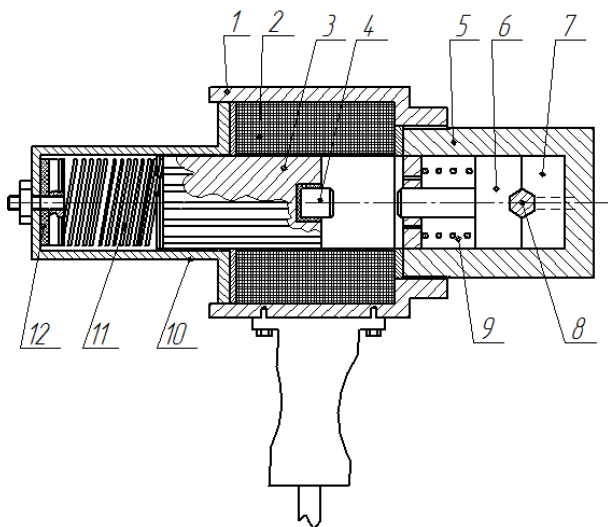


Рис. 1. Схема низкочастотной ручной ударной машины с энергией удара 40-50 Дж: 1 – корпус; 2 – электромагнитная катушка; 3 – боек; 4 – ударник; 5 – матрицедержатель; 6 – пуансон; 7 – матрица; 8 – обрабатываемое изделие; 9 – поджимающая пружина; 10 – корпус возвратного механизма; 11 – возвратная пружина; 12 – вибродемпфер

Ранее было доказано [3, 4], что степень деформации тела за несколько последовательных циклов нагружения можно рассчитать с помощью статической нагрузочной характеристики. Такая характеристика дает возможность определить условную жесткость в пластической зоне деформации C_2 . Для составного тела «строительная арматура 12 мм – стальная цилиндрическая втулка» диаграмма нагружения на лабораторном прессе представлена на рис. 2.

На приведенном графике видно усилие начала процесса деформирования F_T , H , и условная жесткость среды c_2 , полученная путем аппроксимации графиков линией регрессии. Указанные значения можно получить и аналитическим путем:

$$F_T = \frac{\sum F_{Tn}}{n} = 9 \cdot 10^3. \quad (1)$$

Значение коэффициента c_2 определяется с помощью выражения:

$$c_2 = \frac{2T_{y0}}{h_k^2} + \frac{2F_T}{h_k} = \frac{2 \cdot 50}{0,007^2} + \frac{2 \cdot 9 \cdot 10^3}{0,007} = 4,6 \cdot 10^6. \quad (2)$$

Значение энергии единичного удара T_{y0} получено из уравнения осадки образца, предложенного в источниках [5, 6]:

$$h_k = \sqrt{\left(\frac{F_T}{c_2}\right)^2 + \frac{T_{y0}}{c_2} - \frac{F_T}{c_2}}. \quad (3)$$

3. Результаты

Полученные коэффициенты дают возможность расчета зависимости количества ударов от энергии единичного удара, развиваемой машиной. В работах А.Д. Абрамова [7, 8] приведен расчет размерного ряда ударных машин с электромагнитным приводом, показывающий зависимость массы машины от развиваемой ей энергии единичного удара. Сопоставив эти величины, имеется возможность выбора машины с оптимальной энергией единичного удара. Зная частоту ударов, можно сравнить количество выполняемых операций соединения арматуры с помощью сварки за единицу времени с соединением арматуры ударным обжатием. Ниже приведены зависимости массы машины, количества ударов, необходимых для совершения операции, количества операций за единицу времени, от энергии единичного удара. Линия 1 на рис. 3, а обозначает количество ударов, линия 2 – массу ударной машины. На рис. 3, б линия 1 обозначает количество ударов, необходимых для совершения операции, линия 2 – количество соединений в час, получаемых с помощью сварки, линия 3 – количество соединений в час.

Приведенные зависимости дают возможность сделать вывод, что с помощью машин, обладающих энергией единичного удара более 30 Дж и частотой до 2 Гц, можно произвести больше соединений за единицу времени, чем сваркой. Максимальная мощность

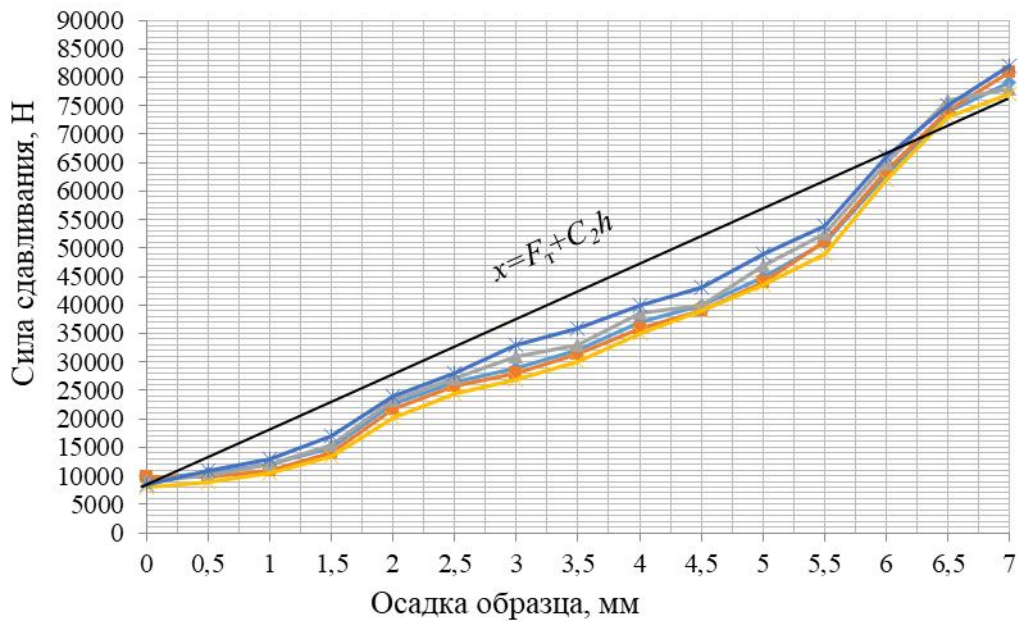


Рис. 2. Статическая нагрузочная характеристика операции опрессовки цилиндрической втулки на арматурном стержне

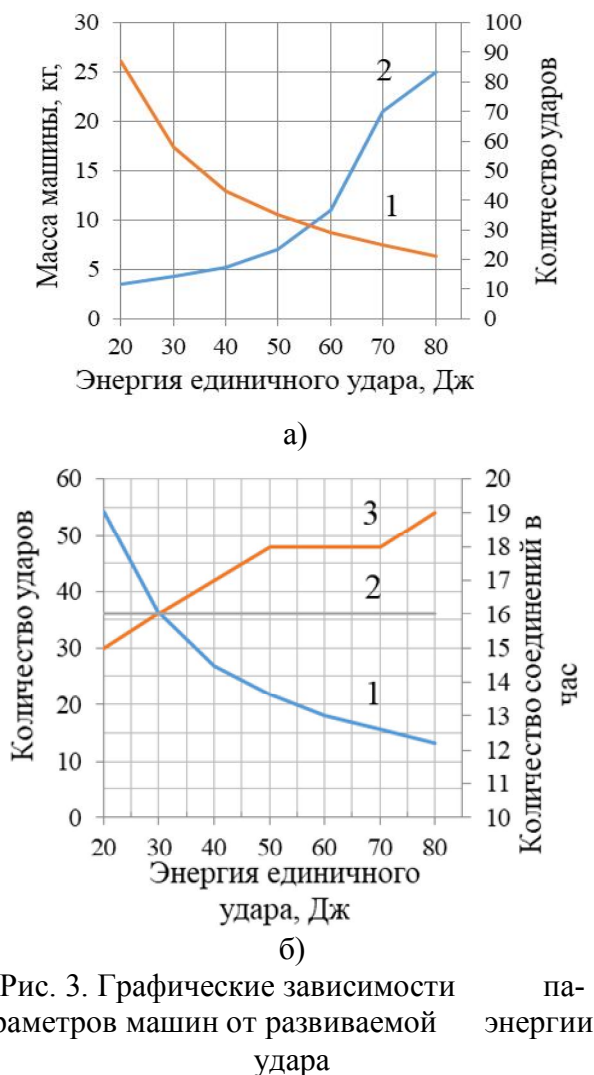


Рис. 3. Графические зависимости параметров машин от развиваемой энергии удара

ударной машины для соединения арматуры, которую можно считать ручной, составляет 55 Дж. Оптимальная ударная мощность составляет 50 Дж, так как дальнейшее увеличение энергии единичного удара на 10% ведет к возрастанию массы устройства более чем в 1,5 раза (с 6 до 10 кг), что подтверждает выводы В.А. Каргина [9] о предельном уровне ударной энергии 50 Дж. Стоит отметить, что при увеличении мощности время операции существенно не снижается. Проведенные опыты показывают, что ручные машины с линейным электромагнитным приводом с энергией единичного удара 50 Дж могут эффективно использоваться для соединения строительной арматуры $\varnothing 10 \dots 14$ мм.

Поскольку рассматриваемая технология предполагает импульсное силовое воздействие инструмента на обрабатываемое изделие, то неизбежна передача ударной и вибрационной нагрузки на корпус самой машины, а, соответственно, и на руки оператора. Для исследования этих процессов была создана модель системы «оператор – машина – обрабатываемое изделие», особенностью которой является рассмотрение рабочего цикла ударной машины в виде 6 фаз. Такими фазами являются:

1. Разгон бойка из состояния равновесия под действием электромагнитной силы.
2. Прямой удар бойка о пуансон.
3. Ударная упругопластическая деформация обрабатываемого изделия, установленного между пуансоном и матрицей.
4. Передача прямого удара от обрабатываемого изделия корпусу машины через контактные соединения матрицы с матрицедержателем и через резьбовое соединение матрицедержателя с корпусом.
5. Обратный разгон бойка с помощью пружины возвратного действия.
6. Обратный удар бойка о корпус через резиновую прокладку.

Установлено, что передача вибрационной нагрузки на корпус машины происходит в фазах 4 и 6 [10]. Расчетная схема такой модели представлена на рис. 4.

Для данных фаз необходимо более подробное исследование характеристик вибрационной нагрузки в соответствии с нормативными значениями, указанными в санитарных нормах [11].

Для оценки вибрации в процессе обработки изделий необходимо определить собственные частоты колебаний, происходящих в фазах 4 и 6 цикла работы ударных машин. На рис. 5 представлена принципиальная схема колебательной системы, в соответствии с которой произведены дальнейшие расчеты.

Для составления дифференциальных уравнений свободных колебаний ручной ударной машины использованы уравнения Лагранжа II рода:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{dq_1} \right) - \frac{dT}{dq_1} + \frac{d\Pi}{dq_1} = 0. \quad (4)$$

Уравнение кинетической энергии системы, элементы которой совершают прямолинейные свободные колебания, выглядит следующим образом:

$$T = \frac{m_1 x_1^2}{2} + \frac{m_2 x_2^2}{2} + \frac{m_3 x_3^2}{2}. \quad (5)$$

Потенциальной энергии:

$$\Pi = \frac{(c_p + c_\delta)(x_1 - x_2)^2}{2} + \frac{(c_n + c_{ou})(x_1 - x_3)^2}{2}. \quad (6)$$

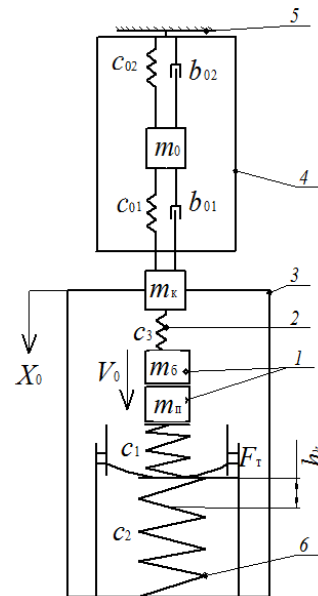


Рис. 4. Модель системы оператор – машина – обрабатываемое изделие:

- 1- ударный узел; 2 – виброизолятор;
- 3 – корпус – рукоятка; 4 – модель руки оператора; 5 – ограничитель; 6 – модель обрабатываемого тела (c_1 – жесткость среды в упругой зоне; F_T – сопротивление среды началу внедрения; c_2 – условная жесткость среды в пластической зоне; V_0 – предударная скорость бойка; h_κ – осадка образца)

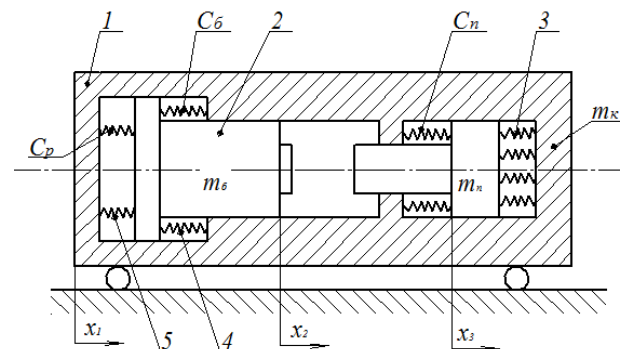


Рис. 5. Принципиальная схема машины как колебательной системы:

- 1- корпус машины; 2- боек; 3 – жесткость обрабатываемой детали C_{ou} ; 4 – пружина системы возврата; 5 - резиновый виброизолятор; C_δ – жесткость возвратной пружины; C_p – жесткость виброизолятора; C_n – жесткость поджимающей пружины; m_κ – масса корпуса; m_n – масса пуансона; m_δ – масса бойка

Координаты x_1, x_2, x_3 отсчитываются от положения равновесия корпуса.

Подставив T и II в уравнение (4), получим дифференциальные уравнения свободных колебаний системы:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + c_2(x_1 - x_2) + c_3(x_1 - x_3) = 0; \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_2(x_1 - x_2) = 0; \\ m_3 \ddot{x}_3 + c_2(x_1 - x_3) = 0. \end{cases} \quad (7)$$

Принято, что упругие элементы в расчетной схеме линейны. В таком случае колебания элементов m_1, m_2, m_3 можно считать гармоническими:

$$x_i = A_i \sin \omega t, \dot{x}_i = A_i \cos \omega t, \ddot{x}_i = -A_i \omega^2 \cos \omega t.$$

$$\begin{cases} -m_1 A_1 \omega^2 + (c_2 + c_3) A_1 - c_2 A_2 - c_3 A_3 = 0; \\ -m_2 A_2 \omega^2 + c_2 A_2 - c_2 A_1 = 0; \\ -m_3 A_3 \omega^2 + c_3 A_3 - c_3 A_1 = 0. \end{cases} \quad (8)$$

$$\begin{vmatrix} (c_2 + c_3 - m_1 \omega^2) & -c_2 & -c_3 \\ c_2 & (c_2 - m_2 \omega^2) & 0 \\ c_3 & 0 & (c_3 - m_3 \omega^2) \end{vmatrix} = 0.$$

$$c_2 = c_p + c_6; \quad c_3 = c_n + c_{ou}, \quad (9)$$

где c_p – жесткость вибродемпфера; c_6 – жесткость пружины возвратного механизма; c_n – сила упругости пуансона; c_{ou} – жесткость обрабатываемого изделия.

Подставив значения условных жесткостей и масс элементов, получим кубическое уравнение вида:

$$(7 \cdot 10^8 - 5\omega^2)(322 \cdot 10^4 - \omega^2)(7 \cdot 10^8 - 0,3\omega^2) = 0. \quad (10)$$

Решением уравнения (10) методом Виета–Кардано получены следующие значения частот: $f_1=278$ Гц, $f_2=1928$ Гц, $f_3=7431$ Гц, уровни виброускорения в которых значительно выше, чем в соседних частотах. Поскольку локальная вибрация нормируется в диапазон частот от 1 до 1000 Гц, экспериментальная проверка уровня виброускорения необходима при частоте 278 Гц.

Для оценки вибрации нормативными документами предусмотрено эквивалентное корректированное виброускорение за рабочую смену $a_{w,8h}$, м/с², которое определяется с помощью выражения:

$$a_{w,8h} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n a_{w,T_i}^2 T_i}{T_0}}, \quad (11)$$

где T_0 – нормативная продолжительность рабочей смены (8 ч); T_i – продолжительность i -го интервала воздействия вибрации, ч; a_{w,T_i} – эквивалентное (среднеквадратичное) значение корректированного виброускорения, измеренное на i -м интервале воздействия вибрации, м/с².

Корпус машины должен удерживаться в руках оператора. С учетом того, что машина оснащена ручкой пистолетной конструкции, стандартом разрешается проверка виброускорения с установкой на корпус только одного датчика – по направлению оси движения бойка.

Был проведен эксперимент, в результате которого получена зависимость виброускорения от времени. На рис. 6 представлены записи восьми последовательных рабочих циклов ударной машины в процессе обжатия стальной втулки на стержне арматуры Ø12 мм. Для исследования использовался датчик «Bruel&Kjaer №4333» и усилитель сигнала «Bruel& Kjaer charge amplifier type 2635». Для получения графического изображения зависимости и обработки данных был применен программный комплекс «ACTest».

Для определения значения эквивалентного корректированного значения виброускорения полученный массив данных был обработан с помощью предусмотренной стандартом частотной коррекции w_h . В результате получено значение $a_{w,8h} = 6,4$ м/с². Нормативом установлено максимальное превышение установленного значения 2 м/с² не более, чем в 4 раза. Исходя из этого, можно сделать вывод, что значения виброускорения исследуемой машины превышают в 3,2 раза нормативное значение. Это свидетельствует о необходимости снижения уровня вибрации, передаваемой на руку оператора, с помощью применения новых конструктивных решений.

4. Обсуждение и заключение

Установлено, что с помощью ручных ударных машин с линейным электромагнитным приводом с энергией единичного удара

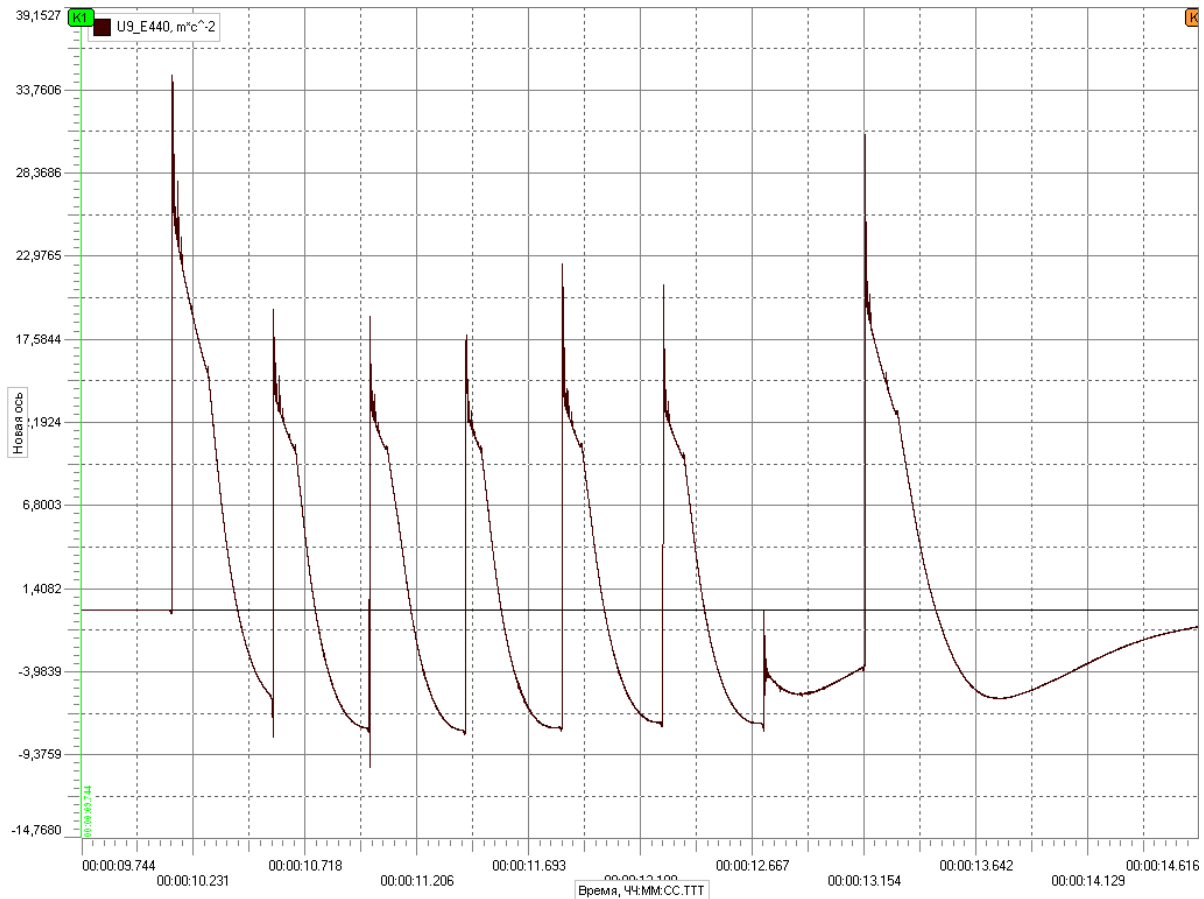


Рис. 6. Зависимость виброускорения от времени в 8 рабочих циклах ударной машины при удерживании машины в руках

50 Дж и частотой ударов до 2 Гц имеется возможность выполнения операции опрессовки строительной арматуры в стальных цилиндрических втулках. Экспериментально подтверждено, что качество такого соединения сопоставимо со сварным соединением, а скорость производства работ возрастает на 12% и, соответственно, снижаются затраты на строительство. При помощи модели системы «оператор – машина – обрабатываемое изделие» найдены наиболее виброопасные фазы цикла работы ударной машины. С помощью математической модели ударной машины как колебательной системы найдена частота 278 Гц, при которой уровень виброускорения

наиболее высок. Эксперимент с проверкой уровня вибронагрузки показывает, что значение эквивалентного скорректированного уровня виброускорения при выполнении обжатия стальной втулки на арматуре $6,4 \text{ м/с}^2$ превышает нормальный уровень 2 м/с^2 и находится в зоне пограничных значений с предельно допустимым превышением в 4 раза. Это обстоятельство свидетельствует о том, что при конструктивной доработке виброизоляции корпуса ручные ударные машины с линейным электромагнитным приводом являются наиболее предпочтительными для соединения строительной арматуры диаметром 10...14 мм.

Список литературы

1. Абрамов А.Д., Ижбулдин Е.А. Выбор технологии и оборудования для соединения строительной арматуры // Строительные и дорожные машины. 2018. №5. С. 43-48.
2. Ижбулдин Е.А. Технология соединения арматуры для транспортного строительства // Транспортные и транспортно-технологические системы: сб. тр. междунар. науч.-практич. конф. Тюмень: ТГИУ, 2017. С. 196-199.
3. Каргин В.А., Кирнарский М.Ш., Никитин Л.В. Деформирование упруго-пластического материала при импульсном нагружении // Вопросы динамики механических систем виброударного действия. 1980. С.37-44.
4. Абрамов А.Д. Синтез ручных форсированных электрических машин ударного действия для строительного-монтажных работ: дис. ... док. технич. наук. Новосибирск, 2012. 298 с.
5. Каргин В.А. Исследование и создание виброударных машин и технологий: дис. док. технич. наук. Новосибирск, 1986. 333 с.
6. Каргин В.А. Выбор оптимальных выходных параметров машин ударного действия // Динамика и прочность судовых машин. Николаев, 2008. С.27-32.
7. Каргин В.А., Абрамов А.Д., Бублик И.Н., Тюнюкова Т.К. Методика расчета параметров привода виброударных машин // Научное обозрение. 2006. №3. С.31.
8. Абрамов А.Д., Манakov А.Л. Виброударные технологии: расширение фронта работ // Мир транспорта. 2006. №2. С.46.
9. Каргин В.А. Рациональный выбор основных параметров опрессовывателей // Вопросы исследования силовых импульсных систем, 1982. С. 89-92.
10. Abramov A., Abramenkov D., Izhbuldin E. Work modeling processes of the hand-held impact machines // Journal of Physics: Conference Series. 2018. Vol. 1050 (1). doi: 10.1088/1742-6596/1050/1/012001
11. СанПиН 2.2.4.3359-16 Санитарно-эпидемиологические требования к физическим факторам на рабочих местах. М.: Стандартинформ, 2016.

References

1. Abramov A.D., Izhbuldin E.A. Choice of Technology and Equipment for connection of Construction Fittings. *Stroitelnye i dorozhnye mashiny*, 2018, No. 5, pp. 43-49. (In Russian)
2. Izhbuldin E.A. Technology connect fittings for vehicle construction. *Proceedings of the Int. Conf. "Transportnye i transportno-technologicheskie sistemy*. Tyumen, April 2017. (In Russian)
3. Kargin V.A., Kirnarskiy M.Sh., Nikitin L.V. Deformation of an elastic-plastic material under pulsed loading. *Voprosy dinamiki mechanicheskikh system vibroudarnogo deystviya*. Novosibirsk, 1980, pp. 37-44. (In Russian)
4. Abramov A.D. Synthesis of manual forced electric shock machines for construction and installation works/ Diss. Doc. Sci. (Engineering). Novosibirsk. 2012. 298 p. (In Russian)
5. Kargin V.A. Research and development of vibro-shock machines and technologies. Diss. Doc. Sci. (Engineering). Novosibirsk. 1986. 333 p. (In Russian)
6. Kargin V.A. Selection of optimal output Parameters of Impact Machines. *Dinamika I prochnost sudovich mashin*, Nikolaev, 2008, pp. 27-32. (In Russian)
7. Kargin V.A., Abramov A.D., Bublik I.N., Tyunyukova T.K. Method for calculating the parameters of the drive of vibro-shock machine. *Nauchnoe obozrenie*, 2006, No. 3, p. 31. (In Russian)
8. Abramov A.D., Manakov A.L. Vibro-shock technology: expanding the front of work. *Mir Transporta*, 2006, No. 2, p. 46. (In Russian)
9. Kargin V.A. Rational choice of the main parameters of crimping machines. *Voprosy issledovaniya silovykh impulsnykh system*, Novosibirsk, 1982, pp. 89-92. (In Russian)
10. Abramov A., Abramenkov D., Izhbuldin E. Work modeling processes of the hand-held impact machines. *Journal of Physics: Conference Series*, 2018, Vol. 1050, No. 1. DOI: 10.1088/1742-6596/1050/1/012001
11. SP 2.2.4.3359-16 *Sanitary and epidemiological requirements for physical factors in the workplace*. Moscow, 2016.

УДК (УДК) 629.3.015.5

ИССЛЕДОВАНИЕ СПОСОБОВ ОПТИМИЗАЦИИ КОНСТРУКЦИИ КУЗОВА
АВТОМОБИЛЯ ДЛЯ УЛУЧШЕНИЯ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК
ТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВАRESEARCH METHODS OF CAR BODY DESIGN OPTIMIZING FOR IMPROVING
VEHICLE VIBROACOUSTIC PERFORMANCESБатизи В.М., Лихачёв Д.С.
Batizi V.M., Likhachev D.S.Центральный научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт «НАМИ» (Москва, Россия)
The Central research and development automobile and engine institute NAMI (Moscow, Russian Federation)

Аннотация. Вибрационные нагрузки оказывают большое влияние на долговечность автомобиля и его комфортабельность. Необходимость в улучшении виброзащитных систем, проведении тестирования автомобиля на шум и вибрации при его движении и разработке новых методов оптимизации колебаний автомобиля в целом является современной и актуальной задачей автомобилестроения. В статье рассмотрены проблемы вибраций и шума, связанные с интеграцией трансмиссии в состав кузова автомобиля, также определены методы повышения виброзащитных свойств автомобиля путем оптимизации жесткостных характеристик кузова транспортного средства. Практическое значение исследования заключается в определении передаточной функции, связывающей между собой крутильные колебания трансмиссии и продольные колебания кузова автомобиля и формировании рекомендаций по снижению вибрационных нагрузок, передаваемых на водителя, что позволит на ранних этапах разработки кузова транспортного средства принять оптимальные технические решения. При помощи системы инженерного анализа или современных методологий, процесс для оптимизации виброакустических характеристик транспортного средства должен основываться на системном подходе и оценивать соответствующий компромисс между высоким уровнем безопасности, снижением массы, обеспечением топливной экономичности автомобиля и такими требованиями заказчика, как управляемость и виброакустический комфорт. В статье на основании анализа литературных источников выявлены виброакустические явления, связанные с различными компонентами и подсистемами трансмиссии. Установлены частотные диапазоны и характер проявляемых шумов. Установлено, что чувствительность к акустическим колебаниям кузова определяется передаточной функцией вибрационных нагрузок и шума от элементов крепления на кузов и органы управления транспортного средства. Одним из ключевых показателей эффективности конструкции кузова автомобиля является ее статическая и динамическая жесткость. Для обеспечения хорошей фильтрации

Abstract. Vibration loads have a great impact on the durability of the car and its comfort. The need to improve vibration protection systems, to conduct vibroacoustic analysis and develop new methods for optimizing vehicle vibrations as a whole is a modern and urgent task for the automotive industry. In the research work, we investigated vibration and noise problems associated with the integration of the transmission of the vehicle body, as defined methods to improve vibration isolation properties of the vehicle by optimizing vehicle body stiffness characteristics. The practical significance of the work is to identify recommendations for reducing the vibration loads transmitted to the driver, which will make it possible to make optimal technical decisions in the early stages of the development of the vehicle body. Using engineering analysis or combined methodologies, the process for optimizing the vibroacoustic characteristics of the vehicle should be based on a systematic approach and evaluate the appropriate compromise between a high level of safety, weight reduction, ensuring vehicle fuel economy and customer requirements such as controllability and vibroacoustic comfort. In the article, based on the analysis of literary sources, vibroacoustic phenomena associated with various transmission components and subsystems are identified. The frequency ranges and the nature of the displayed noise are established. It is established that the sensitivity to acoustic oscillations of the body is determined by the transfer function of vibration loads and noise from fastening elements (for example, axle bearings, transmission supports) to the body and vehicle control elements. One of the key performance indicators of a car body structure is its static and dynamic stiffness. To ensure good filtering of the vibration load, the local dynamic stiffness of the body in the installation zones must be several times higher than the corresponding rubber stiffness, and the natural frequencies of torsional vibrations of the body should not coincide with the natural frequencies of the unsprung mass and the frequency of the engine idle.

вибрационной нагрузки локальная динамическая жесткость кузова в зонах установки должна быть в несколько раз выше соответствующей жесткости резиновых опор, при этом собственные частоты крутильных колебаний кузова не должны совпадать с собственными частотами неподрессоренной массы и частотой колебаний двигателя на холостом ходу.

Ключевые слова: автомобильное транспортное средство, кузов, вибронгруженность, локальная динамическая жесткость, анализ виброакустических свойств.

Дата принятия к публикации: 13.01.2020
Дата публикации: 25.03.2020

Сведения об авторах:

Батизи Виктория Михайловна – аспирант, инженер-конструктор отдела «Чёрный кузов» управления «Кабин и кузовов», ФГУП «НАМИ»,
e-mail: viktorii.a.batizi@nami.ru.

Лихачёв Дмитрий Сергеевич – кандидат технических наук, ведущий инженер-конструктор отдела «Коробки передач» управления «Системы, узлы и агрегаты», ФГУП «НАМИ»,
e-mail: ds_lihach@mail.ru.

1. Введение

Для автомобильной промышленности актуальна задача сокращения числа циклов разработки продукта, расширения спектра транспортных средств и создания эффективного процесса производства продукта. Автомобильные системы становятся все более сложными, объединяя большее количество функций и возможностей. Таким образом, возрастают требования к транспортным средствам, увеличиваются материальные затраты, что вызывает потребность в использовании численного моделирования в разработке транспортных средств.

В последние два десятилетия численное моделирование с использованием методов конечных элементов было хорошо интегрировано в процесс разработки продукции в автомобильной промышленности. Шум, вибрация и жесткость (Noise, Vibration, Harshness – NVH) являются одними из наиболее важных параметров. Поэтому при проектировании транспортного средства для разных целей и систем используются различные подходы к исследованию виброакустических характеристик автомобиля.

Keywords: automobile vehicle, body, vibration load, local dynamic stiffness, vibroacoustic analysis.

Date of acceptance for publication: 13.01.2020
Date of publication: 25.03.2020

Authors' information:

Viktoriiia M. Batizi – postgraduate, design engineer of “BIW” of department “Vehicle bodies and cabins”, FSUE “NAMI”, *e-mail: viktorii.a.batizi@nami.ru.*

Dmitriy S. Likhachev – PhD (Eng), Lead design engineer of “Gearboxes” of department “Systems, assemblies and aggregates”, FSUE “NAMI”,
e-mail: ds_lihach@mail.ru.

В некоторых литературных источниках оптимизация виброакустических явлений часто решается с помощью упрощенного математического моделирования. Проводится вычислительный эксперимент путем построения нелинейных математических моделей поверхностного отклика, таких как, интерполяция методом Кригинга или аналогичные подходы. В Myers и Montgomery [1] приведены общие аспекты поверхностного отклика, а в Schramm [2], Sobieszcanski-Sobieski и др. [3], Stander и Craig [4], Wauquiez и др. [5] обсуждаются особенности, когда метод поверхностного отклика применяется к таким параметрам, как вес, ударопрочность и виброакустические явления.

Составление расчетной эквивалентной модели автомобиля позволяет провести модальный анализ системы, определить резонирующие гармоники крутящего момента двигателя, а также определить упругодемпфирующие характеристики гасящих элементов.

В начале процесса разработки транспортного средства крайне важно начать с анализа виброакустических свойств трансмиссии, как с помощью системы инженерного анализа

(Computer Aided Engineering – CAE), так и с испытания прототипа автомобиля.

Конфигурация трансмиссии может привести к различным виброакустическим проблемам в широком частотном диапазоне. Быстрые изменения в нагрузке транспортного средства (например, нажатие/опускание педали газа) могут привести к возникновению шума, которое связано с первой собственной частотой трансмиссии и обычно находится в диапазоне частот от 2 Гц до 8 Гц в зависимости от выбранной передачи [6, 7].

В высокочастотном диапазоне трансмиссии от 300 Гц до 1 кГц проявляется «гул» приводных валов, в то время как шум самой трансмиссии может распространяться в диапазоне от 3 до 4 кГц [8].

Приведенные примеры указывают на широкий частотный диапазон и разные виброакустические явления, которые необходимо учитывать в процессе интеграции трансмиссии. Для субъективного восприятия звуковых эффектов, описываемых в данной статье, авторы используют следующую терминологию:

- «гул» - длительный, непрерывный глухой звук;

- «шарканье» - звук, производимый при трении одного элемента о другой;

- «стук» - звук, производимый при ударе одного элемента о другой.

Типовые источники вибрационных возмущений, возникающих в трансмиссии:

- газовые и инерционные составляющие крутящего момента двигателя внутреннего сгорания;

- дисбаланс вращающихся деталей;

- периодические силы в зубчатых зацеплениях трансмиссии.

Кроме этого, виброакустические явления могут быть связаны с различными компонентами или подсистемами трансмиссии, представленными на рис. 1. Например, характерный звук в виде «гула» трансмиссии, проявляемый при нажатии педали газа, может зависеть от скорости нарастания крутящего момента и регулироваться системой управления двигателем.

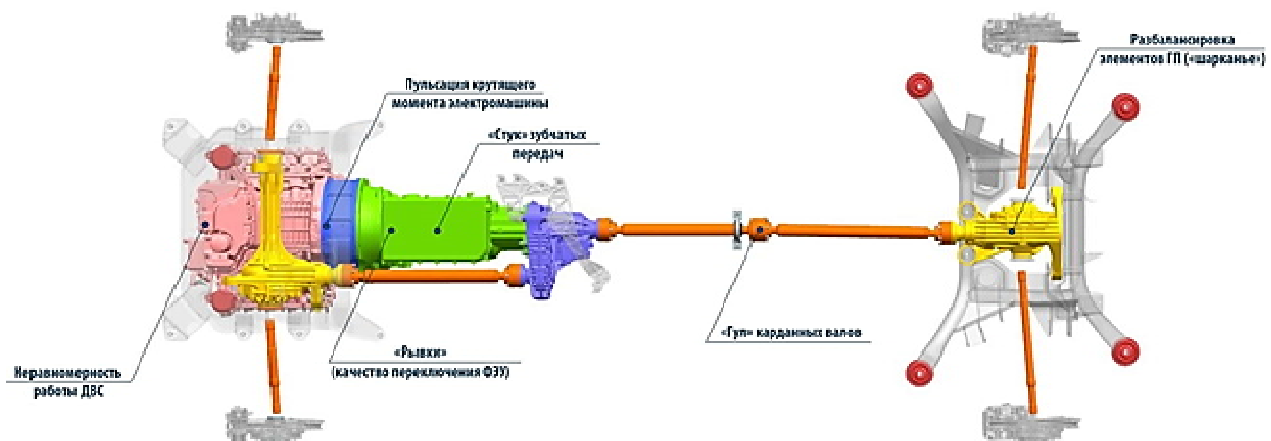


Рис. 1. Виброакустические явления в трансмиссии

В данной работе рассматривается три тематических исследования виброакустических явлений, связанных с трансмиссией и элементами передачи вибраций на кузов. Первое из этих исследований описывает низкочастотную виброакустическую проблему, связанную с рывками автомобиля при передаче крутящего момента через задний карданный вал. Второе исследование включает в себя описание моделирования шума

системы транспортного средства и особенности расчета на основе инженерного анализа. В третьем тематическом исследовании рассматривается «гул» в трансмиссии полноприводного автомобиля.

2. Рывки

Крутильные колебания в трансмиссии вызывают вибрацию кузова автомобиля, особен-

но в области резонансных частот, что наиболее часто проявляется в режиме разгона.

Как правило, при трогании автомобиля с места такое явление как «рывок» возникает из-за нестабильности работы трансмиссии и проявляется в виде низкочастотной вибрации задних колес транспортного средства. Одними из источников возбуждения «рывка» может быть неравномерность и не плавность включения фрикционных элементов управления в автоматических коробках передач. Данное явление, вызванное работой сцепления, сильно зависит от правильного выбора фрикционных материалов и свойств жидкостей автоматической коробки передач. Описание таких явлений и связанных с ними имитационных моделей можно найти в опубликованной литературе, например, [9, 10].

Кроме этого, «рывок» также может быть вызван карданными шарнирами в трансмиссии. Шарнирные соединения, которые обычно используются в карданных валах, создают крутильные колебания второго порядка, которые зависят от угла смещения в шарнире. В частности, когда крутящий момент передается через карданный вал под рабочим углом, возникают изгибающие моменты из-за дисбаланса вращающихся деталей. Поскольку колебания пропорциональны передаваемому крутящему моменту, то этот эффект является наиболее сильным на первой передаче из-за высокого передаточного числа [11]. Крутящий момент на карданном валу увеличивается при совместной работе двигателя с электромашиной. Поэтому вибрации транспортного средства, вызванные этим явлением, часто описываются как «рывки при пуске» или «пусковое вздрагивание». Шарниры равных угловых скоростей иногда используются вместо карданных соединений, чтобы уменьшить склонность к пусковым колебаниям [12].

Резонансы крутильных колебаний карданной передачи часто вызывают нежелательный низкочастотный шум в салоне автомобиля, который может доминировать над общим уровнем шума.

Вибрации и шум, вызванные трансмиссией, часто являются следствием повышенного износа заднего дифференциала, приводящего

к наклону и повороту его оси, что, в свою очередь, приводит к высоким динамическим усилиям на опорах задней главной передачи. Силы передаются в кузов автомобиля либо напрямую, либо через подрамник в зависимости от установки дифференциала. Возникающий прерывистый и дрожащий звук при перекосе дифференциала можно охарактеризовать как «шарканье», которое создает впечатление задевания несмазанных деталей. «Шарканье» может увеличиваться или слабеть в зависимости от перемен в нагрузках на автомобиль или быть длительным – вне зависимости от нагрузки. Частотный диапазон для этого явления приблизительно лежит между 40 Гц и 120 Гц.

3. Моделирование шума

Чтобы понять влияние силового агрегата и трансмиссии на возникновение виброакустических проблем, используется инструмент анализа путей передачи колебаний, называемый моделированием внутреннего структурного шума салона автомобиля (Vehicle Interior Noise Simulation – VINS). Рассмотрим детали подхода и его применение к возникновению вибраций.

Моделирование внутреннего структурного шума салона автомобиля является инструментом анализа путей передачи колебаний и шумов (Transfer Path Analysis – TPA) во время рабочих условий, который может моделировать поле внутреннего шума путем суммирования поэтапных «фаз» от различных направлений. В целом, он оценивает возбуждение, «фильтруя» его по измеренным виброакустическим передаточным функциям кузова транспортного средства от точки возбуждения к месту нахождения микрофона на уровне уха водителя. Результирующие отдельные доли шума добавляются с правильными фазовыми соотношениями, в результате чего слышен шум в месте расположения уха водителя.

Процедура основана на испытаниях или моделировании, которая позволяет отслеживать поток виброакустической энергии от источника через структурные и воздушные пути передачи к заданному местоположению.

Больше информации и деталей о методологии моделирования внутреннего структурного шума салона автомобиля можно найти в опубликованной литературе [13, 14].

Одним из применений данной методологии является оценка отдельных долей шума по отношению к общему шуму для выявления акустических «слабых мест». Первым шагом в этом процессе является выявление проблемы. Он состоит из выполнения предварительных измерений, направленных на определение оптимальных условий испытаний для сбора данных и на определение критических частотных диапазонов шумовых спектров. За этим шагом следует функциональный модальный анализ и анализ формы собственных колебаний (Operational Deflection Shape – ODS). Как только это будет реализовано, выполняется полный анализ путей передачи колебаний и шумов на определенных путях передачи колебаний. Последним шагом проводится структурный или акустический модальный анализ, который поможет найти и решить коренные причины возможных проблем с шумом и вибрацией.

Модальный анализ схож с анализом форм собственных колебаний в том отношении, что можно наблюдать деформации объекта исследования, которые связаны с резонансными частотами (или собственными частот) объекта.

Цель анализа состоит в том, чтобы можно было идентифицировать и оценить влияние виброакустических явлений при передаче от источника к микрофону (на уровне уха водителя), и в дальнейшем оптимизировать конструкцию путем выбора оптимальных характеристик. Выполнение этого анализа приводит к более быстрому устранению неполадок, улучшению качества объекта исследования и более методичному подходу к виброакустическому моделированию.

Анализ путей передачи колебаний и шумов - это только один шаг в процессе оптимизации вибраций и шумов. Инженерный анализ, а также экспериментальные методы могут быть использованы для достижения этой цели. Следующее тематическое исследование относится к анализу формы собственных колебаний трансмиссии транс-

портного средства, чтобы определить возникновение шума. Для этого выполняется анализ форм собственных колебаний всей трансмиссии.

4. Гул и стук в трансмиссии

В дополнение к крутильным колебаниям, изгибные колебания карданных валов могут вызывать проблемы с возникновением длительного «гула» при движении транспортного средства, интенсивность которого может меняться в зависимости от передачи («гул» проявляется на повышенных передачах и отсутствует на пониженных).

Многие зубчатые компоненты в трансмиссии транспортного средства могут вызывать «стук» в трансмиссии. В целом, проблема зубчатого «стука» хорошо известна и примеры его различных аспектов можно найти в опубликованной литературе [8, 15-18]. Основные причины возникновения шума зубчатой передачи заключается в следующем:

- погрешность зубчатого зацепления;
- динамическое усилие в зацеплении.

Погрешность зубчатого зацепления является мерой измерения отклонения скорости вращения ведомой шестерни от идеального зацепления сопряженных поверхностей и обычно определяется профилем зуба, качеством изготовления зубчатой передачи и погрешностью в производственных допусках. Динамическое усилие в зацеплении - это сила в точке контакта зубчатой передачи, возникающая из-за погрешности зубчатого зацепления. Помимо погрешности зубчатого зацепления, динамическое усилие в зацеплении также зависит от соответствия степени точности по нормам плавности и модуля зубчатой передачи. При межосевом отклонении шестерен или вследствие неправильно определенного бокового зазора зацепления шестерен появляется металлический шум, переходящий на корпус коробки передач через подшипниковые узлы. Вибрация от элементов силового привода через опоры передается на каркас кузова.

Несмотря на то, что погрешность зубчатого зацепления является источником «стука» в трансмиссии, целесообразно контроли-

ровать ее в определенных пределах. Минимизировав погрешность зубчатого зацепления трансмиссии можно добиться значительных улучшений виброакустических показателей.

Конструкция кузова автомобиля является важной частью в формировании общего уровня шума и вибраций, передаваемых на пассажиров транспортного средства. Именно конструкция кузова отделяет и, следовательно, изолирует пассажиров от разнообразных источников шума, генерируемых во время работы транспортного средства. Таким образом, структура кузова должна быть тщательно спроектирована, чтобы блокировать поступающий шум и вибрационные нагрузки.

Чувствительность к акустическим колебаниям кузова определяется передаточной функцией вибрационных нагрузок и шума от элементов крепления (например, опор осей,

опор трансмиссии) на кузов и органы управления транспортного средства.

При определении передаточной функции, связывающей между собой крутильные колебания трансмиссии и продольные колебания кузова автомобиля, можно оптимизировать уровень вибрационного воздействия на водителя транспортного средства [10, 19].

Транспортное средство, выбранное для анализа в этом тематическом исследовании, было оснащено автоматической коробкой передач, независимой задней подвеской и задней карданной передачей с промежуточной опорой, в соответствии с электронной моделью, показанной на рис. 2. Трансмиссия была установлена с использованием двух опор двигателя, трех опор передней главной передачи и кронштейна раздаточной коробки. Задняя главная передача была установлена на заднем подрамнике в четырех местах крепления.

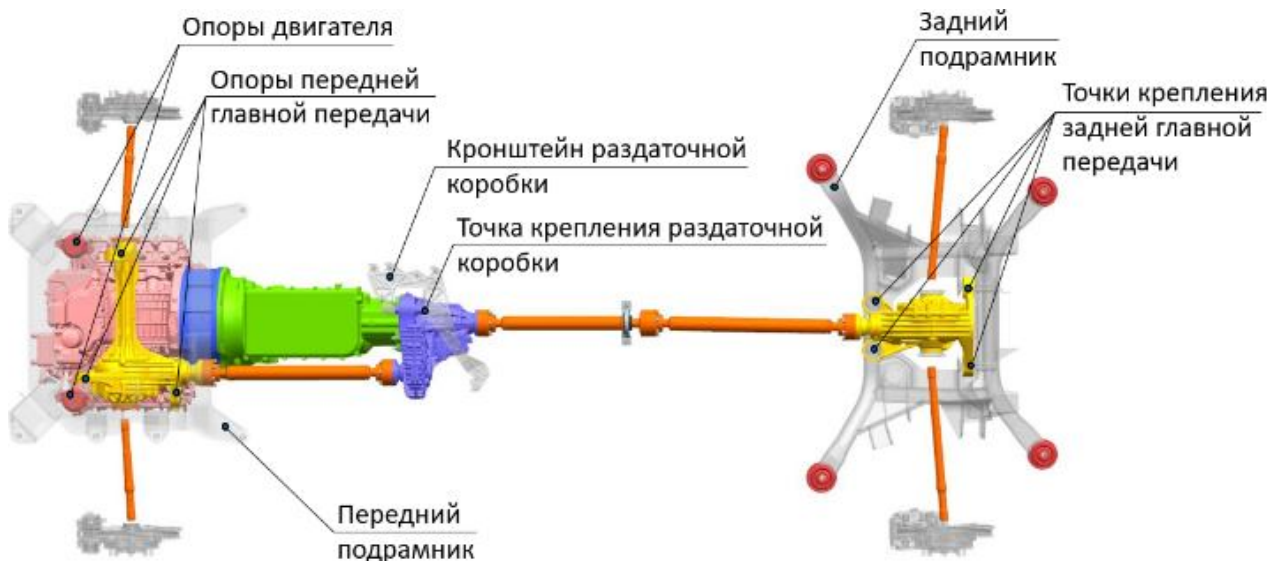


Рис. 2. Элементы крепления агрегатов трансмиссии

Одним из ключевых показателей эффективности конструкции является статическая и динамическая жесткость. Статическая жесткость кузова в основном определяется его общей крутильной, вертикальной и боковой жесткостью. Кручение и вертикальная жесткость кузова играют большую роль в изоляции транспортного средства от вибраций трансмиссии и колебаний, возникающих при движении по неравномерному профилю дороги. Боковая жесткость кузова очень

важна для надлежащей управляемости и поворотливости автомобиля.

Статическая жесткость $C_{\text{крут.колебания}+ViW}$ на кручение кузова автомобиля - это отношение крутящего момента M (приложенного к продольным лонжеронам) к углу скручивания черного кузова α_{ViW} :

$$C_{\text{крут.колебания}+ViW} = \frac{M}{\alpha_{ViW}} \cdot \quad (1)$$

Динамическая жесткость кузова в основном определяется его глобальными собственными частотами и локальной динамической жесткостью, а также играет важную роль в изоляции основных источников шума и вибраций. Собственные частоты кузова должны быть как можно выше и разъединены с частотами гармонических возбуждений таких систем, как трансмиссия, шасси и двигатель. Локальная динамическая жесткость должна быть достаточно высокой, чтобы обеспечить эффективность резиновых опор.

Локальная динамическая жесткость зон установки резиновых опор оценивается для обеспечения хорошей фильтрации. Локаль-

ная динамическая жесткость кузова в зонах установки должна быть в несколько раз выше соответствующей жесткости резины.

При решении задачи снижения вибраций кузова автомобиля требуется локализация различных колебаний и проведение модального анализа, с целью определения частотного спектра и амплитуд колебаний основных подсистем транспортного средства.

На рис. 3 показан типовой частотный диапазон виброакустических явлений, связанных с основными системами автомобиля (кузов, двигатель, подвеска, системы выпуска отработавших газов и др.) [20].



Рис. 3. Частотный диапазон виброакустических явлений

Самые низкие собственные частоты крутильных колебаний кузова определяются так, чтобы разъединять их с собственными частотами неподрессоренной массы и частотой колебаний двигателя на холостом ходу (рис. 4).

5. Заключение

Анализ основных методологий по определению виброакустических явлений при

интеграции трансмиссии, а также методов по оптимизации статической и динамической жесткости кузова автомобиля показывает, насколько сложными являются проблемы с виброакустическими явлениями.

Мониторинг и оптимизация виброакустических характеристик на протяжении всего процесса разработки автомобиля имеет решающее значение. Оптимизация одного из конкретных виброакустических явлений (шум, вибрация или жесткость) может сни-

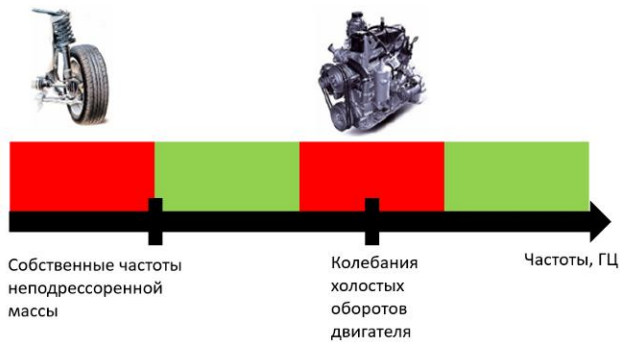


Рис. 4. Частотный диапазон, который необходимо избегать при проектировании кузова

зять качество другого критерия (в дополнение к другим параметрам, таким как стоимость, вес, долговечность, безопасность и т.д.). Следовательно, при помощи компьютерного инженерного анализа или совмещенных методологий, процесс для оптимизации виброакустических характеристик транспортного средства должен основываться на системном подходе и оценивать соответствующий баланс преимуществ и недостатков.

По результатам проведенного научно-технического исследования определены основные частотные диапазоны виброакустических явлений, проявляемых в автомобиле.

Для решения проблемы передачи вибрационной нагрузки на кузов автомобиля при интеграции трансмиссии рассмотрены причины их возникновения и возможные пути их исключения.

Установлено, что для исключения такого виброакустического эффекта как «рывок»,

проявляемого при запуске трансмиссии, требуется обеспечение равномерности и плавности включения фрикционных элементов управления в автоматических коробках передач, которая зависит от выбора фрикционных накладок и свойств рабочей жидкости.

Кроме того, требуется уделить внимание балансировке трансмиссии, определению периодических сил и погрешностей зубчатых зацеплений в трансмиссии, анализу кратности количества их зубьев основным гармоникам двигателя.

Конструкция кузова автомобиля является важной частью в формировании общего уровня шума и вибраций, которые достигают пассажиров транспортного средства. Таким образом, структура кузова должна быть тщательно спроектирована, чтобы блокировать поступающий шум и вибрационные нагрузки.

Для повышения виброзащитных свойств, а также уменьшения вибрационного воздействия на водителя при проектировании автомобиля необходимо проведение анализа статической и динамической жесткости кузова в местах соединения с силовым приводом. Локальная динамическая жесткость кузова в зонах установки должна быть в несколько раз выше соответствующей жесткости виброизоляторов, при этом собственные частоты крутильных колебаний кузова не должны совпадать с собственными частотами неподрессоренной массы и частотой колебаний двигателя на холостом ходу.

Список литературы

1. Myers R.H., Montgomery D.C., Anderson-cook C.M. Response Surface Methodology // Process and Product Optimization using Designed Experiments. Wiley, New York, 3rd edition, 2009. P.11-12.

2. Schramm U. Multi-disciplinary optimization for NVH and crashworthiness // 1st M.I.T. Conference on Computational Fluid and Solid Mechanics, Elsevier, Oxford, 2001, pp. 721-724.

3. Sobieszczanski-Sobieski J., Kodiyalam S., Yang R. Optimization of car body under constraints of noise, vibration, and harshness (NVH), and crash // Structural and Multidis-

References

1. Myers R.H., Montgomery D.C., Anderson-cook C.M. Response Surface Methodology. *Process and Product Optimization using Designed Experiments*. Wiley, New York, 3rd edition, 2009, pp. 11-12.

2. Schramm U. Multi-disciplinary optimization for NVH and crashworthiness. *1st M.I.T. Conference on Computational Fluid and Solid Mechanics*, Elsevier, Oxford, 2001, pp. 721-724.

3. Sobieszczanski-Sobieski J., Kodiyalam S., Yang R. Optimization of car body under constraints of noise, vibration, and harshness (NVH), and crash. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 2001, No. 22, pp. 295–306.

ciplinary Optimization. 2001. No. 22. P. 295–306. DOI: <https://doi.org/10.1007/s00158-001-0150-6>.

4. Stander N., Craig K.J. On the robustness of a simple domain reduction scheme for simulation based optimization // *Engineering Computer Review*. 2002. No. 19 (4). P. 431-450.

5. Wauquiez C., Kayvantash K., Masfrand S., Bekkour T., Arnaudeau F. Mass minimization of vehicle structure subject to varying crashworthiness constraints: a prediction-correction approach // *3rd M.I.T. Conference on Computational Fluid and Solid Mechanics*, Elsevier, Oxford, 2005.

6. Hagerodt B. Untersuchungen zu Lastwechselreaktionen frontgetriebener Personenkraftwagen // *Dissertation*, RWTH Aachen, 1998.

7. Bencker R. Simulationstechnische und experimentelle Untersuchung von Lastwechselphänomenen an Fahrzeugen mit Standardantrieb // *Dissertation*, TU Dresden, 1998.

8. Sun Z., Steyer G.C., Ranek M. FEA studies on axle system dynamics // *SAE World Congress*, 2002, No. 2002-01-1190, Detroit, MI.

DOI: <https://doi.org/10.4271/2002-01-1190>.

9. Tohyama M., Ohmori T., Ueda F. Anti-shudder mechanism of ATF additives at slip-controlled lock-up clutch // *SAE International*, 1999, No. 1999-01-3616. DOI: <https://doi.org/10.4271/1999-01-3616>.

10. Батизи В.М., Лихачев Д.С. Исследование причин возникновения вибраций на переходных режимах движения автомобиля // *Труды НАМИ*. 2018. № 1 (272). С.61–68.

11. Lee C.H. Universal joint and driveshaft design manual // *SAE Advances in Engineering series (AE)*. 2008. No. 9. P.317-322. DOI: <https://doi.org/10.1007/s12239-008-0038-1>.

12. Exner W. NVH phenomena in light truck drivelines // *SAE International*. 1995. No. 1995-11-01. DOI: <https://doi.org/10.4271/952641>.

13. Alt N., Wiehagen N., Schlitzer M. Vehicle interior noise simulation for evaluat-

DOI: <https://doi.org/10.1007/s00158-001-0150-6>

4. Stander N., Craig K. J. On the robustness of a simple domain reduction scheme for simulation based optimization. *Engineering Computer Review*, 2002, No. 19 (4), pp. 431-450.

5. Wauquiez C., Kayvantash K., Masfrand S., Bekkour T., Arnaudeau F. Mass minimization of vehicle structure subject to varying crashworthiness constraints: a prediction-correction approach. *3rd M.I.T. Conference on Computational Fluid and Solid Mechanics*, Elsevier, Oxford, 2005.

6. Hagerodt B. Untersuchungen zu Lastwechselreaktionen frontgetriebener Personenkraftwagen. *Dissertation*, RWTH Aachen, 1998. (in German)

7. Bencker R. Simulationstechnische und experimentelle Untersuchung von Lastwechselphänomenen an Fahrzeugen mit Standardantrieb. *Dissertation*, TU Dresden, 1998. (in German)

8. Sun Z., Steyer G.C., Ranek M. FEA studies on axle system dynamics. *SAE World Congress*, 2002, No. 2002-01-1190, Detroit, MI. DOI: <https://doi.org/10.4271/2002-01-1190>.

9. Tohyama M., Ohmori T., Ueda F. Anti-shudder mechanism of ATF additives at slip-controlled lock-up clutch. *SAE International*, 1999, No. 1999-01-3616.

DOI: <https://doi.org/10.4271/1999-01-3616>.

10. Batizi V.M., Likhachev D.S. Investigation of the vibration causes in transitional modes of vehicle driving. *Trudy NAMI*, 2018, No. 1 (272), pp. 61–68. (In Russian)

11. Lee C.H. Universal joint and driveshaft design manual. *SAE Advances in Engineering series (AE)*, 2008, No. 9, pp.317-322. DOI: <https://doi.org/10.1007/s12239-008-0038-1>.

12. Exner W. NVH phenomena in light truck drivelines. *SAE International*, 1995, No. 1995-11-01. DOI: <https://doi.org/10.4271/952641>.

13. Alt N., Wiehagen N., Schlitzer M. Vehicle interior noise simulation for evaluating proto-type powertrains in the vehicle - Part 1. *ATZ worldwide*, 2001, No.103, pp.13-16. DOI: <https://doi.org/10.1007/BF03226781>.

14. Eisele G., Wolf K., Alt N., Hüser M.

ing prototype powertrains in the vehicle - Part 1 // ATZ worldwide. 2001. No.103. P.13-16. DOI: <https://doi.org/10.1007/BF03226781>.

14. Eisele G., Wolf K., Alt N., Hüser M. Application of Vehicle Interior Noise Simulation (VINS) for NVH Analysis of a Passenger Car // SAE Noise and Vibration Conference and Exhibition, 2005, No. 2005-01-2514. DOI: <https://doi.org/10.4271/2005-01-2514>.

15. Donley M.G., Lim T.C., Steyer G.C. Dynamic analysis of automotive gearing systems // SAE International. 1992. No. 620762. DOI: <https://doi.org/10.4271/920762>.

16. Donley M.G., Stokes W., Neriya S., Monkaba V., Li Y. Modeling of a driveline system using a building block approach // SAE International. 1999. No. 1999-01-1762. DOI: <https://doi.org/10.4271/1999-01-1762>.

17. Steyer G. Influence of Gear Train Dynamics on Gear Noiser // Proceedings of the National Conference on Noise Control Engineering, 1987, College Park, PA, The Penn State University, pp. 53-58.

18. Sun Z., Steyer G., Ranek M. FEA Studies on Axle System Dynamics // SAE World Congress. 2002. No. 2002-01-1190, Detroit, MI, pp.12-18. DOI: <https://doi.org/10.4271/2002-01-1190>.

19. Лихачёв Д.С. Батизи В.М. Оптимизация уровня вибронгруженности на переходных режимах движения автомобиля // Приоритетные задачи и стратегии развития технических наук: Сб. науч. тр. по итогам междунар. научно-практ. конф. Тольятти. 2017. № 2. С. 31–36.

20. Wang X. Vehicle noise and vibration refinement // Woodhead Publishing Limited. 2010. p. 440. DOI: <https://doi.org/10.1533/9781845698041.3.351>

Application of Vehicle Interior Noise Simulation (VINS) for NVH Analysis of a Passenger Car. *SAE Noise and Vibration Conference and Exhibition*, 2005, No. 2005-01-2514. DOI: <https://doi.org/10.4271/2005-01-2514>.

15. Donley M.G., Lim T.C., Steyer G.C. Dynamic analysis of automotive gearing systems. *SAE International*, 1992, No. 620762. DOI: <https://doi.org/10.4271/920762>.

16. Donley M.G., Stokes W., Neriya S., Monkaba V., Li Y. Modeling of a driveline system using a building block approach. *SAE International*, 1999, No. 1999-01-1762. DOI: <https://doi.org/10.4271/1999-01-1762>.

17. Steyer G. Influence of Gear Train Dynamics on Gear Noise. *Proceedings of the National Conference on Noise Control Engineering*, 1987, College Park, PA, The Penn State University, pp. 53-58.

18. Sun Z., Steyer G., Ranek M. FEA Studies on Axle System Dynamics. *SAE World Congress*, 2002, No. 2002-01-1190, Detroit, MI, pp.12-18. DOI: <https://doi.org/10.4271/2002-01-1190>.

19. Likhachev D.S., Batizi V.M. Optimization of the level of vibration loading in transient modes of vehicle movement. *Prioritetnye zadachi i strategii razvitiya tekhnicheskikh nauk: Sb. nauchnykh trudov po itogam mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii*, 2017, No. 2, Tolyatti, pp. 31–36. (In Russian)

20. Wang X. Vehicle noise and vibration refinement, *Woodhead Publishing Limited*, 2010, p. 440. DOI: <https://doi.org/10.1533/9781845698041.3.351>

УДК (УДК) 656.1:62-82

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА РАЗГЕРМЕТИЗАЦИИ НАГНЕТАТЕЛЬНОГО ТРУБОПРОВОДА ГИДРОСИСТЕМЫ

INVESTIGATION OF THE PROCESS OF DEPRESSURIZATION OF THE HYDRAULIC DISCHARGE PIPELINE

Воскресенский Г.Г., Иванченко С.Н.
Voskresenskij G.G., Ivanchenko S.N.Тихоокеанский государственный университет (Хабаровск, Россия)
Pacific national university (Khabarovsk, Russian Federation)

Аннотация. В статье рассмотрены устройства для защиты гидравлических систем от аварийных выбросов рабочей жидкости при разгерметизации трубопроводов. Представлена информация о влиянии гидравлического масла, используемого в качестве рабочей жидкости, на окружающую среду. Установлено, что гидравлическое масло, разлившееся на поверхности в результате аварийного выброса при разгерметизации нагнетательных трубопроводов, относится к отходам 3 класса опасности. Период восстановления окружающей среды после вредного воздействия разлившегося гидравлического масла составляет не менее десяти лет и является нарушением экологических и санитарно-эпидемиологических требований. Разработана математическая модель, включающая уравнения расходов гидравлического масла и утечек из поврежденной части нагнетательного трубопровода, объема разлившегося гидравлического масла, интенсивности изменения давления в нагнетательной и сливной магистралах. Представлены результаты численного анализа математической модели о влиянии параметров гидравлической системы на динамику изменения давления в нагнетательной и сливной магистралах с целью поиска информационных параметров для создания устройств, исключающих значительные потери рабочей жидкости. Установлено, что информационным параметром для создания системы защиты гидросистемы от аварийных выбросов гидравлического масла является производная давления.

Ключевые слова: разгерметизация нагнетательных трубопроводов, объем утечек.

Дата принятия к публикации: 11.12.2019
Дата публикации: 25.03.2020

Сведения об авторах:

Воскресенский Геннадий Гаврилович – доктор технических наук, профессор, кафедра «Транспортно-технологические машины в строительстве и горном деле», ФГБОУ ВО «Тихоокеанский государственный университет»,
e-mail: 004179@pnu.edu.ru.

Иванченко Сергей Николаевич – доктор технических наук, профессор, ректор ФГБОУ ВО «Ти-

Abstract. In the article the review of devices for protection of hydraulic systems from emergency emissions of working fluid at depressurization of pipelines is given. The information on the influence of hydraulic oil used in the working fluid quality on the environment is presented. It has been established that hydraulic oil spilled on the surface as a result of emergency discharge during depressurization of discharge pipes belongs to the waste of the 3rd hazard class. The period of recovery of the environment after the harmful effects of spilled hydraulic oil is at least ten years and is a violation of environmental and sanitary-epidemiological requirements. A mathematical model has been developed that includes the equations of hydraulic oil flows and leaks from the damaged part of the discharge pipeline, the volume of spilled hydraulic oil, the intensity of pressure changes in the discharge and discharge lines. The results of numerical solution of mathematical models on the impact parameters of the hydraulic system on the dynamics of pressure changes in the injection and drain lines in search of information parameters for building devices that exclude significant loss of working fluid. It is established that the pressure derivative is the information parameter for the creation of the system of protection of the hydraulic system from emergency emissions of hydraulic oil

Keywords: discharge depressurization of pipelines, leakage volume.

Date of acceptance for publication: 11.12.2019
Date of publication: 25.03.2020

Authors' information:

Gennadij G. Voskresenskij – Doctor of Technical Sciences, Professor of Department of Transport and Technological Machines in Construction and Mining, Pacific National University,
e-mail: 004179@pnu.edu.ru.

Sergej N. Ivanchenko – Doctor of Technical Sciences, Professor, Rector of Pacific national university,

хоокеанский государственный университет»,
e-mail: sni@mail.khstu.ru.

‡ e-mail: sni@mail.khstu.ru.
‡

1. Введение

Гидравлический привод получил широкое применение в строительных, дорожных и горных машинах по сравнению с механическим вследствие высокой эффективности, и их компактности приводов, так как мощность к исполнительным механизмам передается по трубопроводам, а не механическими передачами. Масса строительных и карьерных экскаваторов на 30...40% меньше, чем экскаваторов с канатным приводом. Мощность гидропривода соизмерима с мощностью основного двигателя [2, 4, 10, 13].

В то же время, практика эксплуатации машин с гидроприводом показала, что при повышении давления возможны разрушения трубопроводов, чаще гибких рукавов высокого давления, особенно в зимнее время при пуске привода после перерывов в работе из-за существенного повышения вязкости и запаздывания срабатывания предохранительных клапанов.

Разгерметизация трубопроводов приводит к потерям рабочей жидкости, которая загрязняет грунт на строительных площадках, почву на лесозаготовках, а соприкасаясь с грунтовыми водами, негативно влияет на окружающую среду [5-9, 13].

Проблема создания экологически чистых, безопасных для окружающей среды гидроприводов приобретает все большую актуальность.

Разрушение рукавов высокого давления происходит практически мгновенно из-за некачественного обжатия металлической запорной арматуры и поэтому важно оценить величину потерь рабочей жидкости.

Объем разлившегося гидравлического масла на поверхность зависит от мощности установленного гидропривода, времени реакции машиниста на отказ работы исполнительных механизмов при совершении его управляющего воздействия. Оно составляет 20...25% минутного расхода насосов, достигая 50...100 литров для машин мощностью 100...150 кВт [13].

Гидравлическое масло, разлившееся на поверхности, относится к отходам 3 класса опасности, т.е. к умеренно опасным отходам. Несмотря на это, период восстановления вредного воздействия после аварийной ситуации составляет не менее десяти лет. Аварийный выброс рабочей жидкости является явным нарушением экологических и санитарно-эпидемиологических требований [7, 8, 13].

В свою очередь, замены жидкости в случае аварии сами по себе довольно затратные, что является экономической стороной данной проблемы. Стоимость двухсот литров гидравлического масла импортного производства в среднем достигает до ста тысяч рублей.

Таким образом, проблема защиты гидросистемы от аварийных выбросов рабочей жидкости является экономической и, в значительной мере, экологической.

2. Материалы и методы

Целью работы является исследование процессов разгерметизации гидросистем мобильных машин и создание устройств их защиты от потерь рабочей жидкости. Исследование динамических характеристик гидропривода позволяет получить информационные параметры, определяющие структуру систем защиты гидросистем.

Разрушение трубопроводов наступает вследствие пиков давления при запаздывании срабатывания предохранительных клапанов, особенно в зимнее время, а также некачественного обжатия запорной арматуры.

Одна из первых работ по разработке устройств защиты гидросистем от аварийных выбросов из гидросистем выполнена Ю.Н. Смирновым в Ленинградском механическом институте [11]. В исследованиях [2, 12] представлены результаты конструкторских разработок в ограничении аварийных выбросов рабочей жидкости. В Тихоокеанском государственном университете создан аварийный клапан, успешно примененный на экскаваторе ЭО-4124 [1]. В предлагаемом

устройстве при разрушении рукава высокого давления рабочая жидкость от насоса направляется через аварийное устройство в бак, минуя разрушенный участок гидросистемы. Утечки рабочей жидкости на поверхность грунта сокращаются в несколько десятков раз.

Расчетная схема гидропривода представлена на рис. 1.

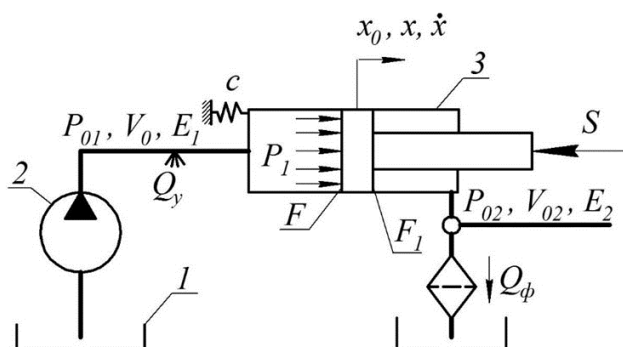


Рис. 1. Расчетная схема гидропривода

Рабочая жидкость из бака 1 насосом 2 направляется в гидроцилиндр 3, на шток которого действует сила S . Гидроцилиндр 3 рабочего оборудования закреплен на базовой части машины, характеризующийся приведенной упругостью C . При достижении давления P_0 , соответствующему давлению разрыва трубопровода, происходят утечки рабочей жидкости в окружающую среду, поршень гидроцилиндра под действием упругой составляющей смещается и формирует дополнительный расход утечек, кроме утечек из насоса 2. Давление в трубопроводе снижается и освобождается объем рабочей жидкости, вызванный её сжимаемостью, а шток останавливается.

Уравнение расходов из поврежденной части трубопровода выразим [3, 5, 10] как

$$Q_H^T - \sigma P + \frac{V_0}{E} \frac{dP}{dt} + XF = Q_y, \quad (1)$$

где Q_H^T - теоретическая производительность насоса, $\text{см}^3/\text{с}$; σ - коэффициент утечек в насосе, $\text{см}^5/\text{кг}\cdot\text{с}$; V_0 - объем рабочей жидкости в нагнетательной магистрали, см^3 ; E - приведенный модуль упругости рабочей жидкости и гидросистемы, $\text{кг}/\text{см}^2$; P - давление, $\text{кг}/\text{см}^2$; F - площадь поршня, см^2 ; Q_y - величина расхода утечек, $\text{см}^3/\text{с}$.

Коэффициент утечек выразим в виде

$$\sigma = \frac{(1-\eta) \cdot Q_H^T}{P_H},$$

где η - объёмный коэффициент полезного действия гидронасоса ($\eta = 0,94 \dots 0,96$); P_H - нормальное давление, $\text{кг}/\text{см}^2$.

Расход утечек Q_y запишем в линеаризированной форме:

$$Q_y = \frac{\delta Q}{\delta P} \cdot P_1, \text{ или } Q_y = A \cdot P_1,$$

где A - коэффициент утечек, $\text{см}^5/\text{кг}\cdot\text{с}$.

В результате разрушения трубопровода давление резко снижается, а затем остается постоянным, определяемым сечением разрушенной части трубопровода, $P_{\text{уст}}$.

Расход утечек рабочей жидкости в этот период будет составлять

$$Q_y = A \cdot P_{\text{уст}}.$$

Можно предложить, что этот расход утечек будет равен производительности насоса, тогда

$$A = \frac{Q_H^T - \sigma \cdot P_{\text{уст}}}{P_{\text{уст}}} = \frac{Q_H^T}{P_{\text{уст}}} \left[1 - \frac{P_{\text{уст}}}{P_H} \cdot (1-\eta) \right],$$

или

$$A = \frac{Q_H^T - \sigma}{P_{\text{уст}}}.$$

Перемещение поршня X под действием упругих сил составляет

$$X = \frac{(P_0 - P_1) \cdot F}{C}.$$

Скорость перемещения поршня определим с допущением, что инерционными силами можно пренебречь.

С учетом принятых условий и допущений уравнение (1) примет вид

$$\frac{dP_1}{dt} = a_0 - a_1 \cdot P_1, \quad (2)$$

где

$$a_0 = Q_H^T \cdot \left(\frac{V_0}{E} + \frac{F^2}{C} \right)^{-1},$$

$$a_1 = (\sigma + A) \cdot \left(\frac{V_0}{E} + \frac{F^2}{C} \right)^{-1}.$$

Давление P в нагнетательной магистрали определяется решением уравнения (2)

$$P_1 = P_{01} \cdot e^{-a_1 t} + \frac{a_0}{a_1} \cdot (1 - e^{-a_1 t}). \quad (3)$$

Интенсивность изменения давления

$$\frac{dP_1}{dt} = -a_1 P_{01} e^{-a_1 t} + a_0 e^{-a_1 t}. \quad (4)$$

Величина расхода утечек

$$Q_y = A \cdot P_1.$$

Объем жидкости, разлившейся из гидросистемы

$$V_y = \int Q_y \cdot dt.$$

$$V_y = AP_0 \int e^{-a_1 t} dt + \frac{Aa_0}{a_1} \int dt - \frac{Aa_0}{a_1} \int e^{-a_1 t} dt + C,$$

$$V_y = \frac{AP_0}{a_1} (1 - e^{-a_1 t}) + \frac{Aa_0}{a_1} t - \frac{Aa_0}{a_1^2} (1 - e^{-a_1 t}).$$

Численные расчеты приведены для экскаватора ЭО-4124. Исходные данные для расчета:

$$Q_H^T = 3000 \text{ см}^3/\text{с}; P_0 = 250 \text{ кг}/\text{см}^2; F = 200 \text{ см}^2;$$

$$V_0 = 10000 \text{ см}^3; E = 5000 \text{ кг}/\text{см}^2; \eta_H = 0,95;$$

$$\sigma = 0,6 \text{ см}^5/\text{кг} \cdot \text{с}; A = 119,4 \text{ см}^5/\text{кг} \cdot \text{с};$$

$$a_0 = 882 \text{ кг}/\text{см}^2 \cdot \text{с}; a_1 = 35,3 \text{ с}^{-1};$$

$$a_0/a_1 = 25 \text{ кг}/\text{см}^3.$$

С учетом числовых значений получены уравнения

$$P_1 = 250e^{-35,3t} + 25(1 - e^{-35,3t}), \quad (5)$$

$$\frac{dP_1}{dt} = -8825e^{-35,3t} + 882e^{-35,3t}, \quad (6)$$

$$Q_y = 119,4P(t),$$

$$V_y = 845,6(1 - e^{-35,3t}) + 3000t - 23,95(1 - e^{-35,3t}).$$

Результаты расчетов показывают, что процессы снижения давления происходят кратковременно до 0,1 с. Интенсивность изменения давления может быть важным информационным параметром для создания устройств, исключаящих значительные потери рабочей жидкости. Объем утечек рабочей жидкости определяется производительностью насоса и временем утечек с учетом значений деформируемого объема гидросистемы и рабочей жидкости.

В сливной магистрали стационарный процесс течения рабочей жидкости через фильтр нарушается в момент разрыва трубопровода в нагнетательной магистрали. Поршень гидроцилиндра под действием сжатой

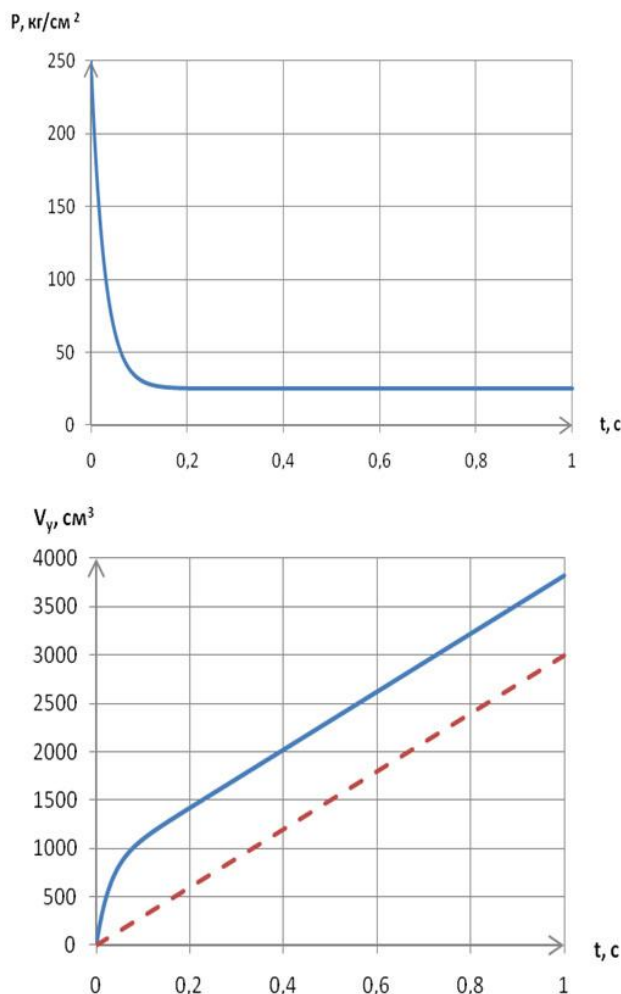


Рис. 2. Графики переходных процессов в нагнетательной магистрали гидросистемы при разрыве трубопроводов

пружины смещается вправо и уравнение расхода в сливной магистрали имеет вид

$$Q_\phi + Q_x = Q_{\delta\text{эф}}, \quad (7)$$

где Q_ϕ - расход рабочей жидкости через фильтр, $\text{см}^3/\text{с}$,

$$Q_\phi = kP_2;$$

Q_x - расход рабочей жидкости, вызванный перемещением гильзы гидроцилиндра, под действием усилий сжатой пружины, $\text{см}^3/\text{с}$,

$$Q_x = \dot{x}F_1;$$

$$Q_{\delta\text{эф}} = -\frac{V_{02}}{E_2} \frac{dP_2}{dt},$$

где P_2 - давление в сливной магистрали, $\text{кг}/\text{см}^2$; k - коэффициент расхода рабочей жидкости через фильтр, $\text{см}^5/\text{кг} \cdot \text{с}$; \dot{x} - скорость перемещения гильзы гидроцилиндра, $\text{см}/\text{с}$; $Q_{\delta\text{эф}}$ - расход, определяемый сжимае-

мостью рабочей жидкости, см³/с; V₂ – объем рабочей жидкости в сливной магистрали, см³; E₂ – модуль упругости сливной магистрали, кг/см².

Уравнение (7) можно выразить

$$kP_2 - \frac{FF_1}{c}(a_0 - a_1P_{01})e^{-a_1t} = -\frac{V_{02}}{E_2} \frac{dP_2}{dt} \quad (8)$$

После преобразований уравнение (8) можно представить

$$\frac{dP_2}{dt} + B_1 \cdot P_2 = -B_2 \cdot e^{-a_1t}, \quad (9)$$

где

$$B_1 = k \frac{E_2}{V_{02}}, \quad B_2 = \frac{E_2}{V_{02}} \cdot \frac{F \cdot F_1}{c} \cdot (a_1 \cdot P_{01} - a_0).$$

Решением уравнения (9) является зависимость:

$$P_2 = \left(P_{20} + \frac{B_2}{a_1 - B_1} \right) e^{-B_1t} + \frac{B_2}{a_1 - B_1} e^{-a_1t}. \quad (10)$$

Скорость изменения давления

$$\frac{dP_2}{dt} = -B_1 \left(P_{20} - \frac{B_2}{a_1 - B_1} \right) e^{-B_1t} - \frac{a_1 B_2}{a_1 - B_1} e^{-a_1t}. \quad (11)$$

Расчеты выполнены для значений:

$$F = 200 \text{ см}^2; F_1 = 137 \text{ см}^2; E_2 = 150 \text{ кг/см}^2; \\ V_{02} = 5000 \text{ см}^3; P_{01} = 250 \text{ кг/см}^2; k = 1000; \\ a_0 = 35,3 \text{ с}^{-1}; P_{02} = 3 \text{ кг/см}^2; B_1 = 30; \\ c = 28500 \text{ кг/см}; a_1 = 35,3 \text{ с}^{-1}; a_0 = 882; \\ B_1 = 229.$$

С учетом численных значений P₂ и $\frac{dP_2}{dt}$

примут вид:

$$P_2 = 40,2e^{-30t} + 43,3e^{-35,3t}, \quad (12)$$

$$\frac{dP_2}{dt} = 1206e^{-30t} - 1524e^{-35,3t}, \quad (13)$$

На графиках (рис. 3) представлены расчетные значения, полученные с помощью соотношений (12) и (13).

Результаты расчетов показали, что давление в нагнетательном трубопроводе снижается до установившегося за 0,1 с, а в сливном трубопроводе наблюдается возможное проявление кавитации (рис. 2, 3) из-за перемещения цилиндра под действием упругости рабочего оборудования и ходовой части.

Испытания аварийного устройства, разработанного в работе [1], показали, что возможны ложные срабатывания, вызванные колеба-

ниями давления в сливной магистрали при переключении секций гидрораспределителя.

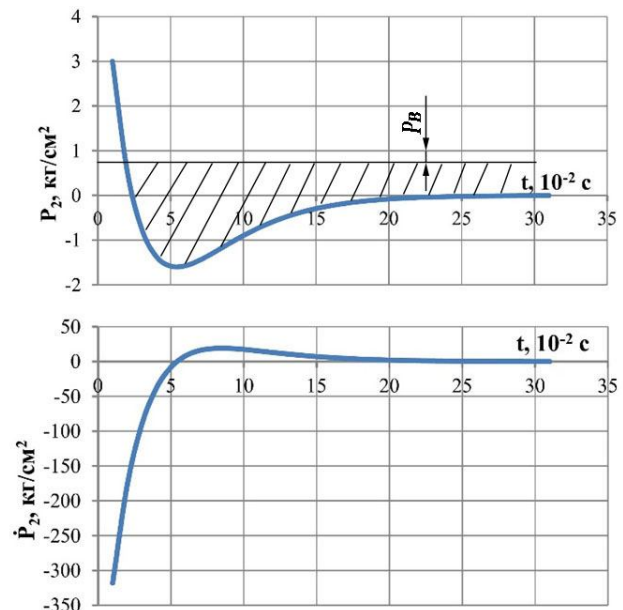


Рис. 3. Графики переходных процессов в сливной магистрали гидросистемы при разрыве трубопроводов

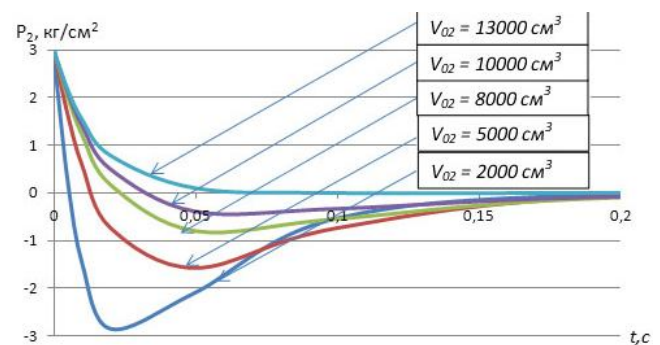


Рис. 4. График влияния объема рабочей жидкости в сливной магистрали (V₀₂) на изменение давления в ней (P₂)

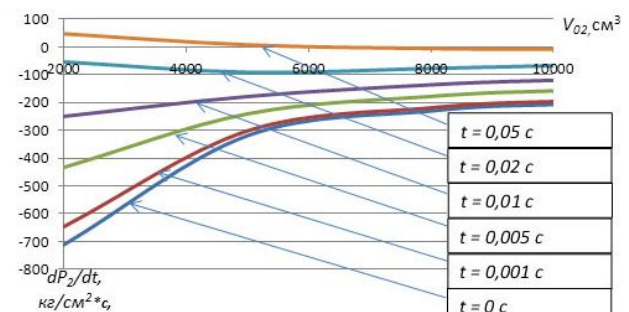


Рис. 5. График влияния объема рабочей жидкости в сливной магистрали (V₀₁) на интенсивность изменение давления в сливной магистрали (dP₁/dt) в момент t

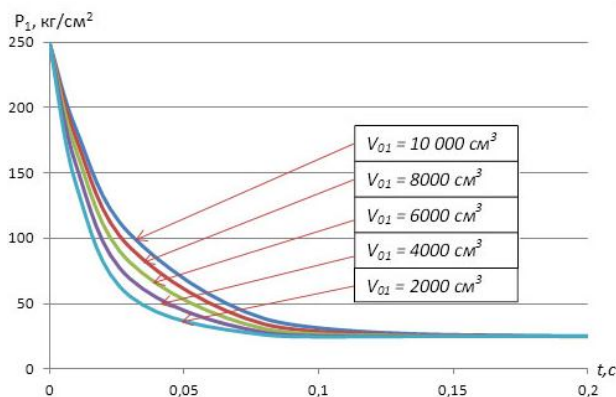


Рис. 6. График влияния объема рабочей жидкости в нагнетательной магистрали (V_{01}) на изменение давления в нагнетательной магистрали (P_1)

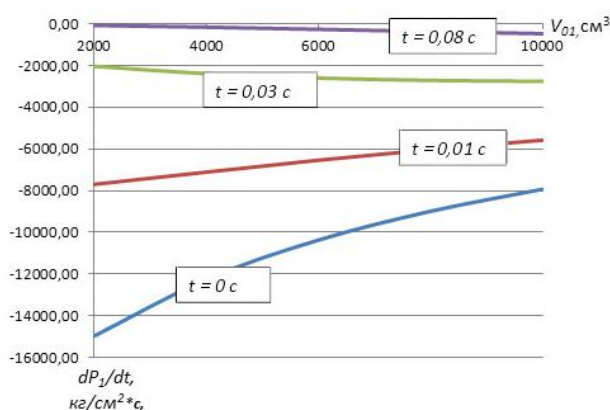


Рис. 7. График влияния объема рабочей жидкости в нагнетательной магистрали (V_{01}) на интенсивность изменение давления в нагнетательной магистрали (dP_1/dt) в момент времени t

Изменения давления не могут быть информационным параметром для создания системы защиты от аварийного выброса рабочей жидкости. Положение поршня в гидроцилиндре определяет объемы V_{01} и V_{02} в магистралях. Имеется возможность рассчитать производные от изменения давления во времени, которые обладают большей информа-

тивностью для разработки систем защиты от аварийных выбросов рабочей жидкости.

Результат расчетов изменения давления и производных от объемов представлены на рис. 4-7. Значения производных $\frac{dP_1}{dt}$ и $\frac{dP_2}{dt}$ зависят от объема V_{01} , V_{02} и времени действия давления. Анализ значений производных показал, что этот параметр может быть использован в качестве информационного для создания системы защиты гидросистемы от аварийного выброса рабочей жидкости.

3. Заключение

При разрушении нагнетательного трубопровода давление в сливной магистрали так же резко снижается и возникает вероятность проявления кавитации в сливном трубопроводе.

Расчеты по зависимостям (3), (4), (12) и (13) показывают, что интенсивность изменения давления в сливной магистрали значительно меньше, чем в нагнетательной магистрали. Поэтому интенсивность изменения давления в нагнетательной магистрали может быть принята в качестве информационного параметра для создания устройства, переключающего подачу рабочей жидкости от насоса на слив в бак при разрыве трубопровода.

Современные гидравлические системы мобильных машин снабжены датчиками давления в нагнетательной и сливной магистралях. Золотниковое устройство, установленное на выходе насоса, может включаться при достижении предельных значений информационных параметров. Испытания устройства [1] на экскаваторе ЭО-4121А показали, что утечки рабочей жидкости при открытии крана, установленного на нагнетательном трубопроводе не превысили 0,5 л.

Список литературы

1. Гидравлическая система: А.с. 1492114 СССР / Воскресенский Г.Г., Львов Е.Н., Лещинский А.В., Гурков А.В.; заявл. 08.04.88; опубл. 30.12.89, Бюл. № 48. 3 с.
2. Батаршин В.П., Зенков С.А. Исследование отсечного клапана // Исследование и испытание отсечного клапана строитель-

References

1. Inventor's certificate USSR 1492114. *Hydraulic system*. Voskresensky G.G., Lvov E.N., Leszczynski A.V., Gurkov A.V. Declared 08.04.1988. Published 30.12.1989. (In Russian)
2. Batarshin P.V., Zenkov S.A. Investigation of the shut off valve. In: *Issledovanie i*

ных машин и оборудования: сб. научн. трудов. Хабаровск, 1993. С. 78–92.

3. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика: Справочник. М.: Машиностроение, 1971. 672 с.

4. Галдин Н.С. Гидравлические машины, объемный гидропривод. Омск: СибАДИ, 2009. 272 с.

5. Гредел Т.Е., Алленби Б.Р. Промышленная экология. М.: Изд-во ЮНИТИ, 2004. 527 с.

6. Грин Н., Стаут У., Тейлор Д. Биология. М.: Мир, 1993. 368 с.

7. Женихов Ю.Н., Иванов В.Н. Обращение с опасными отходами. Тверь: ТГТУ, 2004. 224 с.

8. Игнатов В.Г., Кокин А.В. Экология и экономика природопользования. Ростов-на-Дону: Феникс, 2003. 512 с.

9. Исидоров В.А. Экологическая химия. СПб.: Химиздат, 2001. 304 с.

10. Лепешкин А.В., Михайлин А.А., Шейпак А.А. Гидравлика и гидропневмопривод. М.: МГИУ, 2003. 352 с.

11. Смирнов Ю.Н. К расчету аварийного автоматического запорного клапана // Проблемы гидроавтоматики: сб. научн. трудов. М.: 1969. С. 76-85.

12. Фомин Н.А., Макалин В.С., Сизынцев Н.Е. Эффект отсечного клапана // Механизация строительства. 1990. №10. С. 2–4.

13. Сайдлер А.А., Воскресенский Г.Г. К вопросу о разгерметизации гидросистемы мобильных машин // Ученые заметки ТОГУ. 2013. С. 1453–1456.

† *ispytanie otsechnogo klapana stroitelnykh mashin i oborudovaniya* [Research and testing of the valve of construction machinery and equipment]. Khabarovsk, 1993, pp. 78-92. (In Russian)

† 3. Bashta T.M. *Mashinostroitel'naya gidravlika: Spravochnik* [Engineering hydraulics: a Handbook]. Moscow, Mashinostroenie, 1971. 672 p. (In Russian)

† 4. Galdin N.S. *Gidravlicheskie mashiny, obemnyy gidroprivod* [Hydraulic machines, volumetric hydraulic drive]. Omsk, SibADI, 2009. 272 p. (In Russian)

† 5. Gredel T.E., Allenbi B.R. *Promyshlennaya ekologiya* [Industrial ecology]. Moscow, UNITY, 2004. 527 p. (In Russian)

† 6. Green N., Staut U., Tejlor D. *Biologiya* [Biology]. Moscow, Mir, 1993. 368 p. (In Russian)

† 7. Zhenikhov Yu.N., Ivanov V.N. *Obrashchenie s opasnymi othodami* [Hazardous waste management]. Tver, TSTU, 2004. 224 p. (In Russian)

† 8. Ignatov V.G., Kokin A.V. *Ekologiya i ekonomika prirodopolzovaniya* [Ecology and Economics of nature management]. Rostov na Donu, Feniks, 2003. 512 p. (In Russian)

† 9. Isidorov V.A. *Ekologicheskaya khimiya* [Ecological chemistry]. Saint Petesburg, Khimizdat, 2001. 304 p. (In Russian)

† 10. Lepeshkin A.V., Mikhaylin A.A., Sheypak A.A. *Gidravlika i gidropnevmoprivod* [Hydraulics and hydropneumatic]. Moscow, MGIU, 2003. 352 p. (In Russian)

† 11. Smirnov Yu.N. To calculation of the emergency automatic shut-off valve. In: *Problemy gidroavtomatiki* [Problems of hydraulic automation]. Moscow, 1969. pp. 76-85. (In Russian)

† 12. Fomin N.A., Makalin V.S., Sizintsev N.E. Effect of the shut off valve. *Mechanization of construction*, 1990, No. 10, pp. 2–4. (In Russian)

† 13. Sajdler A.A., Voskresenskij G.G. On the issue of hydraulic depressurization of mobile machines. *Uchenye zametki TOGU*, 2013, pp. 1453-1456. (In Russian)

УДК (UDC) 624.04

ОЦЕНКА РИСКОВ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ С УЧЁТОМ УСЛОВИЙ
ЭКСПЛУАТАЦИИRISK ASSESSMENT OF LIGHT VEHICLES TAKING INTO ACCOUNT OPERATION
CONDITIONSЗорин В.А., Ростамиан М.
Zorin V.A, Rostamian M.Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ) (Москва, Россия)
The Moscow automobile and road state technical university (MADI) (Moscow, Russian Federation)

Аннотация. В статье раскрывается возможность оценки опасности и рисков колесных автомобильных транспортных средств при использовании в различных климатических условиях на примере эксплуатации в Иране. Приведены результаты анализа климатических и дорожных условий эксплуатации автомобильных транспортных средств. Внимание уделено анализу конструктивной безопасности и аварийности автомобилей, производимых в Иране. Общий подход к оценке безотказности и рисков автомобильных транспортных средств описан с учетом определяющих факторов. Порядок оценки рисков показан на примере тормозной системы широко распространённого в стране легкового автомобиля. Предлагаемая в статье методика анализа и оценки рисков позволяет повысить надёжность и безопасность эксплуатации автомобиля благодаря предупреждению отказов и предотвращению возможных аварий. Организация эксплуатации новых моделей автомобильных транспортных средств и обоснование гарантийных обязательств поставщика с применением предложенного двухэтапного подхода позволяет разработать и внедрить в практику работы автотранспортных предприятий и дилерских компаний систему технических мероприятий, обеспечивающих безаварийную эксплуатацию автотранспортных средств и снижающих расходы на ремонт автомобилей в гарантийный период с учетом региональных особенностей эксплуатации.

Ключевые слова: риск, оценка, методика, климат, безопасность, автомобиль.

Дата принятия к публикации: 17.02.2020
Дата публикации: 25.03.2020

Сведения об авторах:

Зорин Владимир Александрович – доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Производство и ремонт автомобилей и дорожных машин», ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)», e-mail: madi-dm@list.ru.

Мохаммад Ростамиан – магистрант, ФГБОУ ВО «Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)», e-mail: mohammad.rostamian1991@gmail.com

Abstract. In article reveals a possibility of assessment of danger and risks of wheel automobile vehicles when using in various climatic conditions on the example of operation in Iran. Results of the analysis of climatic and road service conditions of automobile vehicles are given in the Republic Iran. Special attention is paid to the analysis of constructive safety and breakdown rate of the cars manufactured in Iran. The general approach to assessment of non-failure operation and risks of automobile vehicles is described taking into account the defining factors. The order of assessment of risks is shown on the example of the brake system of the widespread car in the country. The technique of the analysis and assessment of risks offered in article allows to increase reliability and safety of operation of the car thanks to the prevention of refusals and prevention of possible accidents. The organization of operation of new models of automobile vehicles and justification of guarantee certificates of the supplier with application of the offered two-stage approach allows to develop and introduce in practice of work of the motor transportation enterprises and dealer companies system of the technical actions providing accident-free operation of vehicles and cutting expenses on car repairs during the guarantee period taking into account regional features of operation.

Keywords: risk, assessment, technique, climate, safety, car.

Date of acceptance for publication: 17.02.2020
Date of publication: 25.03.2020

Authors' information:

Vladimir A. Zorin - Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Department at Moscow Automobile and Road State Technical University (MADI), e-mail: madi-dm@list.ru.

Mohammad Rostamian – graduate student at Moscow Automobile and Road State Technical University (MADI), e-mail: mohammad.rostamian1991@gmail.com

1. Введение

Целью проводимого исследования является выявление и оценка риска в цепочке поставок автомобилей компанией Saipa Automobile Company в Иране с целью определения приоритетов и критических рисков на основе установленных показателей. Всемирная организация здравоохранения стремится уменьшить количество дорожно-транспортных происшествий во всех странах. По этой причине безопасность транспортного средства важна для обеспечения безопасности людей, инфраструктуры и экологии. В большинстве стран мира установлены минимальные требования безопасности, предъявляемые к транспортным средствам. Эти требования относятся к активным и пассивным решениям обеспечения безопасности транспортных средств. Обязательным требованием является наличие, например, тормозных систем с АБС, ремней безопасности, защитных подушек безопасности и др.

Иранская инспекция по качеству и стандарту качества отвечает за оценку безопасности автомобилей отечественного (иранского) производства и готовит ежемесячные отчеты об уровне безопасности автомобилей.

По данным Euro NCAP — Европейской программы оценки новых автомобилей с целью улучшения их безопасности только около 30% моделей от общего объема производства иранской автомобильной промышленности набрали приемлемый балл при проведении испытаний на безопасность (краш-тест).

Меган - самый безопасный автомобиль из производимых в Иране. Автомобиль получил пять звезд безопасности согласно Euro NCAP. При столкновении удар хорошо поглощается капотом двигателя, а кабина пассажира и стойки хорошо разбираются. В случае аварии автомобиль также имеет хорошие показатели. Ремень безопасности наряду с подушкой безопасности уменьшает воздействие удара на пассажиров и приборную панель автомобиля. Общая оценка безопасности автомобиля Меган иранского производства составляет 33 балла.

2. Постановка задачи

Надежность автомобиля является ключевым компонентом его безопасности. Высокие стандарты производства, а также высококачественные конструкционные материалы не гарантируют минимальные расходы на обеспечение надежности автомобиля, так как существует множество факторов, которые не могут быть учтены на стадиях проектирования и производства [1, 2]:

- 1) человеческий фактор (поведение водителя);
- 2) погодные факторы (с учётом климатических особенностей);
- 3) режимы работы и интервалы обслуживания, принятые в стране;
- 4) качество дорог и состояние дорожного покрытия (с учётом рельефа местности);
- 5) качество эксплуатационных материалов и запасных частей;
- 6) уровни технологического оснащения сервисных компаний;
- 7) уровень квалификации персонала, выполняющего техническое обслуживание и ремонт автомобиля.



Рис. 1. Горные автомобильные дороги Ирана

Дороги Ирана (рис. 1) разделены на три категории:

- горные;
- лесные;
- прибрежные.

Из общей протяжённости автомобильных дорог Ирана около 70% составляют горные дороги.

Результаты анализа аварийности автомобильного транспорта в Иране позволили выявить множество эксплуатационных факторов, вызывающих возникновение аварий:

- геометрия дороги;
- рельеф местности;
- качество и состояние дорожного покрытия;
- обустройство дорожного полотна;
- погодные условия;
- режим движения и др.

Среди факторов окружающей среды, влияющих на безопасность и устойчивость движения автомобиля, можно отметить роль таких климатических явлений, как порывистый ветер, обледенение дорожного полотна и туман. Основными метеорологическими переменными, влияющими на дорожно-транспортные происшествия, являются снег, дождь и суточные перепады температуры. По мере увеличения интенсивности осадков количество аварий увеличивается на 6%. Изучение риска аварий в дождливую погоду, когда дорога влажная и скользкая, показывает, что количество аварий увеличивается в три раза.

Как показывают статистические данные, в результате аварий на дорогах в Иране ежегодно погибают более 16 000 человек. В настоящее время в Иране авария является основной причиной смертности среди молодежи в возрасте от 15 до 29 лет и является третьей ведущей причиной гибели человека.

К сожалению, этот показатель смертности в Иране в пять раз превышает среднее значение показателя в мире. Среди факторов, вызывающих дорожно-транспортные происшествия, для условий Ирана характерны обледенение дорожного полотна, снег, туман, лавины, сильные морозы и отказы автомобилей.

В настоящее время в Иране практически нет инструментов для точного прогнозирования затрат на обеспечение безопасности движения автомобиля с учетом многофакторного влияния условий эксплуатации на техническое состояние и необходимость ремонта автомобиля. По этой причине гарантийные обязательства при вводе новых моделей автомобилей в эксплуатацию прини-

маются либо непосредственно поставщиками на основе собственного опыта и интуиции, либо по результатам математического анализа (с применением математического моделирования или теории вероятностей).

В данной статье предпринята попытка изучить возможность использования методов оценки риска для выявления потенциальных опасных событий, которые приводят к дополнительным затратам на обеспечение безопасности автомобиля на этапе эксплуатации.

Основной целью оценки рисков, возникающих при эксплуатации автомобилей, является выявление на основе объективных свидетельств информации, необходимой для принятия обоснованного решения относительно способов предупреждения или уменьшения отказов и аварийности.

Оценка риска обеспечивает:

- понимание потенциальных опасностей и воздействия их последствий на достижение установленных целей организации;
- получение информации, необходимой для принятия решений по обеспечению безопасности;
- понимание источников опасности и возможных последствий;
- идентификацию ключевых факторов, формирующих риск, уязвимых мест автомобиля и его систем;
- возможность сравнения рисков альтернативных моделей автомобиля, технологий, методов и процессов;
- накопление, хранение, анализ информации о риске и неопределенностях;
- получение информации, необходимой для ранжирования рисков;
- предотвращение аварийных ситуаций на основе исследования последствий отказов;
- выбор способов обработки риска;
- получение информации, необходимой для обоснованного решения о принятии риска в соответствии с установленными критериями;
- оценка риска на всех стадиях жизненного цикла автомобиля.

Основой для оценки рисков R в рамках технического регулирования являются функционал F , связывающий вероятность P возникновения неблагоприятного события и

математическое ожидание ущерба U от этого неблагоприятного события формула [1]:

$$R = F_R\{U, P\} = \sum_i [F_R(U_i, P_i)] = \int C(U)P(U)dU \quad (1)$$

$$= \int C(P)U(P)dP$$

где i – виды неблагоприятных событий, C – весовые функции, учитывающие взаимовлияние рисков.

В качестве объекта исследования выбран легковой автомобиль С-сегмента, наиболее популярного в Иране. В целях конфиденциальности производитель и марка этого автомобиля не разглашаются.

С точки зрения обеспечения безопасности автомобиля одной из важнейших является тормозная система, которая постоянно находится под контролем производителей, пользователей и органов, отвечающих за безопасность дорожного движения. К тормозной системе предъявляются повышенные требования с точки зрения безотказности и надежного срабатывания, а также реализации управления при замедлении с сохранением устойчивости. Современные производители автомобилей оснащают тормозные системы многоконтурным приводом с интегрированной антиблокировочной системой, дисковыми механизмами. Многие модели автомобилей оснащаются также системой ESP и другими. Между тем из теории надежности машин [1, 2] известно, что усложнение конструкции любой системы путем введения в нее дополнительных элементов уменьшает общую вероятность ее безотказной работы. По этой причине, отказы деталей, узлов и вспомогательных систем тормозной системы также рассматриваются нами в качестве потенциальных источников опасностей при эксплуатации.

3. Разработанные модели и методы

Надежность тормозной системы рассматриваемого автомобиля определяется следующим списком результатов анализа запросов клиентов на ремонт в гарантийный период (табл. 1). То есть в отмеченных случаях производитель несет убытки, связанные с необходимостью ремонта транспортного средства.

Таблица 1

Результаты сравнительного анализа надёжности элементов тормозной системы

Наименование детали	Процент замен
Тормозные цилиндры передних колес	14
Тормозные цилиндры задних колес	12
Поршень главного тормозного цилиндра	6
Шток	4
Цилиндр главный тормозной	3
Трубопровод передних тормозов	2
Трубопровод задних тормозов	1
Бачок главного тормозного цилиндра	1

В соответствии с положениями нормативных документов [6, 10] проведены анализ и оценка рисков, связанных с отказами тормозной системы автомобиля. По результатам оценки рисков построена матрица, приведенная на рис. 2.

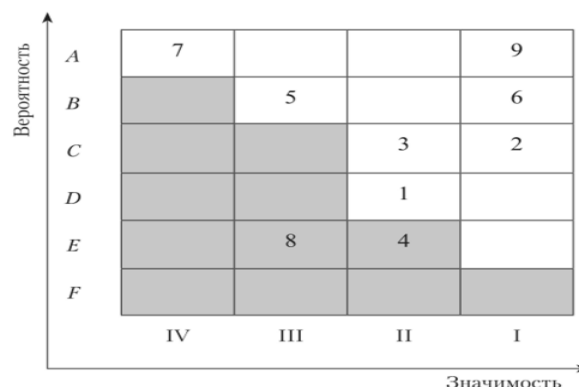


Рис.2. Матрица оценки рисков

Арабские цифры (1,2, ..., 9) в матрице — обозначения рисков, которые были классифицированы по четырем уровням значимости (I, II, III, IV — высокий, значительный, умеренный, незначительный) и шести категориям вероятности (A, B, C, D, E, F — от «почти точно произойдет» до «почти невозможно» соответственно). Идентифицированные на первом этапе риски оцениваются на втором этапе с помощью сравнительного анализа. Наиболее высокий уровень риска выбирается в качестве критического [3].

При выявлении сценария возникновения критических рисков в процессе эксплуатации автомобиля (причинно-следственная связь

процессов, событий и действующих факторов риска), факторы, приводящие к рискам выше этой границы, считаются непереносимыми [4, 5]. При разработке стратегии выявления непереносимых рисков до принятия стратегии требуется понять, как уменьшить или предотвратить такие риски [7 - 9].

На рис. 2 приведен пример качественной оценки риска. Цифрами указаны возможные анализируемые риски. Допустим, номер 9 - это риск выхода из строя главного тормозного цилиндра. Этот риск оказался наиболее критичным. Соответственно, необходимо разработать ряд мер, призванных снизить данный риск. Одним из таких вариантов может быть замена главного тормозного цилиндра с вакуумным усилителем.

Для решения проблемы влияния региональных эксплуатационных условий на надежность автомобиля рекомендуется при оценке рисков транспортного средства использовать двухэтапный подход. Это необходимо для получения исходных данных для дальнейшего принятия решения о поставке новой модели автомобиля без внесения каких-либо существенных изменений в конструкцию или гарантийные обязательства. С этой целью было предложено адаптировать методологию оценки рисков к эксплуатационным реалиям в конкретном регионе, в рассматриваемом случае в Иране.

Шаг первый: определение группы риска, которая оказывает наибольшее влияние на цели компании, и оценка рейтинга каждого выбранного риска.

Шаг второй: расчет общей оценки риска с учётом условий эксплуатации.

Далее необходимо выяснить наиболее опасные последствия, связанные с отказами, и объективные причины, приводящие к этим видам отказов.

Анализ проводится методом «Анализ видов, последствий и причин потенциальных неисправностей» ГОСТ Р 51814.2-2001.

Нами предложена методика, которая в большей части своей соответствует методике проведения анализа FMEA «Анализ видов, последствий и причин потенциальных неисправностей» с корректировкой на некоторые важные с нашей точки зрения факторы, ко-

торые необходимо учесть в зависимости от типа и сферы деятельности субъекта.

1. Фактор инициатора (рискодержателя) проводимого анализа рисков. Поскольку инициатором является организация, которая не производит, а лишь распространяет продукцию, цели организации и, следовательно, риски, которые она несет, несколько отличаются от целей и рисков организации-производителя.

Анализ рисков рассматривается с точки зрения затрат на гарантию и безопасность эксплуатации в части потери управляемости транспортного средства.

Поскольку у организации нет в наличии высоко квалифицированных специалистов узкого профиля, вместо команды технических специалистов предварительную оценку рисков выполняют специалисты сервисной службы и технической поддержки. С другой стороны, такой подход позволяет сократить затраты и, тем самым, не лишает организацию столь важного инструмента предварительной оценки рисков. При этом процесс оценки рисков полностью интегрирован с бизнес-процессами организации и не противоречит им.

2. Вместо шкалы обнаружения предлагается использовать шкалу затрат С (Cost), поскольку сама оценка риска производится в первую очередь с точки зрения расходов и влияния возникающих отказов на безопасность эксплуатации.

3. Шкалы вероятности возникновения и значимости полностью соответствуют методике проведения анализа согласно ГОСТ Р 51814.2-2001.

В соответствии с предлагаемой методикой каждое опасное событие и причину события оценивают экспертными методами по трем критериям:

- значимость последствий опасного события;
- вероятность возникновения;
- влияние на затраты.

На основании проведённых экспериментальных наблюдений было установлено, что на стоимость гарантии влияют следующие факторы:

- 1) надежность автомобиля;

- 2) характеристика района, в котором работает машина;
- 3) стоимость запасных частей, условия эксплуатации.

4. Результаты и их анализ

Шкалы оценки для каждого из видов риска представлены в табл. 2.

Таблица 2

Шкалы оценки рисков автомобиля

Риск	Балл	Оценка	Описание
Риск разработки	1	Низкий	Элементы экстерьера, интерьера кузова
	2	Средний	Системы пассивной безопасности, двигатель, трансмиссия, подвеска
	3	Высокий	Рулевое управление, системы активной безопасности
	4	Критический	Тормозная система
Риск региона эксплуатации	1	Низкий	Тегеран
	2	Средний	Северные регионы
	3	Высокий	Южные регионы
	4	Критический	Центральные районы
Риск увеличения стоимости запасных частей и работ	1	Низкий	Модель является локальной и основные запасные части производятся на территории Ирана
	2	Средний	Большинство запасных частей импортируются, есть возможность наладить локальное производство
	3	Высокий	100% импорт и невозможность наладить локальное производство ввиду отсутствия технологий
	4	Критический	Автопроизводитель покидает рынок Ирана

Величина среднего риска определяется с помощью известного выражения [1]:

$$R = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m g_{ij}(V) P_j P_i(j, z_j) X_i, \quad (2)$$

где P_i - вероятность получения ущерба в результате наступления неблагоприятного события i -го типа; P_j - вероятность наступления неблагоприятного события j -го типа; X_i - величина ущерба (обычно в стоимостном выражении, но в случае наступления экологического риска может быть выражена в натуральных показателях); R - количественная мера риска (выражается в тех же показателях, что и ущерб); n - число возможных вариантов ущерба при наступлении любого неблагоприятного события (включая и ущерб, равный нулю); $g_{ij}(V)$ - вероятность выбора объектом ситуации с вероятностью наступления неблагоприятного события P_j и

законом распределения ущерба $P_i(j, z_j)$, зависящим от принятых защитных мер z_j .

Чтобы получить единую оценку риска рекомендуется использовать линейную модель суммы взвешенных факторов:

$$R_{об} = A_1 X_1 + A_2 X_2 + A_3 X_3 + \dots + A_n X_n, \quad (3)$$

где $R_{об}$ - общая оценка рисков (в данном случае во время работы); X_1, X_2, \dots, X_n - независимые переменные (оценка риска); A_1, A_2, \dots, A_n - показатели значимости факторов, определяемые экспертным методом.

Чтобы получить значение в интервале от 0 до 100%, проведём процедуру нормализации значений общего риска следующим образом:

$$Y = 100\% \frac{(R_{об} - Min)}{(Max - Min)}, \quad (4)$$

где Y - нормальная оценка, %; Min - самая низкая из возможных оценка риска; Max - наибольшая из возможных оценка риска.

5. Заключение

Предлагаемая методика позволяет повысить безопасность эксплуатации исследуемой модели автомобиля благодаря выявлению в ходе анализа ряда показателей, таких как:

- наиболее и наименее вероятные источники возникновения опасных ситуаций;
- степень угрозы здоровью и безопасности владельца транспортного средства.

Полученные в ходе проведённых исследований результаты могут быть использованы для снижения последствий отказов.

Проведение такого анализа минимум раз в год после начала эксплуатации позволит исключить необходимость отзывных кампаний при выявлении серийных опасных отказов автомобиля.

Отличительной чертой описанной методики является её простота и универсальность. В методике реализована комбинация экспертных, аналитических и статистических методов, что обеспечивает достаточно высокую точность результатов при относительно небольшой зависимости от применения сложных математических моделей, позволя-

ющих вычислить количественную оценку риска.

Данная методика может применяться без предварительного сбора статистических данных, что делает её эффективной при анализе новых моделей, а также моделей, только поступивших в продажу, на которые величина затрат на гарантийный ремонт определена интуитивным путём.

Общая таблица интерпретации оценки риска может быть адаптирована для конкретной организации с учетом ее особенностей (структуры парка, режимов работы, условий эксплуатации автомобилей, политики и стандартов).

Использование предложенного подхода при организации эксплуатации новых моделей транспортных средств и обоснование гарантийных обязательств поставщика позволяет обосновать и планировать контроль технических мероприятий, обеспечивающих безопасное использование транспортного средства и снижающих гарантийные расходы с учетом региональных особенностей эксплуатации автомобилей.

Список литературы

1. Зорин В.А. Надёжность механических систем. - М: ИНФРА-М, 2015. 380 с.
2. Зорин В.А. Основы работоспособности технических систем. М: Академия, 2015. 208 с.
3. Баурова Н.И. Влияние климатических и эксплуатационных факторов на свойства ремонтных материалов // Автотранспортное предприятие. 2009. № 3. С. 13-15.
4. Sevryugina N.S., Volkov E.A., Litovchenko E.P. // *Modern Applied Science*. 2014. Vol. 8. № 5.
5. Sevryugina N. // *MATEC Web of Conferences*. 2017. Vol. 117. 00151.
6. Руководство ИСО/МЭК 73:2002. Управление риском. Словарь. Руководящие указания по использованию в стандартах.
7. Федеральный закон «О техническом регулировании» № 184-ФЗ.
8. Технический регламент ТР ТС 010/2011 «О безопасности машин и оборуду-

References

1. Zorin V.A. Reliability of mechanical systems. Textbook. Moscow, INFRA-M, 2015. 380 p. (In Russian)
2. Zorin V.A. Bases of operability of technical systems. Moscow, Akademiya, 2015. 208 p. (In Russian)
3. Baurova N.I. Influence of climatic and operational factors on properties of repair materials. *Avtotransportnoe predpriyatie*, 2009, No. 3, pp. 13-15. (In Russian)
4. Sevryugina N.S., Volkov E.A., Litovchenko E.P. *Modern Applied Science*, 2014, Vol. 8, No. 5.
5. Sevryugina N. *MATEC Web of Conferences*, 2017, Vol. 117, 00151.
6. Management of ISO/MEK 73:2002 «Management of risk. Dictionary. Guidelines on use in standards». (In Russian)
7. Federal Law 184 «On technical regulation». (In Russian)
8. TR CU 010/2011 «About safety of ma-

дования».

9. Технический регламент ТР ТС 018/2011 «О безопасности колесных транспортных средств».

10. ГОСТ Р ИСО/МЭК 31010-2011 Менеджмент риска. Методы оценки риска.

† chines and the equipment». (In Russian)

† 9. TR CU 018/2011 «About safety of wheel vehicles». (In Russian)

† 10. GOST P ISO/MEK 31010-2011 Management of risk. Risk assessment methods. (In Russian)

УДК (UDC) 621.01

ПРИМЕНЕНИЕ ПРОГРАММЫ MECHANIC ПРИ ОПРЕДЕЛЕНИИ ОСНОВНЫХ
ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА ПОДЪЕМНОЙ
ПЛАТФОРМЫAPPLICATION OF THE MECHANIC PROGRAM IN DETERMINING THE MAIN
PARAMETERS OF THE ELECTROMECHANICAL DRIVE OF THE LIFTING
PLATFORMКопылов А.З.¹, Лавров В.Ю.², Лычагин Ю.В.², Осипов В.И.²
Kopylov A.Z.¹, Lavrov V.Yu.², Lychagin Yu.V.², Osipov V.I.²¹ – Петербургский государственный университет путей сообщения императора Александра I (Санкт-Петербург, Российская Федерация)² – Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им Д.Ф.Устинова (Санкт-Петербург, Российская Федерация)¹ – St. Petersburg state University of Railways of Emperor Alexander I (St. Petersburg, Russian Federation)² – Baltic state technical University "VOENMEKH" named After D. F. Ustinov (St. Petersburg, Russian Federation)

Аннотация. В статье рассмотрен процесс проектирования на раннем (предэскизном) этапе электро-механического привода подъемной платформы, представляющего собой совокупность асинхронного частотно-регулируемого электрического двигателя, двухступенчатого эвольвентного косозубого зубчатого редуктора и рычажного механизма ножничного типа. На предварительном этапе проектирования электро-механического привода подъемной платформы определялась его структура, виды входящих в ее состав двигателей и механизмов, а также основные технические характеристики привода. В частности, определялись параметры рычажного механизма (геометрические и массо-инерционные характеристики), зубчатого редуктора (геометрические параметры, модули, числа зубьев, передаточные числа), осуществлен выбор электродвигателя, проведен расчет кинематических и силовых характеристик, динамическое исследование привода. Предварительное проектирование было осуществлено с использованием программы Mechanic. В результате предпроектного исследования было сформировано схемно-конструктивное решение подъемной платформы и электро-механического привода, определены основные их технические характеристики. В результате было доказано, что использование программы Mechanic может быть эффективно применено на начальных этапах проектирования подъемной платформы и различных подъемно-транспортных механизмов и машин.

Ключевые слова: подъемная платформа, электро-механический привод, программа Mechanic.

Дата принятия к публикации: 05.02.2020
Дата публикации: 25.03.2020

Сведения об авторах:

Копылов Александр Зосимович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Подъ-

Abstract. The article considers the issue of designing at an early stage electromechanical drive of the lifting platform, which is a set of asynchronous frequency-controlled electric motor, two-stage involute bevel gear and lever mechanism scissor type. At the preliminary stage of designing the electromechanical drive of the lifting platform, its structure, types of engines and mechanisms included in it, as well as the main technical characteristics of the drive were determined. In particular, we determined the parameters of the linkage (geometric and mass-inertial characteristics), gear reducer (geometrical parameters, modules, numbers of teeth, gear ratio), carried out the choice of motor, calculation is made of kinematical and power characteristics, as well as dynamic study of the drive. The preliminary design was carried out using the Mechanic program, which does not require significant resources of a personal computer. As a result of the pre-design study, a schematic and structural solution of the lifting platform and electromechanical drive was formed, and their main technical characteristics were determined. As a result, it was proved that the use of the Mechanic program can be effectively applied at the initial stages of the design of the lifting platform, as well as various lifting and transport mechanisms and machines.

Keywords: lifting platform, electromechanical drive, Mechanic program.

Date of acceptance for publication: 05.02.2020
Date of publication: 25.03.2020

Authors' information:

Alexander Z. Kopylov – Candidate Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the

емно-транспортные, путевые и строительные машины» Петербургского государственного университета путей сообщения императора Александра I, e-mail: kopylovaz@yandex.ru.

Лавров Валентин Юрьевич – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Системы приводов, мехатроника и робототехника» Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им Д.Ф. Устинова, e-mail: lavrov060347@yandex.ru.

Лычагин Юрий Викторович – старший преподаватель кафедры «Системы приводов, мехатроника и робототехника» Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им Д.Ф. Устинова, e-mail: lyv1281@yandex.ru.

Осипов Владимир Иванович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Системы приводов, мехатроника и робототехника» Балтийского государственного технического университета «ВОЕНМЕХ» им Д.Ф. Устинова, e-mail: ovi-spb@yandex.ru.

1. Введение

Подъемно-транспортные машины играют важную роль в развитии современной экономики России. Их разработка предполагает принятие обоснованных и взвешенных технических решений на ранних стадиях проектирования, связанных с выбором рациональных схем и параметров. Такой подход позволит повысить эффективность работы данных технических систем, снизить себестоимость, уменьшить стоимость самого процесса проектирования машин.

Проектирование подъемно-транспортной машины является совокупностью научно-исследовательских и конструкторских работ с целью формирования технической документации для их изготовления.

На ранних (предэскизных) этапах проектирования подъемно-транспортной машины осуществляется оформление общей неточной информации о будущем техническом устройстве в более четкие представления о схемно-конструктивных его решениях.

На данном этапе разработки проводятся исследования перспектив развития данного виде техники, анализ существующих аналогов, выбор прототипа, с целью определения схемных решений, осуществляется расчетное обоснование предлагаемых технических характеристик подъемно-транспортной машины. При этом автоматизация процессов

Department "Lifting and transport, track and construction machines" at St. Petersburg state University of ways of the Emperor Alexander I, e-mail: kopylovaz@yandex.ru.

Valentin Yu. Lavrov – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department "Drive systems, mechatronics and robotics" at Baltic State Technical University "VOENMEKh" named after D.F. Ustinov, e-mail: lavrov060347@yandex.ru.

Yuri V. Lychagin – Senior Lecturer of the Department "Drive systems, mechatronics and robotics" at Baltic State Technical University "VOENMEKh" named after D.F. Ustinov, e-mail: lyv1281@yandex.ru.

Vladimir I. Osipov – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department "Drive systems, mechatronics and robotics" at Baltic State Technical University "VOENMEKh" named after D.F. Ustinov, e-mail: ovi-spb@yandex.ru.

расчетного обоснования схемно-конструктивных решений подъемно-транспортной машины имеет неопределимое значение.

На предварительном (предэскизном) этапе проектирования подъемно-транспортных механизмов и машин определяется их структура, виды входящих в ее состав двигателей и механизмов, а также основные технические характеристики машины. При этом обосновываются основные принципы работы машины, которые в дальнейшем лягут в основу разрабатываемого технического предложения.

Ошибки на начальных этапах проектирования подъемно-транспортной машины приводят на последующих этапах к значительному удорожанию процесса ее создания и снижению эффективности данного устройства.

Практика показывает, что неправильные схемно-конструктивные технические решения и параметры подъемно-транспортной машины, определенные на начальных этапах проектирования приводят к удорожанию процесса разработки на 70...80 %.

2. Постановка задачи

На этапе предварительного (предэскизного) проектирования электромеханического привода подъемной платформы встают задачи по определению основных его характеристик. В частности, определения параметров рычажного механизма, зубчатого редуктора,

выбор электродвигателя, расчет кинематических и силовых характеристик, проведение динамического исследования привода.

В данной работе на основе исследования аналогов схемных решений подъемной платформы был выбран наиболее перспективный прототип, на основе которого и определена структура данной подъемной машины. Ее основные технические характеристики были определены с использованием автоматизированной системы расчетов – программы Mechanic [4-8], разработанной Лавровым В.Ю. в Балтийском государственном техническом университете «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова).

Программа Mechanic позволяет автоматизировать расчетные задачи, возникающих при проектировании различных механизмов и машин:

- структурный синтез рычажного механизма;
- кинематический и силовой анализ;
- расчет зубчатого механизма;
- формирование внешних нагрузок на рабочие органы;
- выбор электродвигателя;
- исследование динамики движения машины.

В общем виде структурная схема электромеханического привода подъемной платформы представлена на рис. 1.



Рис. 1. Структурная схема электромеханического привода подъемной платформы

Далее будет рассматриваться только механическая часть привода подъемной платформы (без системы управления).

Более подробно схема электромеханической части подъемной платформы представлена на рис. 2.

Источником механической энергии в приводе подъемной платформы является асинхронный электрический двигатель, который через двухступенчатый зубчатый эвольвентный редуктор приводит в движение рычажный механизм ножничного типа. На его выходных звеньях закрепляется подъемная платформа (механизм и платформа на схеме условно повернуты на 90°).

Основными исходными данными для проектирования подъемной платформы являются следующие: масса поднимаемого груза – 1,2 т, максимальная высота подъема – 4,5 м, предельные габариты в горизонтальной плоскости – 3 × 2 м.

3. Практические исследования

В подъемной платформе главным является одностепенный семизвенный рычажный механизм ножничного типа, создающий основное движение в подъемной платформе [1-3, 9, 10]. Поэтому проектирование привода подъемной платформы начинается с него.

Программа Mechanic позволяет провести структурный синтез главного (рычажного) механизма, в ходе которого определяются основные параметры входного (первичного) механизма и входящих в рычажный механизм структурных групп (рис. 3).

В результате структурного синтеза рычажного механизма в электронном виде формируется его кинематическая схема с заданными размерами, массой и моментами инерции звеньев (рис. 4).

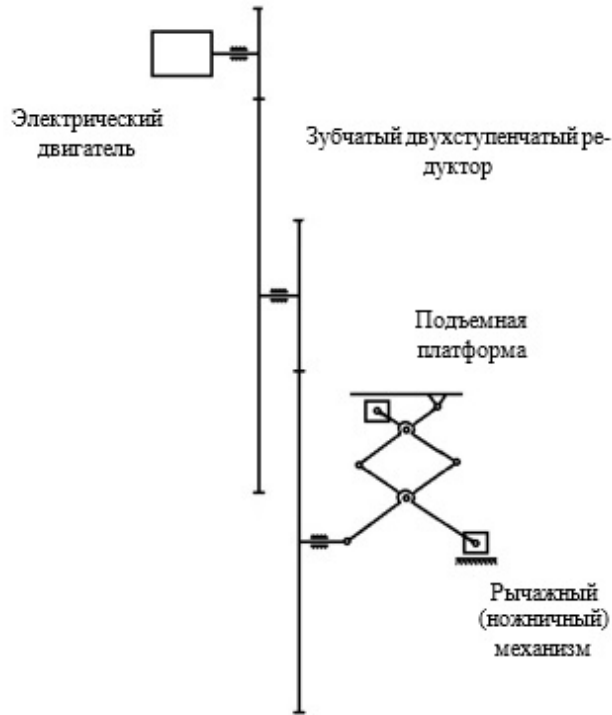


Рис. 2. Схема проектируемой подъемной платформы

Структурная группа Шатун-Ползун. В механизме имеет номер 2

Файлы Запомнить параметры Помощь Выход

Присоединение шарнира А:
 К входному кривошипу 1

Присоединение ползуна С:
 К входному кривошипу 1

Координаты шарнира А (X_A, Y_A) задаются в системе координат того звена, к которому присоединяется шарнир.
 Здесь X_1Y_1 - ЛСК 1-го звена диады,
 X_2Y_2 - ЛСК 2-го.
 φ_n - угол разворота оси ползуна от оси X_0 НСК,
 l_{nc} - сдвиг.

При необходимости на звеньях могут быть прорисованы дополнительные точки: D, E - на звене 1, F, G - на звене 2. Для задания их координат в ЛСК укажите количество дополнительных точек на звене. На схеме они показаны условно, их расположение на звеньях произвольно.

Длины $l_{11}, l_{13}, l_{21}, l_{23}, l_{nc}$ задаются со знаком. На схеме показаны положительные направления.

$X_A = 3.4$	$l_{11} = 0$	$l_{12} = 2.28$	$l_{13} = 0$	$l_n = 0.15$
$Y_A = 0$	$l_{21} = 0$	$l_{22} = 0$	$l_{23} = 0$	$d_n = 0.09$
$X_{S1} = 1.14$	$X_{S2} = 0$	$l_{nc} = 4.0140845$		$\varphi_n = 135$
$Y_{S1} = 0$	$Y_{S2} = 0$			

Схема: Полная

Масса 1 = 183.4 кг Момент инерции 1 = 99.5 кг м²
 Масса 2 = 12.3 кг Момент инерции 2 = 0 кг м²

Количество доп. точек на звене 1: 0 Количество доп. точек на звене 2: 1
 (.)F прорисовывать: Треугольником

Вывести структуру присоединений

$X_F = 0$
 $Y_F = 0$

Рабочий орган (РО): точка F Рисунок ползуна: Типа пунсон

Рис. 3. Окно программы Mechanic с параметрами второй структурной группы рычажного механизма

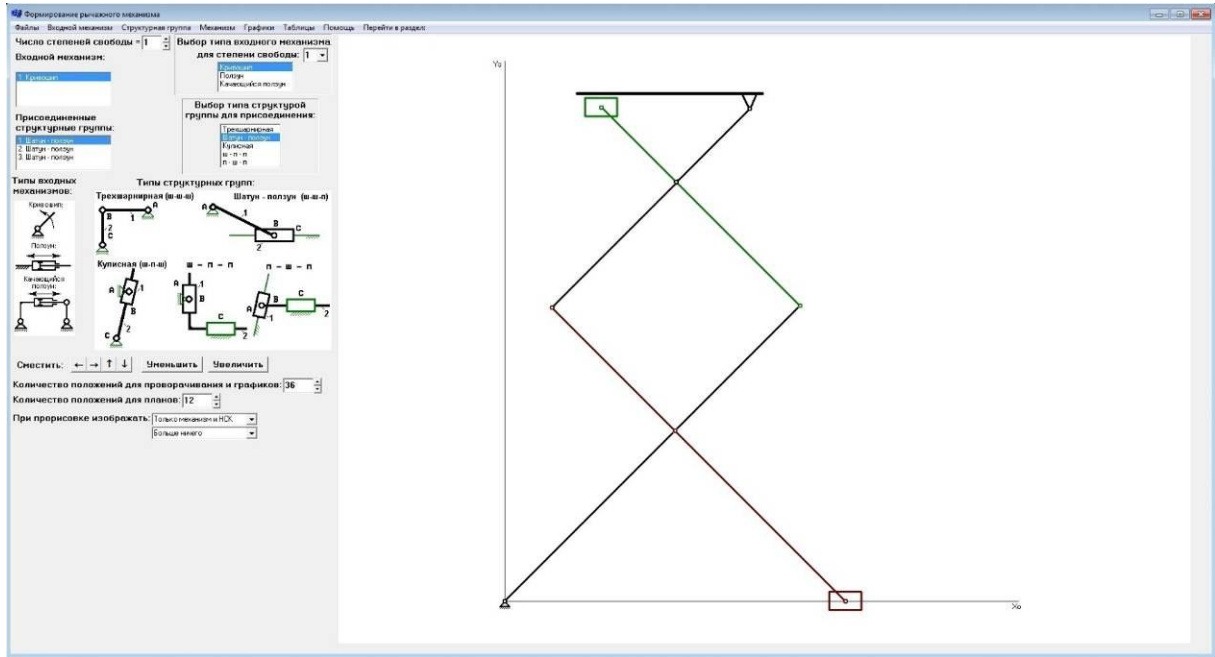


Рис. 4. Кинематическая схема сформированного рычажного механизма

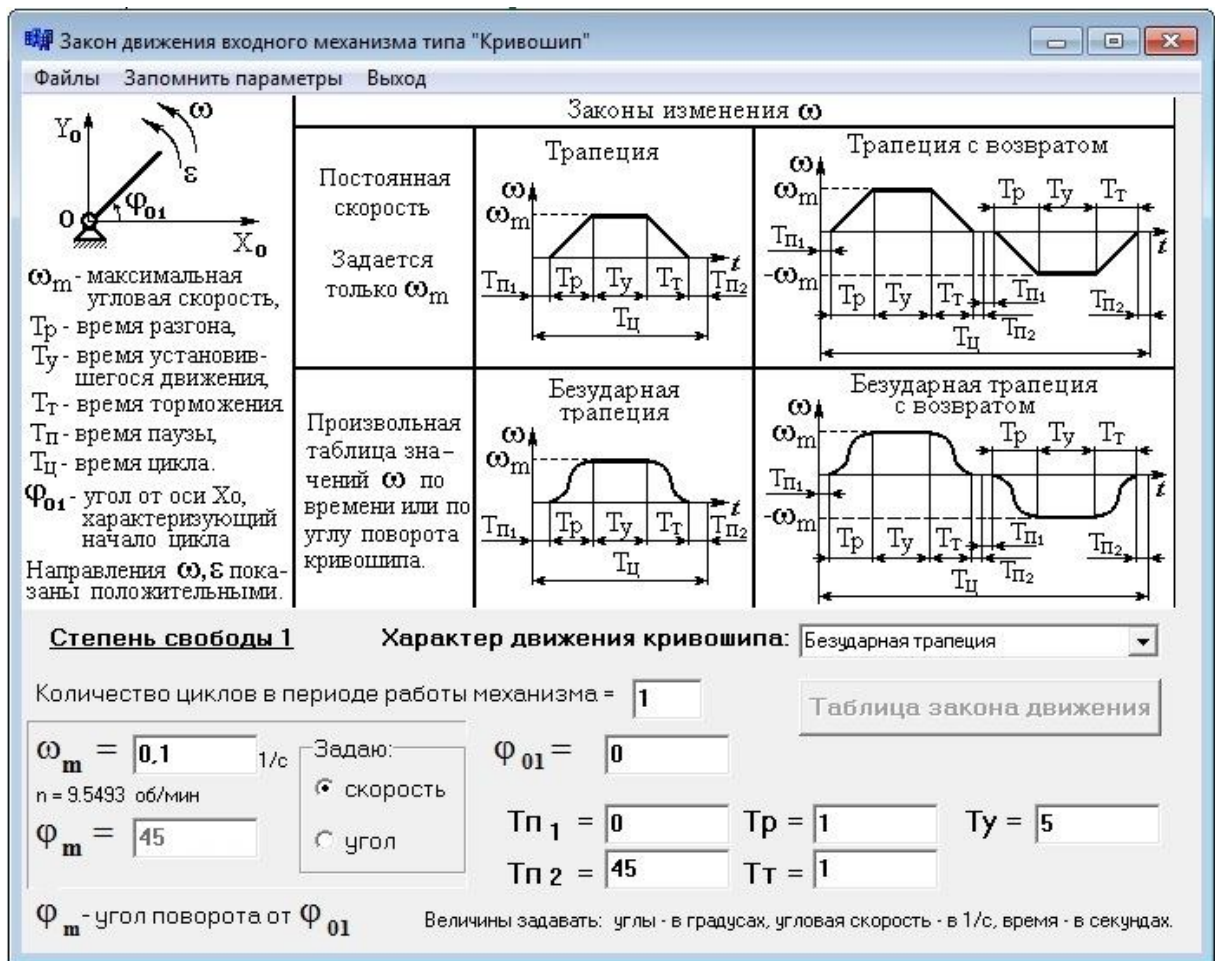


Рис. 5. Окно для задания закона движения входного звена

С целью дальнейшего проведения кинематического исследования рычажного механизма программа Mechanic позволяет за-

давать различные законы движения входного звена с учетом работы системы управления подъемной платформы (рис. 5).

Программа Mechanic позволяет прорисовать планы различных положений рычажного механизма, а также выставить его в любое произвольное положение в зависимости от обобщенной координаты (угла поворота входного звена).

Для сформированного рычажного механизма имеется возможность редактирования его характеристик на любом этапе проектирования.

Программа Mechanic дает возможность проведения кинематического исследования главного (рычажного) механизма с определением зависимостей для перемещений, скоростей и ускорений всех звеньев и произвольных точек рычажного механизма (рис. 6), а также позволяет определить крайние положения механизма.

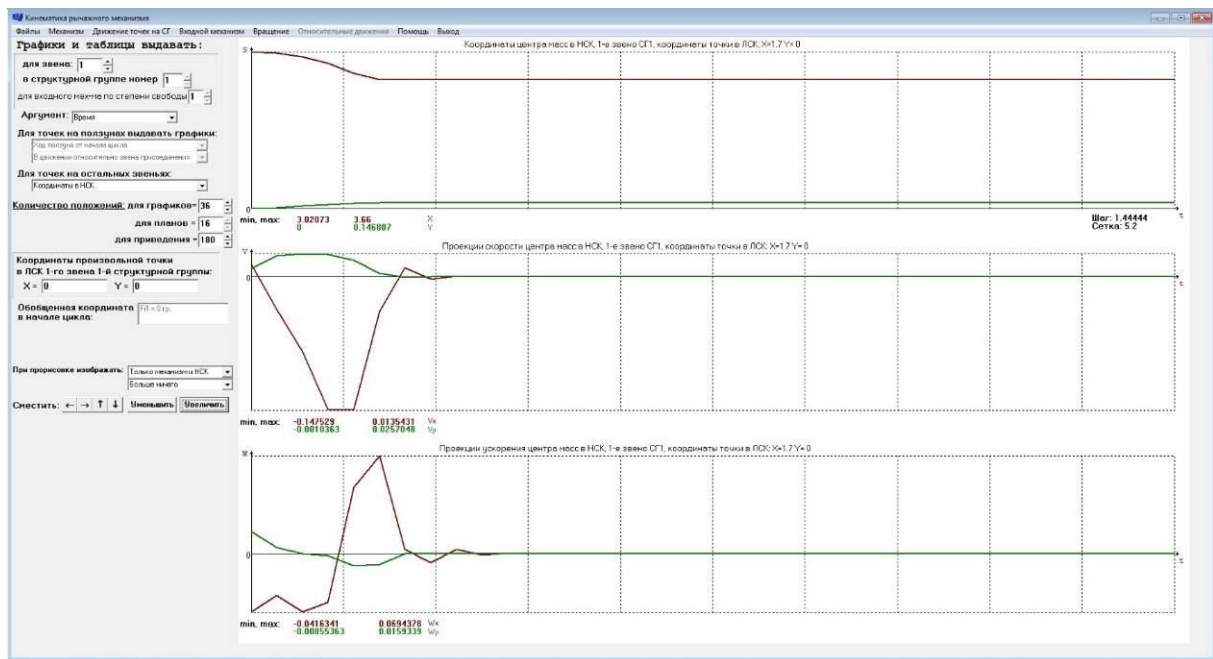


Рис. 6. Графики кинематических параметров движения центра масс первого звена первой структурной группы

При кинематическом анализе программа позволяет получать результаты как в виде графиков (рис. 6), так и в табличном виде.

Для дальнейшего проведения силового и динамического исследования работы подъемной платформы программа Mechanic позволяет получить зависимость для приведенного момента инерции рычажного механизма (рис. 7). Программа также позволяет получить результат расчета и табличном виде.

В программе Mechanic для проведения силового анализа рычажного механизма можно задавать различные виды нагрузок на рабочий орган (рис. 8).

При проектировании подъемной платформы нагрузка задается по типу «Станок» с

постоянной величиной силы веса поднимаемого груза.

Для проведения динамического исследования программа Mechanic обеспечивает расчет зависимости приведенного момента сил вредного сопротивления от угла поворота входного звена и определения минимальной потребной мощности электродвигателя. При этом сам выбираемый двигатель должен быть большей мощности с целью обеспечения некоторого запаса.

Программа Mechanic позволяет осуществить выбор асинхронного частотно-регулируемого электродвигателя из каталога (рис. 9).

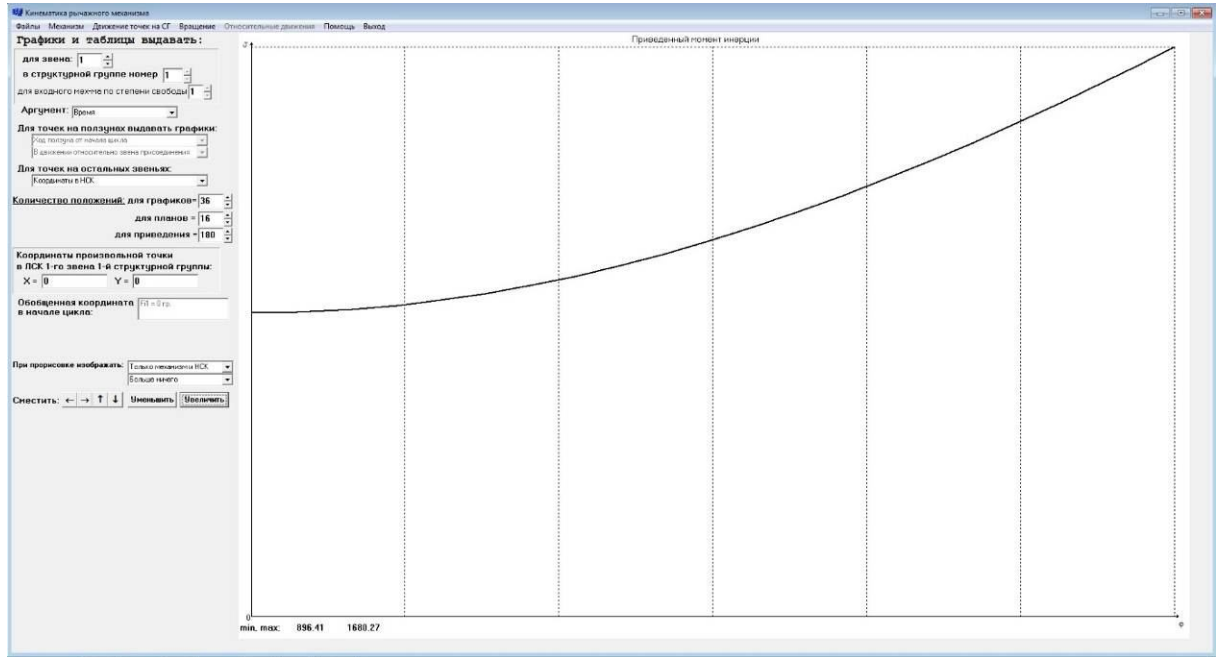


Рис. 7. График приведенного момента инерции рычажного механизма

1. Таблица по обобщенной координате

Пресс

Станок

Гидронасос

Гидромотор

Компрессор

Пневмодвигатель

s - ход ползуна,
F_T - технологическая сила,
K_p - показатель процесса (1,41 - адиабата, 1,1 ... 1,4 - политропа, 1 - изотема),
P_ц - давление в цилиндре.

S_p - рабочий ход,
S_п - полный ход,
S_o - зона обработки.

У прессов и станков возможно **S_p = S_o**

Выбор - клик левой кнопкой мыши.

Запомнить

Выход

Рис. 8. Окно с вариантами выбора нагрузки на рабочий орган

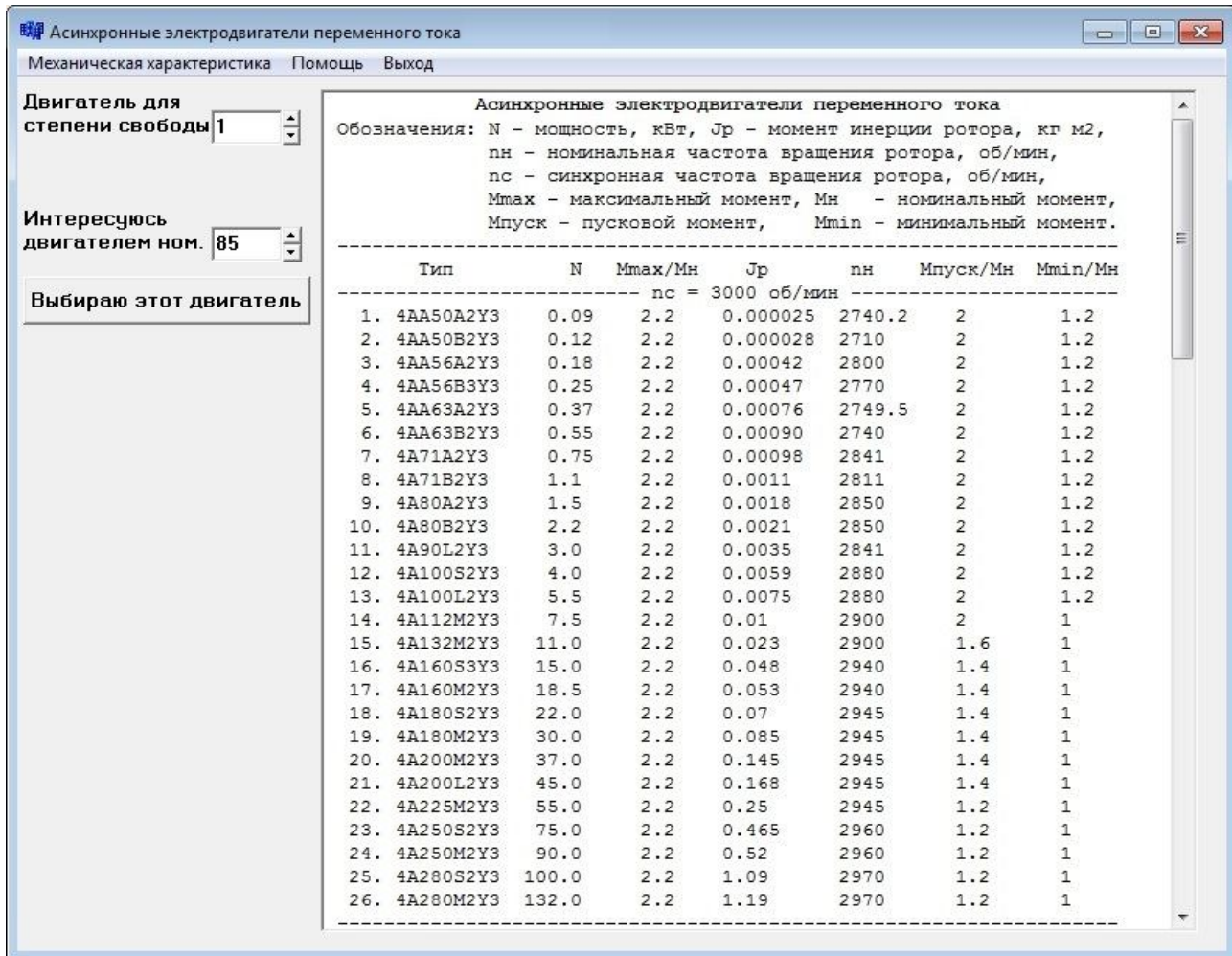


Рис. 9. Окно с каталогом асинхронных электродвигателей

В результате расчета определяется механическая характеристика и основные технические характеристики электродвигателя (рис. 10).

В соответствии с требуемым передаточным отношением выбирается двухступенчатый тип зубчатого механизма. После ввода основных исходных данных программа Mechanic определяет основные характеристики двухступенчатого эвольвентного косозубого зубчатого редуктора (рис. 11).

Программа Mechanic позволяет провести моделирование динамики движения входного звена рычажного механизма подъемной платформы с учетом действующих нагрузок для уточнения кинематических параметров движения звеньев рычажного механизма (рис. 12).

В результате проектирования получены следующие основные технические характеристики подъемной платформы:

- масса поднимаемого груза – 1,2 т;
- максимальная высота подъема – 4,5 м;
- габариты платформы в горизонтальной плоскости – $2,7 \times 1,8$ м;
- электродвигатель - асинхронный частотно-регулируемый мощностью 1,5 кВт;
- максимальный крутящий момент на валу электродвигателя – 34,78 Н·м;
- зубчатый механизм – двухступенчатый эвольвентный косозубый редуцирующий (общее передаточное отношение – 43,25, габаритные размеры системы зубчатых колес – $0,364 \times 0,273$ м), крутящий момент на входном звене - 1504,23 Н·м.

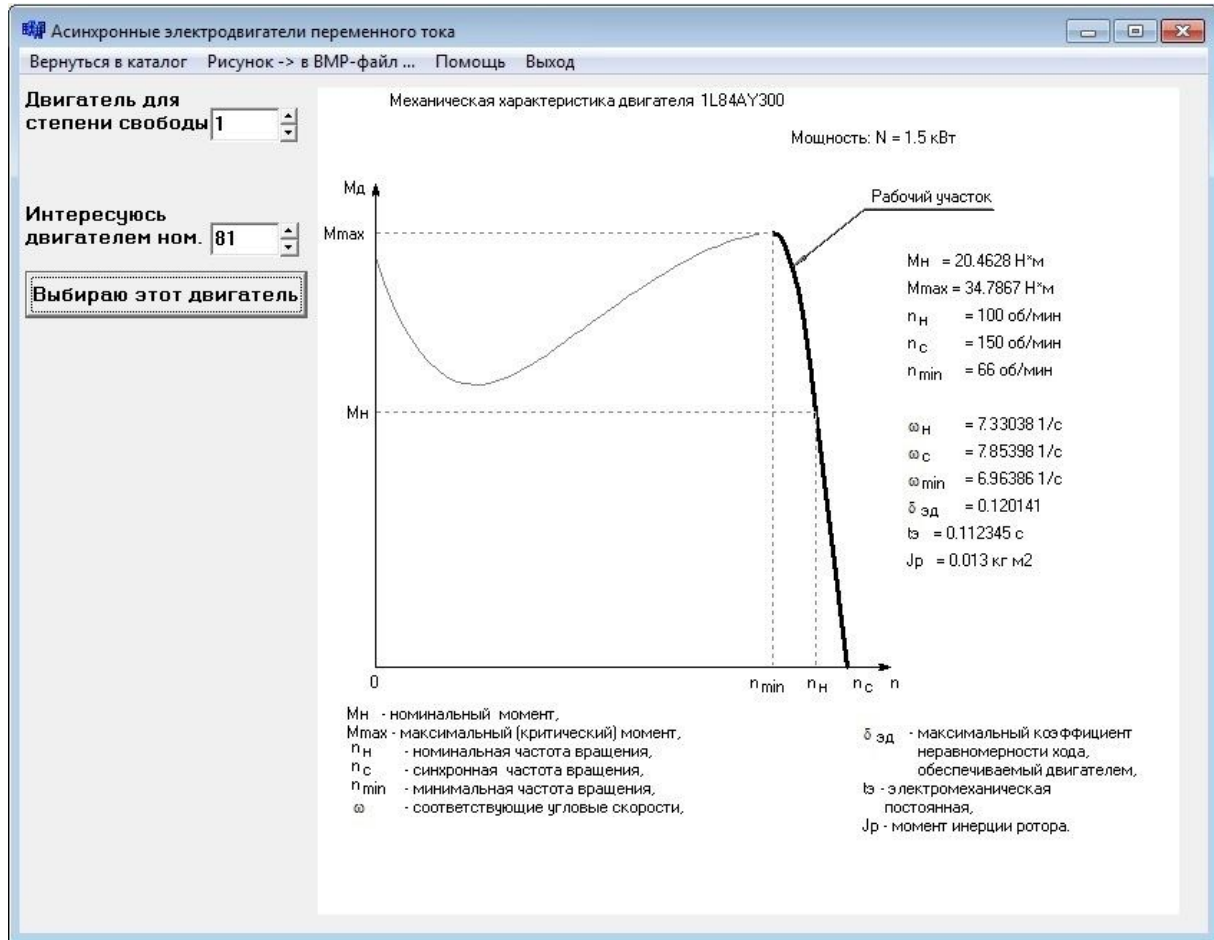


Рис. 10. Механическая характеристика электродвигателя

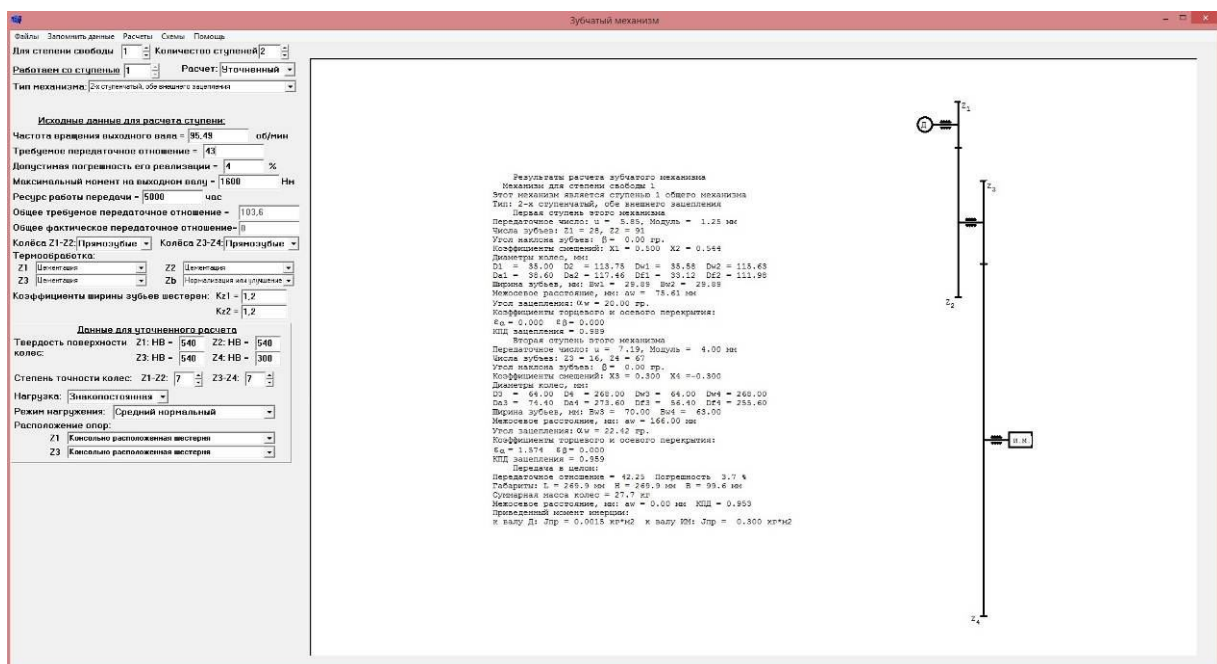


Рис. 11. Результаты расчета параметров зубчатого механизма

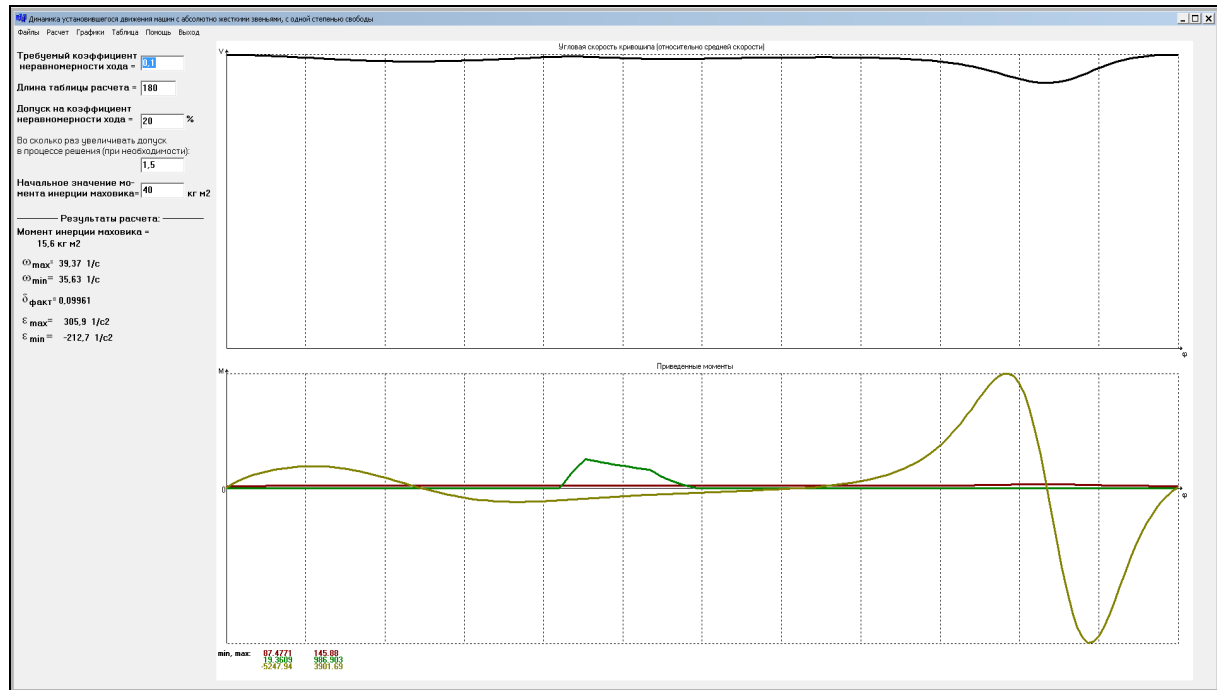


Рис. 12. Результаты динамического исследования движения рычажного механизма

4. Заключение

Использование программы Mechanic обеспечивает автоматизацию расчетов при проектировании подъемно-транспортных машин и входящих в их состав механизмов. Она позволяет проводить структурный синтез рычажных механизмов с определением их геометрических и массово-инерционных параметров, выбор электрических двигателей, расчет параметров различных зубчатых механизмов (ступенчатых и планетарных), а

также проводить исследование динамики работы машины.

При этом работа с использованием данного программного обеспечения не требует значительных ресурсов и особенных параметров персонального компьютера.

Таким образом, использование программы Mechanic может быть эффективно применено на начальных этапах проектирования подъемной платформы, а также различных подъемно-транспортных механизмов и машин.

Список литературы

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. М.: Альянс. 2016. 640 с.
2. Буланов Э.А. Детали машин. Расчет механических передач. М.: Юрайт. 2016. 202 с.
3. Жуков В.А., Михайлов Ю.К. Механика. Основы расчёта и проектирования деталей машин. СПб.: Питер. 2016. 636 с.
4. Копылов А.З., Тихомиров Г.И. Расчеты по ТММ в программе Mechanic. СПб.: ПГУПС. 2019. 36 с.
5. Лавров В.Ю. Курсовое проектирование по ТММ и механике машин в среде пакета ТММ_КР. СПб.: БГТУ. 1997. 148 с.

References

1. Artobolevsky I.I. Theory of mechanisms and machines. Moscow, Alliance., 2016. 640 p. (In Russian)
2. Bulanov E.A. Machine parts. Calculation of mechanical gears. Moscow, Yurayt, 2016. 202 p. (In Russian)
3. Zhukov V.A., Mikhailov Yu. K. Mechanics. Fundamentals of calculation and design of machine parts. SPb, Peter, 2016. 636 p. (In Russian)
4. Kopylov A.Z., Tikhomirov G.I. Calculations on TMM in the program Mechanic. SPb. PGUPS, 2019. 36 p. (In Russian)
5. Lavrov V.Y. Course design at TMM

6. Лавров В.Ю., Копылов А.З. Автоматизированное проектирование машин на ПЭВМ в среде Mechanic. СПб.: ПГУПС. 2014. 41 с.

7. Лавров В.Ю., Копылов А.З. Автоматизированное проектирование машин в среде Mechanic. СПб.: ПГУПС. 2014. 41 с.

8. Лавров В.Ю. Курсовое проектирование по теории машин и механизмов с помощью программы Mechanic. СПб.: БГТУ. 2015. 53 с.

9. Лавров В.Ю. Введение в теорию механизмов и машин. СПб.: БГТУ. 2016. 143 с.

10. Фролов К.В. Теория механизмов и механика машин. М.: МГТУ. 2012. 686 с.

† and mechanics of machines in the environment
† package TMCR. SPb, BSTU, 1997. 148 p. (In
† Russian)

† 6. Lavrov V.Yu., Kopylov A.Z. Comput-
† er-aided design of machines on PC in Mechan-
† ic environment. SPb, PGUPS, 2014. 41 p. (In
† Russian)

† 7. Lavrov V.Yu., Kopylov A.Z. Comput-
† er-aided design of machines on PC in Mechan-
† ic environment. SPb, PGUPS, 2014. 41 p. (In
† Russian)

† 8. Lavrov V.Yu. Course design on the
† theory of machines and mechanisms with the
† help of the program Mechanic. SPb, BSTU,
† 2015. 53 p. (In Russian)

† 9. Lavrov V.Yu. Introduction to the theo-
† ry of mechanisms and machines. SPb, BSTU,
† 2016. 143 p. (In Russian)

† 10. Frolov K.V. Theory of mechanisms and
† mechanics of machines. Moscow, MGTU,
† 2012. 686 p. (In Russian)

УДК (UDC) 656.025.4

ПРИМЕНЕНИЕ КОНТЕЙНЕРА-ТРАНСФОРМЕРА «SMARTBOX» ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ
РАСТИТЕЛЬНОГО МАСЛА НАЛИВОМAPPLICATION OF CONTAINER-TRANSFORMER "SMARTBOX" FOR
TRANSPORTATION OF LIQUID VEGETABLE OILКороткий А.А., Фетюхина О.Н., Колганова Т.С., Панфилов А.В., Егельский В.В.
Korotkiy A.A., Fetyukhina O.N., Kolganova T.S., Panfilov A.V., Egelsky V.V.Донской государственный технический университет (Ростов-на-Дону, Россия)
Don State Technical University (Rostov-on-Don, Russian Federation)

Аннотация. В данном исследовании рассматриваются вопросы эффективности использования инновационного продукта на российском рынке транспортно-логистических услуг контейнера-трансформера «SmartBox». Главным вектором развития производства в области транспортных перевозок становится наиболее полный учет потребностей транспортных компаний, которые нуждаются не просто в машинах для грузоперевозок, а в эффективных решениях транспортных задач, позволяющих повысить рентабельность бизнеса. Рассматриваемый в исследовании контейнер-трансформер «SmartBox» претендует на качественное решение сформировавшихся задач, стоящих сегодня перед транспортно-логистическими компаниями. Исследование проводится в значимом для Ростовской области агропромышленном секторе экономики, который по оценке экспертов в ближайшее время станет драйвером в развитии грузоперевозок. Базой исследования стал крупнейший агрохолдинг Ростовской области – группа компаний «Юг Руси». Задачей исследования является обоснование технико-экономических преимуществ применения контейнера-трансформера «SmartBox» для перевозки растительного масла наливом. Для решения данной задачи был проведен анализ современного состояния транспортно-логистической системы в агропромышленном комплексе. Проведен обзор используемых в настоящее время способов автомобильной перевозки растительного масла наливом, выявлены недостатки. Проанализированы существующие недостатки в сфере контейнерных грузоперевозок. Идентифицированы ключевые требования к контейнерным перевозкам со стороны транспортно-логистических компаний. Проведен качественный сравнительный анализ технико-экономических параметров контейнера-трансформера «SmartBox» и традиционных способов перевозки растительного масла наливом. Актуальность данного исследования заключается в практической значимости для развития и совершенствования системы транспортных грузоперевозок.

Ключевые слова: транспорт, контейнеры, погрузочно-разгрузочные работы, транспортная логистика, растительное масло наливом.

Abstract. This study examines the effectiveness of the innovative product container-transformer "SmartBox" in the Russian market of transport and logistics services. The transport companies need not just machines for cargo transportation, but effective solutions to transport problems, that allow increasing the profitability of the business. The container-transformer "SmartBox" claims to be a qualitative decision of the problems formed in the market of transport and logistics services today. The investigation is carried out in agro-industrial sector of the economy as the most significant for the Rostov region. According to experts the agro-industrial complex will soon become a driver for the development of cargo transportation. The study was conducted on the example of the largest agricultural holding of the Rostov region group of companies "Yug Rusi". The research task is to substantiate the technical and economic advantages of using the container-transformer "SmartBox" for the transportation of liquid vegetable oil. The analysis of the current state of the transport and logistics system in the field of agriculture was carried out to solve this problem. A review of currently used methods of road transportation of liquid vegetable oil was conducted, the shortcomings was identified. The existing shortcomings in the sphere of container cargo transportation are analyzed. The key requirements for container transportation by transport and logistics companies are identified. A qualitative comparative analysis of the technical and economic parameters of the container-transformer "SmartBox" and traditional methods of transportation of liquid vegetable oil was carried out. The relevance of this research is the practical value for the development and improvement of the system of cargo transportation.

Keywords: transport, containers, loading and unloading operations, transport logistics, liquid vegetable oil.

Дата принятия к публикации: 21.01.2020
 Дата публикации: 25.03.2020

Date of acceptance for publication: 21.01.2020
 Date of publication: 25.03.2020

Сведения об авторах:

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

Фетюхина Ольга Николаевна – доктор экономических наук, доцент, профессор кафедры «Эксплуатация транспортных систем и логистика», Донской государственной технической университет, e-mail: olgaf1977@yandex.ru.

Колганова Татьяна Сергеевна – аспирант кафедры «Эксплуатация транспортных систем и логистика», Донской государственной технической университет, e-mail: kolganova_tatyana_27@mail.ru.

Панфилов Алексей Викторович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Эксплуатация транспортных систем и логистика», Донской государственной технической университет, e-mail: panfilov@ikcmysl.ru.

Егельский Владислав Витальевич – бакалавр, факультет «Дорожно-строительные машины», Ростовский государственный университет путей сообщения, e-mail: sp_5sp_6pb_97n14@mail.ru

Authors' information:

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

Olga N. Fetyukhina – Doctor of Economic Sciences, Associate Professor, Professor of Department of "Operation of transport systems and logistics" at Don State Technical University, e-mail: olgaf1977@yandex.ru.

Tatiana S. Kolganova – Postgraduate student of the Department "Operation of transport systems and logistics" at Don State Technical University, e-mail: kolganova_tatyana_27@mail.ru.

Alexey V. Panfilov – Candidate of Technical Sciences, associate Professor, associate Professor of Department of "Operation of transport systems and logistics" at Don State Technical University, e-mail: panfilov@ikcmysl.ru.

Vladislav V. Egelsky – bachelor, Department of «Road-Construction machines» at Rostov State Transport University, e-mail: sp_5sp_6pb_97n14@mail.ru

Благодарности

Исследование выполнено при финансовой поддержке Фонда содействия развитию малых форм предприятий в научно-технической сфере (проект «Разработка «умного» контейнера-трансформера «SmartBox» для оптимизации рынка транспортно-логистических услуг в условиях урбанизированной среды»)

Acknowledgements

The research was supported by the Fund of assistance to development of small forms of enterprises in scientific-technical sphere (project "Development of "smart" container-transformer "SmartBox" to optimize transportation and logistics services in urbanized environment")

1. Введение

В настоящее время контейнерные перевозки являются наиболее популярным и востребованным способом перевозки грузов. За счет универсальности контейнеров обеспечивается перевозка практически всех видов груза. Контейнерные перевозки являются единственным вариантом доставки груза «от двери до двери». При организации такого вида доставки груза роль заказчика минимальна – он должен указать, откуда забрать груз и куда его доставить. На этом участие заказчика заканчивается и в процесс доставки включается транспортная компания, которая отвечает за погрузочно-разгрузочные работы и логистическую организацию транспортировки груза.

Основные проблемы процесса доставки груза условно можно разделить на две составляющие – трудности в организации и проведении погрузочно-разгрузочных работ и проблемы транспортной логистики. В первом случае основной проблемой является долгое время погрузки и разгрузки, что в свою очередь приводит к простоям транспортных средств. Сокращение времени осуществления погрузочно-разгрузочных работ часто приводит к нарушению требований правил безопасности данного вида работ, а также к нарушению целостности груза. Главными проблемами транспортной логистики являются:

- плохая информационная и программная поддержка процесса транспортировки;

- сложность построения маршрутов транспортировки;
- недогруз или перегруз подвижного состава;
- затраты на порожние пробеги и перевозку пустых контейнеров.

Это в большинстве случаев обуславливает возникновение нарушений в области безопасности организации перевозочных услуг и в целом приводит к удорожанию стоимости грузоперевозки.

Решение сложившихся проблем заключается в оптимизации погрузочно-разгрузочных и транспортного процессов путем применения контейнеров, обеспечивающих безопасность всех этапов доставки груза, возможность информационной поддержки, как грузоперевозчика, так и заказчика, снижение затрат на транспортировку груза.

Данная задача требует системного подхода, при котором учитываются интересы всех участников транспортно-логистической системы. Исследования и результаты, принадлежащие группе авторов подтверждают актуальность данной проблематики и заслуживают особого внимания [1, 3]. Рассматриваемый в исследовании уникальный для российского рынка продукт «SmartBox» (разработанный группой авторов) по своим технико-экономическим характеристикам направлен на комплексное решение задач, стоящих перед транспортными компаниями на современном этапе развития транспортно-логистической системы.

2. Постановка задачи

Цель данного исследования - обоснование преимуществ применения контейнера «SmartBox» при погрузочно-разгрузочных и транспортных процессах перевозки жидких грузов. Проблемы перевозки жидких грузов, в частности, наливного растительного масла были рассмотрены на примере крупнейшего агрохолдинга Ростовской области – группы компаний «Юг Руси».

Выбор данного сегмента в сфере транспортной логистики обусловлен тем, что по оценке экспертов крупнейшей консалтинговой компании PricewaterhouseCoopers, ос-

новным фактором, способным стимулировать спрос на транспортные услуги в грузовом сегменте в 2019 году, является среди прочих, агропромышленный комплекс [6].

Группа компаний «Юг Руси» является одним из лидеров на российском рынке по производству бутилированного растительного масла, а также крупнейшим российским экспортером растительного масла, подсолнечного шрота, гранулированной лузги подсолнечника, которая является ценным источником «зеленой» энергии при сжигании в энергетических котлах.

Задача данного исследования - произвести качественный сравнительный анализ эффективности перевозки растительного масла наливом контейнером «SmartBox» по отношению к традиционно-сложившимся способам на современном этапе развития контейнерных автомобильных перевозок.

Для решения этой задачи был проведен анализ современного состояния перевозок жидких грузов в агропромышленном комплексе [2, 4], в частности, растительного масла наливом; анализ недостатков в сложившейся системе контейнерных грузоперевозок; идентифицированы свойства, имеющие ключевое значение для транспортных перевозочных компаний на современном этапе развития; проведен сравнительный качественный анализ распространенных способов автомобильной перевозки наливного растительного масла и с помощью контейнера-трансформера «SmartBox».

3. Исследование

Анализ грузоперевозок продукции агрохолдинга «Юг Руси» показал, что основной объем бутилированного растительного масла потребляется внутри страны. Грузопотоки осуществляются от заводов производителей (9 дочерних маслоэкстракционных заводов в Белгородской, Воронежской, Ростовской областях и Краснодарском крае) в крупные и мелкие торговые сети страны.

Основной объем масла наливом вывозится на экспорт. Группа компаний «Юг-Руси» наращивает экспорт наливного масла и шрота в Турцию, Египет, Афганистан, Герма-

нию, Монголию, Чехию. Соответственно, дочерние маслоэкстракционные заводы агрохолдинга «Юг-Руси» осуществляют перевозку масла к местам перевалки: порт в Ростове-на-Дону и порт Кавказ [5]. Данные по прогнозу на вывоз масложировой продукции, среди которой основной объем составляет растительное масло наливом, шрот и лузга представлены на рис. 1 [5].

Учитывая незначительную дальность расстояний от дочерних маслоэкстракционных заводов предприятия «Юг-Руси» к местам перевалки, наиболее предпочтительным остается перевозка наливного растительного масла грузовым автомобильным транспортом.

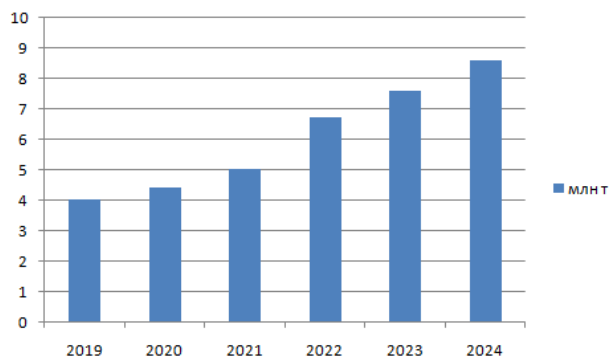


Рис. 1. Прогноз экспорта масложировой продукции

Технико-экономические характеристики контейнеров, используемых на российском рынке транспортно-логистических услуг для перевозки растительного масла наливом, представлены в табл. 1.

Таблица 1

Технико-экономические характеристики контейнеров для перевозки растительного масла наливом

Наименование / технические характеристики	Рыночная стоимость, тыс. руб.
Танк-контейнер для пищевой продукции (ИМО 0) ISO 20'x8'x8'6", 20'x8'x8' Емкость, л: 17000... 26000	1367 ... 1100
Автоцистерна для пищевой продукции СЕСПЕЛЬ 96487В (пищевой ППЦ-25) Полная масса: 30450 кг Материал цистерны: нержавеющая сталь AISI 304 Отсеков, шт.: 3 Снаряженная масса, кг: 6700	2800 ... 3500
Контейнеры общего назначения (универсальные) с использованием флекситанка для пищевой продукции:	229 ... 284
- 20-футовый стандартный контейнер	100 ... 150
- флекситанк для 20-футового контейнера	25 ... 29,5
- комплект с балками для крепления перегородки, электронасос, счетчик учета, соединительные рукава с быст- роразъемными соединениями, шаровые краны	45 ... 50

Анализ существующих в настоящее время способов перевозки наливного растительного масла позволят сделать некоторые выводы [8, 9].

Перевозка масла наливом автоцистернами подходит только в случае дальнейшей транспортировки по воде судами-танкерами. Данный способ проигрывает контейнерной перевозке, так как требуется значительное время на дополнительные операции, такие

как подготовка емкости для перевозки растительного масла в соответствии с санитарными требованиями (тщательная очистка и удаление остатков других жидкостей, обработка паром и сушка). При перевозке растительного масла требуется соблюдение температурного режима, температура должна составлять не выше +10°C и не ниже +2°C [7].

Использование танк-контейнера или универсального контейнера с мешком из

флекситанка решает проблему комбинированных перевозок и повышает сохранность груза. Однако при использовании танк-контейнеров требуется их предварительная санитарная обработка. Использование одноразового мешка из флекситанка для пищевой продукции в 20-футовых универсальных контейнерах исключает данную трудность.

При использовании всех вышеперечисленных способов перевозки растительного масла наливом необходимо учитывать и оценивать качество дорожного покрытия, так как жиры плохо переносят тряску и другие механические воздействия.

Однако остаются некоторые не решаемые ими задачи, которые влияют на эффективность транспортно-логистического обслуживания:

- отсутствие возможности изменения объема контейнера;

- значительный простой автотранспортного средства под погрузочно-разгрузочными работами;

- грузовые комбинированные контейнерные перевозки требуют обслуживания и ремонта непосредственно тары;

- на всех этапах перевозок требуется четкая информационная поддержка, документы могут не успевать за перемещением или транспорт будет вынужден ждать, что обязательно скажется на стоимости для компании-перевозчика;

- транспортировка в контейнерах грузов связана с проблемой возвращения, в обратном направлении перевозка осуществляется без товара, что снижает рентабельность контейнерной логистики.

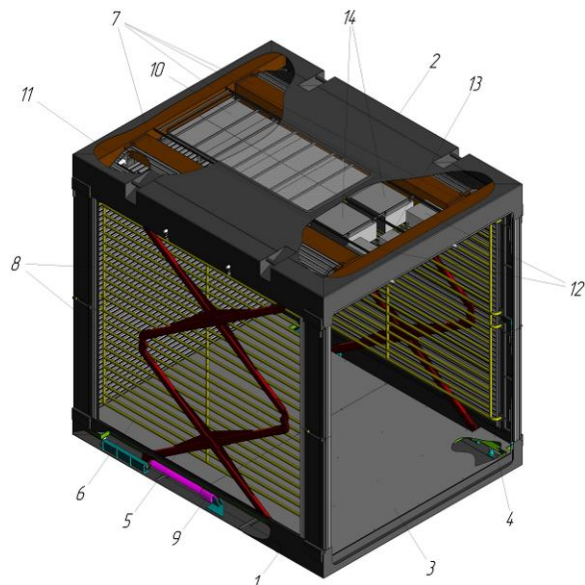
- при организации перевозки грузов в контейнерах одной из острых проблем является недостаточное развитие инфраструктуры для обработки контейнеров: площадка для хранения контейнеров, контейнерные перегружатели или другое грузовое оборудование, система управления.

3. Разработанная методика

На сегодняшний день контейнер-трансформер «SmartBox» является продуктом

уникальным для российского рынка контейнерного производства, поскольку на данный момент аналоги, производимые российскими предприятиями, отсутствуют.

Аппаратная часть решения представлена контейнером-трансформером «SmartBox», автоматически и автономно трансформирующимся как в рабочее, так и в сложенное состояние (рис. 2).



1 - Нижнее основание; 2 - Крыша подвижная; 3 - Платформа подвижная; 4 - Датчик веса;
5 - Система тяг нижнего подъема крыши; 6 - Защита ножи; 7 - Роллеты;
8 - складные направляющие для роллет; 9 - Линейный актуатор; 10 - Солнечная батарея;
11 - Видеочаера; 12 - Аккумуляторная батарея; 13 - Инвертор (12/220В); 14 - Ящик управления

Рис. 2. Конструкция умного контейнера-трансформера «SmartBox»

По сравнению с аналогами иностранного производства, контейнер-трансформер «SmartBox» обладает следующими функциональными преимуществами:

- благодаря наличию уравнивающей системы на газовых пружинах происходит снижение энергетических затрат, что позволяет автоматизировать процесс трансформации, используя привод малой мощности;

- опция «мешок» из тканевого материала или мягкого непроницаемого материала (флекситанк) позволяет реализовывать перевозку не только штучных грузов (как в обычных контейнерах), но и сыпучих и наливных;

- отсутствие у аналогов возможности измерения веса и объема находящегося в контейнере груза;

- система трансформации совместно с информационной системой удаленного ад-

министрирования, сценарного управления и мобильными приложениями в составе «SmartBox» позволяет создать условия для караванного движения в урбанизированной среде, снизить доли порожних пробегов автотранспортных средств, организовать заказы и расчеты с потребителями транспортно-логистических услуг, сократить время по обслуживанию клиентов;

- информационная система позволяет: оптимизировать перевозки пустых трансформируемых и готовых под грузы «SmartBox» одними и теми же автотранспортными средствами в городском караванном движении; интегрироваться с системами управления предприятием (ERP, CRM), складской логистикой (WMS), системами мониторинга транспорта (FMS), мобильными устройствами в удаленном режиме для контроля в пространстве и времени процесса передвижения и весовые характеристики груза;

- существенно более выгодная цена, обусловленная стоимостью материалов Российского производства (алюминиевые конструкции, механизмы и пр.);

- наличие встроенного бортового компьютера, а также уникальный набор встраиваемых IoT датчиков - а именно - датчики температуры, влажности, разгерметизации обшивки (датчик обнаружения света), дат-

чики измерения положения механизмов, а также пьезоэлектрические датчики для автоматизированного измерения веса перевозимого груза;

- наличие питания от антивандальных солнечных зарядных устройств;

- наличие встроенной видеокамеры для распознавания лиц и контроля выполнения разгрузочных работ.

4. Исследование и результаты

Проведен качественный анализ распространенных способов автомобильного перевоза растительного масла наливом. В сравнительный анализ включен контейнер-трансформер «SmartBox». Идентифицированы свойства, имеющие ключевое значение в сфере транспортно-логистического обслуживания в настоящее время.

На основании опроса представителей различных транспортных компаний [6], а также заказчиков грузоперевозок, в зависимости от степени наличия или отсутствия различных свойств контейнеров нами были присвоены баллы, где 5 баллов – наилучший результат, 0 баллов - отсутствие свойства (табл. 2).

Наглядное отображение данных табл. 2 представлено диаграммой на рис. 3.

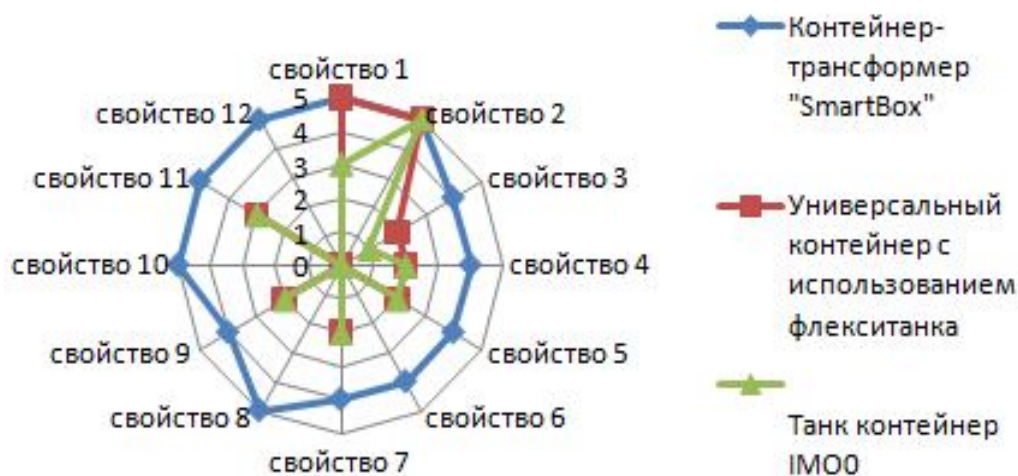


Рис. 3. Выраженность свойств контейнеров для перевозки растительного масла наливом

Таблица 2

Сравнительная оценка свойств контейнеров для перевозки растительного масла наливом

Свойства контейнеров, используемых для перевозки растительного масла наливом	Контейнер-трансформер «SmartBox»	Универсальный контейнер с мешком из флекситанка	Танк контейнер IMO
Вместимость	5	5	3
Сохранность груза	5	5	5
Степень использования складских площадей	4	2	1
Экономия на трудозатратах при погрузочно-разгрузочных операциях	4	2	2
Топливо-энергетическая экономия при транспортных и погрузочно-разгрузочных операциях	4	2	2
Уровень автоматизации, позволяющий отказаться от дополнительной грузоподъемной техники на погрузочно-разгрузочных операциях	4	0	0
Уровень рентабельности контейнерной логистики в отношении перевозки возвратной тары	4	2	2
Возможность без дополнительного оборудования измерять физические параметры груза (температура, вес, объем, влажность и т.д.)	5	0	0
Обеспечение загруженности по всем маршрутам	4	2	2
Возможность изменения объема контейнера	5	0	0
Уровень информационной поддержки (отслеживание движения груза, удаленное администрирование, интеграция с корпоративными информационными системами)	5	3	3
Универсализация (индивидуальный подход к клиенту, возможность с помощью одного контейнера перевозить разные типы грузов: жидкие, насыпные, штучные)	5	0	0

На диаграмме видно, что по шести из двенадцати свойств, контейнер-трансформер «SmartBox» имеет максимальную оценку по уровню обеспечения эффективности транспортно-логистического обслуживания.

Среди прочих, стоит отметить следующие положительные свойства контейнера-трансформера «SmartBox»:

- отсутствие необходимости в дополнительном оборудовании для измерения физических параметров груза, таких как, температура и влажность (что особенно важно при транспортировке растительного масла) вес, объем, и т.д.;

- возможность изменения объема контейнера;

- высокий уровень информационной поддержки (отслеживание движения груза, удаленное администрирование, интеграция с корпоративными информационными системами);

- универсализация (индивидуальный подход к клиенту, возможность с помощью одного контейнера перевозить разные типы грузов: жидкие, насыпные, штучные).

У остальных контейнеров вышеперечисленные свойства отсутствуют, в том числе, уровень автоматизации, позволяющий отказаться от дополнительной грузоподъемной техники на погрузочно-разгрузочных операциях.

Использование контейнера-трансформера «SmartBox» также позволит в достаточной мере решить логистическую проблему, связанную с перевозкой пустых грузовых контейнеров, в качестве возвратной тары, благодаря использованию системы караванного движения. Значительный объем пустых контейнеров перевозится транспортными средствами, что приводит к неоправданным расходам на топливо, трудовые ресурсы, амортизацию транспортных средств, загруженность дорог, оказывает огромную экологическую нагрузку на окружающую среду.

Существующие контейнерные способы перевозки на рынке транспортно-логистических услуг значительно уступают разработанному контейнеру-трансформеру «SmartBox».

Список литературы

1. Гальченко Г.А., Короткий А.А., Иванов В.В. Информационно-коммуникационная логистическая система для оптимизации транспортных маршрутов в урбанизированной среде // Вестник Брянского государственного технического университета. 2018. №4. С. 63–67 doi: https://doi.org/10.30987/article_5b28d18e203e46.88731833
2. Горев А.Э. Грузовые перевозки. М.: Издательский центр «Академия», 2013. 304 с.
3. Короткий А.А., Гальченко Г.А., Дроздов Д.С. Оптимизации грузоперевозок в логистической структуре АПК // Состояние и перспективы развития агропромышленного комплекса: Сб. научн. тр. XII Междунар. научно-практ. конф. в рамках XXII Агропромышленного форума юга России и выставки «Интерагромаш». Ростов-на-Дону, 2019. С. 721-723.
4. Левкин Г.Г. Логистика в АПК. М., Берлин: Директ-Медиа, 2014. 245 с.
5. Вдвое больше масла на вывоз. Как изменит рынок новый маслосливной термин. Агроинвестор: деловое издание для инвесторов в АПК и руководителей. [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://www.agroinvestor.ru/investments/artic>

5. Заключение

В системе грузоперевозок растительного масла наливом целесообразно использовать контейнер-трансформер «SmartBox» с «мешком» из непроницаемого материала (флекситанк) как наиболее эффективный по сравнению с традиционными способами перевозки. Обладая рядом технико-экономических преимуществ и удовлетворяя широкому спектру требований к транспортно-логистическому процессу, контейнер-трансформер «Smartbox» может использоваться компаниями, оказывающими транспортно-логистические услуги автотранспортными средствами для перевозки штучных, сыпучих и наливных грузов с минимальными затратами финансовых и материальных средств, времени и трудовых ресурсов.

References

1. Galchenko G.A., Korotky A.A., Ivanov V.V. Information-communication logistic system for transport routes optimization in urbanization environment. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2018, No.4, pp. 63-67. doi: https://doi.org/10.30987/article_5b28d18e203e46.88731833 (In Russian)
2. Gorev A.E. Cargo transportation. Moscow, Akademiya, 2013. 304 p. (In Russian)
3. Korotky A.A., Galchenko G.A., Drozdov D.S. Optimization of the cargo transportation in logistical structure of agrarian and industrial complex. In: *Sostoyanie i perspektivy razvitiya agropromyshlennogo kompleksa: Sbornik nauchnyh trudov XII Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferencii v ramkah XXII Agropromyshlennogo foruma yuga Rossii i vystavki «Interagromash»*. [State and prospects of agro-industrial complex development: Proceedings of the XII International scientific and practical conference within the XXII Agro-industrial forum of the South of Russia and the exhibition "Interagromash"]. Rostov-on-Don, 2019, pp. 721-723 (In Russian)
4. Levkin, G.G., Logistics in agriculture: a Training manual. Moscow, Berlin: Direct-

le/31855-vdvoe-bolshe-masla-na-vyvoz/

6. Обзор отрасли грузоперевозок в России 2019 год [Электронный ресурс]. Режим доступа: [https://www.ey.com/Publication/vwLUAssets/ey-transportation-services-2019-rus/\\$FILE/ey-transportation-services-2019-rus](https://www.ey.com/Publication/vwLUAssets/ey-transportation-services-2019-rus/$FILE/ey-transportation-services-2019-rus)

7. Федеральный закон «О качестве и безопасности пищевых продуктов» от 02.01.2000 № 29-ФЗ.

8. ГОСТ 31314.3-2006 (ИСО 1496-3:1995) Контейнеры грузовые серии 1. Технические требования и методы испытаний. Часть 3. Контейнеры-цистерны для жидкостей, газов и сыпучих грузов под давлением.

9. ГОСТ Р 51005-96 Услуги транспортные. Перевозки грузов. Номенклатура показателей качества (принят в качестве межгосударственного стандарта ГОСТ 30595-97).

Media, 2014. 245 p. (In Russian)

5. *Vdvoe bolshe masla na vyvoz. Kak izmenit rynek novyy maslonalivnoy terminal* [Twice as much oil for export. How the new oil-filling terminal will change the market]. Agriinvestor: business education for investors in agriculture and managers. Available at: <https://www.agriinvestor.ru/investments/article/31855-vdvoe-bolshe-masla-na-vyvoz> (In Russian)

6. *Obzor otrasli gruzoperevozok v Rossii 2019* [Cargo transportation industry overview in Russia 2019]. Available at: [https://www.ey.com/Publication/vwLUAssets/ey-transportation-services-2019-rus/\\$FILE/ey-transportation-services-2019-rus](https://www.ey.com/Publication/vwLUAssets/ey-transportation-services-2019-rus/$FILE/ey-transportation-services-2019-rus) (In Russian)

7. *Federalnyj zakon. O kachestve i bezopasnosti pishchevyh produktov ot 02.01.2000 N 29-FZ* [About quality and safety of food products] (In Russian)

8. GOST 31314.3-2006 (ISO 1496-3:1995). *Konteynery gruzovye serii 1. Tekhnicheskie trebovaniya i metody ispytaniy. Chast 3. Konteynery-tsisterny dlya zhidkostey, gazov i sypuchikh gruzov pod davleniem.* [Tank containers for liquids, gases and bulk cargoes under pressure]. (In Russian)

9. GOST R 51005-96. *Uslugi transportnye. Perevozki gruzov. Nomenklatura pokazateley kachestva.* [Transport services. Freight traffic. Quality index nomenclature]. (In Russian)

УДК (UDC) 62-752.2

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПРУЖИННЫХ МЕХАНИЗМОВ ВИБРОЗАЩИТНЫХ
КРЕСЕЛ ДОРОЖНО-СТРОИТЕЛЬНЫХ МАШИНCOMPARATIVE ANALYSIS OF SPRING MECHANISMS OF VIBROPROTECTIVE
CHAIRS OF ROAD CONSTRUCTION MACHINESКорытов М.С., Щербаков В.С., Почекуева И.Е.
Korytov M.S., Sherbakov V.S., Pochekueva I.E.Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (Омск, Россия)
Siberian State Automobile and Highway University (Omsk, Russian Federation)

Аннотация. Уменьшение вибраций оператора дорожных и строительных машин, передающихся человеку-оператору через его кресло, является актуальной задачей, поскольку вибрации оператора отрицательно влияют на процессы его жизнедеятельности, работоспособность и утомляемость, точность выполняемых машиной операций и т.д. Преимуществами для применения в виброзащитных системах обладают механические устройства без использования гидравлических и электрических элементов, как более надежные и долговечные. Среди них могут быть выделены виброзащитные системы с использованием механизмов с перескоком. Механизм с перескоком обеспечивает отрицательную жесткость, когда сила, создаваемая подобным механизмом, сонаправлена отклонению от положения равновесия и возрастает с увеличением этого отклонения. Сочетание подобного механизма с обычной пружинной обеспечивает квазиулеву жесткость. Согласно разработанным кинематическим схемам трех механизмов, рассмотренных в качестве примера (фермы Мезиса, ромбового механизма и трехточечного механизма), методом прямого вывода составлены аналитические уравнения, связывающие значение отклоняющей силы механизма от перемещения рабочей точки, связанной с креслом и оператором. Полученные аналитические зависимости позволили провести сравнительный анализ статических характеристик трех механизмов с перескоком. Габаритные размеры механизмов и жесткость пружин принимались равными. Приведены графики вертикально направленных сил, создаваемых рассматриваемыми механизмами, в зависимости от вертикального перемещения рабочей точки в диапазоне десяти сантиметров. Численно получены зависимости значений кривизны функций вертикальных сил трех механизмов от вертикального перемещения рабочей точки. Сравнительный анализ показал преимущества ромбового и, в особенности, трехточечного механизмов перед фермой Мезиса в плане обеспечения меньшей кривизны функций отклоняющей силы от перемещений рабочей точки, а также меньшего количества пружин. В ромбовом и трехточечном механизмах используются пружины растяжения вместо пружин сжатия в ферме Мезиса. Наибольшую отклоняющую

Abstract. Reduction of vibrations of the human operator of road and construction machinery, emerging and transmissible human operator through his workplace while driving cars, is an important task, since the vibration of the human operator adversely affect the processes of its life, performance and fatigue, precision machine executable operations etc. The advantages for use of vibration isolation systems have mechanical devices without the use of hydraulic and electric components as the more reliable and durable. Among them can be highlighted Vibration system using hopping mechanisms. Hopping mechanism provides a negative stiffness when force produced by a similar mechanism, co-directed the deviation from the equilibrium position, and increases with the deviation. The combination of such a mechanism with conventional spring provides a quasi-zero stiffness. According to the developed kinematic schemes of three jump mechanisms considered as an example: Mezis truss, rhombus mechanism, and three-point mechanism, analytical equations are constructed by direct inference that relate the value of the deflecting force of the mechanism from the movement of the working point associated with the payload in the form of a chair with a person the operator. The obtained analytical dependencies allowed a comparative analysis of the static characteristics of the three mechanisms with a jump. The overall dimensions of the mechanisms and the stiffness of the springs were taken equal. The graphs of vertically directed forces created by the considered mechanisms are given, depending on the vertical movement of the working point in the range of ten centimeters. In addition, the dependences of the values of the curvature of the functions of the vertical forces of the three mechanisms on the vertical movement of the working point are obtained by a numerical method. A comparative analysis showed the advantages of the rhombic and three-point mechanisms over the Mezis truss in terms of providing less curvature of the functions of the deflecting force from the displacements of the working point, as well as a smaller number of springs. In rhombic and three-point mechanisms, tension springs are used instead of compression springs in the Mezis truss. The greatest deflecting force with the same spring stiffness and the same overall dimensions of the mechanisms creates a three-point mechanism.

силу при одинаковой жесткости пружин и одинаковых габаритных размерах механизмов создает трехточечный механизм.

Ключевые слова: вибрации, виброзащита, ферма Мезиса, ромбовый механизм, трехточечный механизм.

Дата принятия к публикации: 03.02.2020
Дата публикации: 25.03.2020

Сведения об авторах:

Корытов Михаил Сергеевич – доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Автомобили, конструкционные материалы и технологии», Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», e-mail: kms142@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-5104-7568

Щербаков Виталий Сергеевич – доктор технических наук, профессор, профессор кафедры «Автоматизация производственных процессов и электротехника», Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», e-mail: sherbakov_vs@sibadi.org.

ORCID: 0000-0002-3084-2271

Почекуева Ирина Евгеньевна – аспирант кафедры «Автоматизация производственных процессов и электротехника», Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет (СибАДИ)», e-mail: iriska-97-17-13@mail.ru.

Keywords: vibration, vibration protection, Mezis truss, rhombic mechanism, three-point mechanism.

Date of acceptance for publication: 03.02.2020
Date of publication: 25.03.2020

Authors' information:

Mikhail S. Korytov – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of Department “Automobiles, Construction Materials and Technologies”, Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education «Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI)», e-mail: kms142@mail.ru.

ORCID: 0000-0002-5104-7568

Vitaliy S. Sherbakov - Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Department “Automation of Production Processes and Electrical Engineering”, Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education «Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI)», e-mail: sherbakov_vs@sibadi.org.

ORCID: 0000-0002-3084-2271

Irina E. Pochekueva – postgraduate of Department “Automation of Production Processes and Electrical Engineering”, Federal State Budgetary Educational Institution of Higher Education «Siberian State-Impact Automobile and Road University (SibADI)», e-mail: iriska-97-17-13@mail.ru.

1. Введение

Уменьшение вибраций, передаваемых на человека-оператора дорожных и строительных машин через его рабочее место, является актуальной задачей [1-9]. Комфортные и безопасные условия работы человека-оператора способствуют повышению как производительности, так и качества выполняемых машиной работ [10-12]. В качестве рабочего места человека-оператора дорожных и строительных машин выступает его кресло или сиденье, которое располагается в кабине машины.

Вибрации отрицательно влияют на процессы жизнедеятельности человека и на надежность всей машины [10-20]. Для снижения уровня вибрации дорожных и строительных машин в целом и человека-

оператора в частности, широко применяются системы виброзащиты, которые называются также системами подрессоривания [18, 19]. Среди базовых подходов к решению данного вопроса можно выделить применение в качестве опор машины, кабины и кресла человека-оператора пневматических упругих элементов [6, 11, 12, 17] и традиционных металлических пружин в сочетании с жесткими стержнями и шарнирами [2, 5, 8, 9]. Также разрабатываются конструкции с использованием гидропневматических элементов виброзащиты кресла и кабины [16]. К недостаткам систем с пневматическими и гидропневматическими упругими и упруговязкими элементами могут быть отнесены сравнительная сложность конструкций и необходимость периодического, сравнительно частого обслуживания: проверки давлений,

подкачки и т.п. Можно отметить также и сравнительно невысокую долговечность резиновых и резинокордных оболочек, особенно подверженных постоянным динамическим воздействиям.

К традиционным пружинным механизмам в сочетании с амортизаторами для того, чтобы они лучше выполняли поставленную задачу, также предъявляются требования, которые проблематично реализовать. Так, основным требованием к системе виброзащиты машины является уменьшение жесткости упругой характеристики системы – малая или так называемая квазиулевая жесткость в рабочей области перемещений. Это приводит к уменьшению значений виброускорений защищаемого объекта [21].

Нелинейную жесткостную характеристику с квазиулевыми значениями в положении статического равновесия защищаемого объекта достаточно трудно реализовать при помощи только механических устройств без применения электрических, пневматических или гидравлических компонент. Подобные механические устройства, конструктивно являясь пассивными, обладают в то же время свойствами активных виброзащитных устройств [22]. К их достоинствам могут быть отнесены сравнительная простота конструкции, невысокая стоимость, надежность и долговечность, отсутствие энергопотребления [23].

Одним из возможных вариантов конструктивных решений при создании пассивных механических систем виброзащиты операторов дорожно-строительных машин, является применение упругих механизмов с перескоком, обладающих достоинством в виде малой инерционности [22, 23].

2. Постановка задачи

Для получения участка с квазиулевой жесткостью (т.е. участка, на котором сила, создаваемая механизмом, является постоянной или приблизительно постоянной), в виброзащитных механизмах с перескоком создается так называемая отрицательная

жесткость. В отличие от положительной жесткости, которая создается любым типом обычной пружины (и сжатия, и растяжения) и при любом направлении деформации последней. Обычные пружины с положительной жесткостью (равно, как и любые комбинации однонаправленных пружин с последовательным или параллельным соединением) характеризуются наличием возвращающей силы, которая всегда стремится вернуть обычную пружину в положение статического равновесия как при растяжении, так и при сжатии. Механизмы с отрицательной жесткостью, напротив, характеризуются наличием отклоняющей силы, которая всегда стремится еще дальше отклонить подобный механизм от положения неустойчивого равновесия. Другими словами, возвращающая сила обычных пружин всегда противоположна отклонению от нулевого или равновесного положения, а отклоняющая сила механизмов с отрицательной жесткостью всегда совпадает по направлению с данным отклонением [22, 23]. При этом, и возвращающая, и отклоняющая силы характеризуются пропорциональным увеличением своего абсолютного значения (по линейной или нелинейной зависимости) при увеличении отклонения от нулевого или равновесного положения.

Для иллюстрации данного положения может быть использована простая физическая аналогия – действующая на шарик возвращающая или отклоняющая сила в боковом направлении, создаваемая, в свою очередь, силой тяжести и наклоном опорной поверхности (рис. 1). Шарик может находиться на вогнутой (см. рис. 1, а) или выпуклой (см. рис. 1, б) опорной поверхности.

Система, приведенная на рис. 1, а, ведет себя аналогично обычной пружине с положительной жесткостью, на рис. 1, б – аналогично механизму с перескоком, имеющему отрицательную жесткость. Комбинация (параллельное соединение) пружины или механизма с положительной жесткостью и механизма с перескоком обеспечивает создание определенного рабочего участка перемещений с квазиулевой жесткостью.

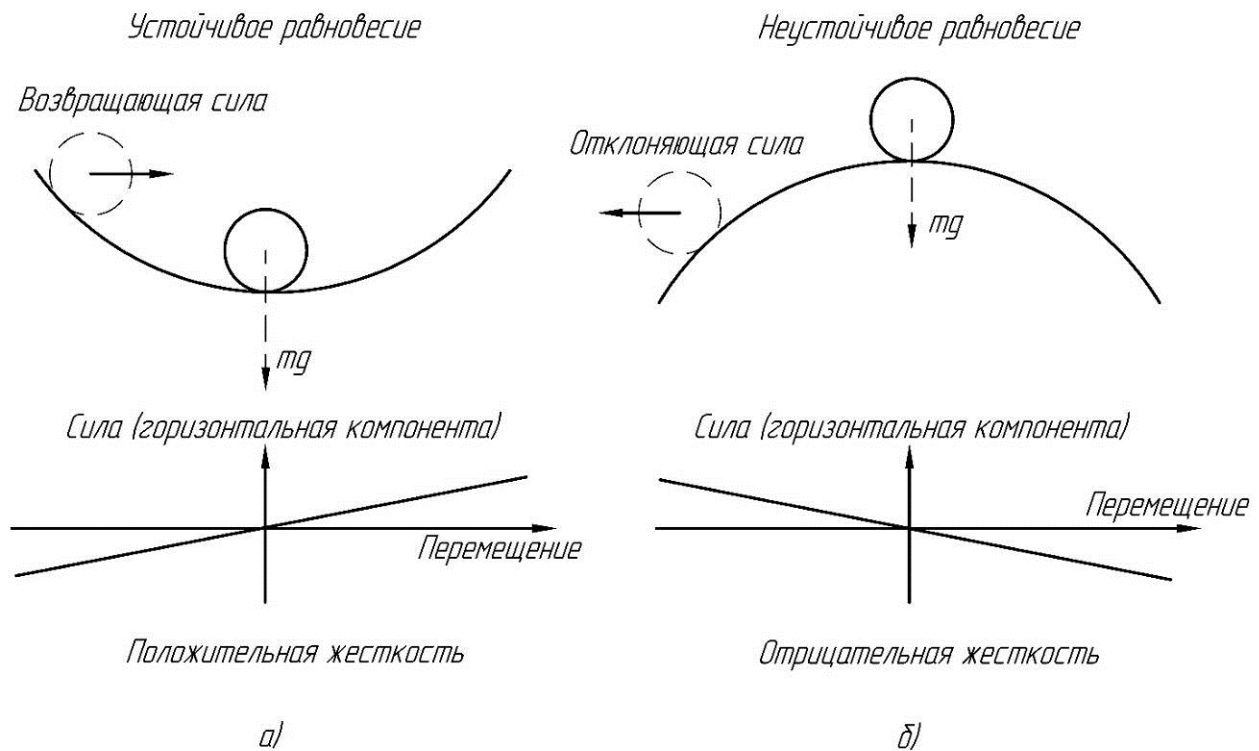


Рис. 1. Пример, иллюстрирующий возникновение в механической системе возвращающей (а) или отклоняющей сил (б)

Наибольшую сложность при проектировании представляет именно получение и использование механизма с отрицательной жесткостью.

3. Разработанные модели и методы

Механизмы с перескоком могут иметь достаточно сложную конструкцию, причем не только с механическими, но и с гидравлическими и электрическими элементами. Однако в виброзащитных системах целесообразнее использовать наиболее простые механические системы с перескоком, что снижает стоимость всей виброзащитной системы и уменьшает вероятность ее отказов. В настоящей работе рассматриваются такие механизмы с перескоком, как ферма Мезиса (рис. 2, а) [22, 23], ромбовый механизм (рис. 2, б) и трехточечный механизм (рис. 2, в).

Во всех приведенных механизмах помимо пружин используются жесткие стержни, а также вращательные и поступательные шарниры с одной степенью свободы. В ферме Мезиса используются две пружины сжатия, в

ромбовом и трехточечном механизмах – по одной пружине растяжения.

Приняты следующие общие для всех трех механизмов обозначения: h_g – высота подъема/опускания рабочей точки (приложения полезной нагрузки) относительно нулевого уровня, м; L_s – текущая длина отдельной пружины, м; L_{s0} – равновесная длина (в свободном состоянии) отдельной пружины, м; c_s – коэффициент жесткости отдельной пружины, Н/м; P_s – сила, создаваемая отдельной пружиной, Н; P_v – результирующая вертикально направленная отклоняющая сила механизма с перескоком, Н.

Кроме того, для схемы фермы Мезиса принято обозначение L_1 – постоянное горизонтальное расстояние между неподвижными точками закрепления двух пружин, м. Для ромбового и трехточечного механизмов принято обозначение L – постоянная длина каждого из боковых звеньев, м. Также на каждой из схем присутствует α – угол схемы, рад.

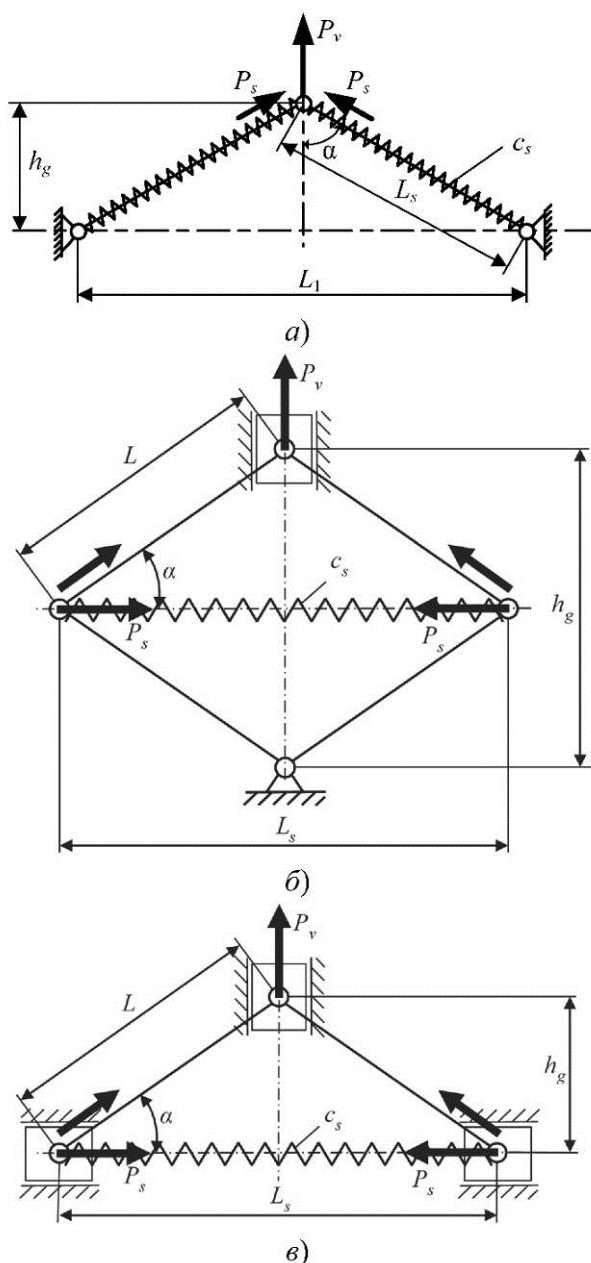


Рис. 2 – Расчетные схемы механизмов с перескоком: а - ферма Мезиса; б - ромбовый механизм; в - трехточечный механизм

Для фермы Мезиса вертикальная отклоняющая сила в зависимости от высоты подъема/опускания рабочей точки может быть вычислена по следующим формулам:

$$\alpha = \arctg\left(\frac{L_1}{2|h_g|}\right); L_s = \sqrt{h_g^2 + \left(\frac{L_1}{2}\right)^2};$$

$$P_s = -(L_s - L_{s0}) \cdot c_s; \quad (1)$$

$$P_v = 2 \cdot P_s \cdot \cos(\alpha) \cdot \text{sgn}(h_g)$$

Для ромбового механизма аналогичные зависимости имеют вид:

$$L^2 = \left(\frac{L_s}{2}\right)^2 + \left(\frac{h_g}{2}\right)^2 = \frac{L_s^2}{4} + \frac{h_g^2}{4};$$

$$L_s = \sqrt{4 \cdot L^2 - h_g^2}; \quad \alpha = \arctg\left(\frac{h_g}{L_s}\right); \quad (2)$$

$$P_s = (L_s - L_{s0}) \cdot c_s; \quad P_v = 2 \cdot P_s \cdot \tan(\alpha).$$

Для трехточечного механизма зависимости имеют незначительные отличия от аналогичных зависимостей ромбового механизма:

$$L^2 = \left(\frac{L_s}{2}\right)^2 + h_g^2 = \frac{L_s^2}{4} + h_g^2;$$

$$L_s = 2\sqrt{L^2 - h_g^2}; \quad \alpha = \arctg\left(\frac{2 \cdot h_g}{L_s}\right);$$

$$P_s = (L_s - L_{s0}) \cdot c_s; \quad P_v = 2 \cdot P_s \cdot \tan(\alpha). \quad (3)$$

Полученные аналитические зависимости (1) - (3) позволяют провести сравнительный анализ статических силовых характеристик трех рассматриваемых отклоняющих механизмов.

4. Результаты и их анализ

Для выполнения сравнительного анализа и сопоставления результатов целесообразно привести на одном графике статические кривые изменения результирующей вертикально направленной отклоняющей силы механизма с перескоком от высоты подъема/опускания рабочей точки механизма (рис. 3). Последние были получены для диапазона вертикальных перемещений h_g при одинаковых габаритных размерах механизмов в горизонтальном направлении: $L=0,25$ м (для ромбового и трехточечного механизмов), $L_1=0,5$ м (для фермы Мезиса) и одинаковой жесткости пружин $c_s=30000$ Н/м.

Коэффициент отношения равновесной длины любой пружины к ее длине в положении наибольшей деформации (возникающем при нулевом подъеме рабочей точки $h_g=0$, т.е. при горизонтальном расположении пружин) составлял 0,7. Данный относительный коэффициент характеризует наибольшую степень деформации пружины. Значению от-

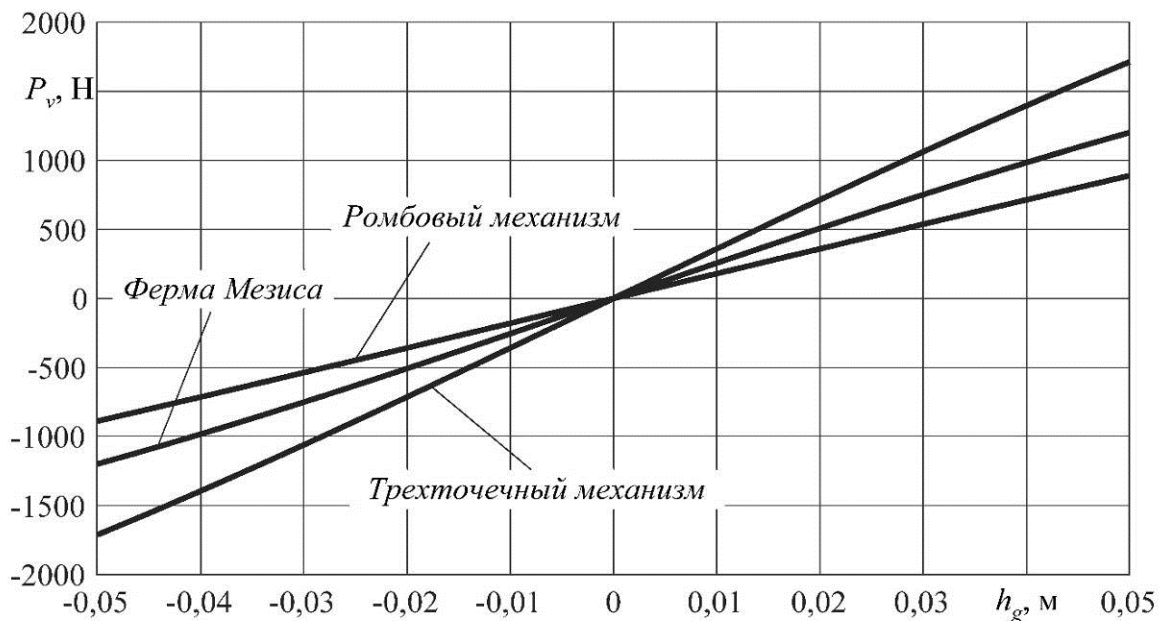


Рис. 3. Функциональные зависимости результирующей вертикально направленной отклоняющей силы механизма с перескоком от высоты подъема/опускания рабочей точки механизма

ношения 0,7 соответствовали равновесные длины пружин $L_{s0}=0,35$ м для ромбового и трехточечного механизмов и $L_{s0}=0,357$ м для фермы Мезиса.

Для сравнения трех механизмов с перескоком также использовались графические зависимости кривизны трех соответствующих кривых $P_v(h_g)$ (рис. 3). Значения кривизны K графиков на плоскости вычислялись по формуле [24-26]

$$K(h_g) = \frac{|P_v''|}{\left(\sqrt{1+(P_v')^2}\right)^3}, \quad (4)$$

где P_v', P_v'' – первая и вторая производные функции P_v по h_g соответственно.

Аналитические выражения соответствующих производных P_v' , которые могут быть получены по выражениям (1) - (3), слишком громоздки и, вследствие этого, неудобны для практического использования. Поэтому в настоящей работе использовались зависимости для численного дифференцирования

функций P_v , полученные для текущего шага перемещения по h_g с номером i [27]:

$$\left(P_v'\right)_i = \frac{(P_{vi} - P_{vi-1})}{\Delta h_g}; \quad (5)$$

$$\left(P_v''\right)_i = \frac{((P_v')_i - (P_v')_{i-1})}{\Delta h_g}, \quad (6)$$

где Δh_g – постоянный малый шаг приращения h_g (принимался равным 0,0001 м).

Полученные графические зависимости кривизны $K(h_g)$ приведены на рис. 4.

5. Заключение

Анализ схем механизмов с перескоком и графиков, приведенных на рис. 3 и 4, позволил сделать следующие выводы:

1. Механизмы с перескоком способны обеспечить т.н. отрицательную жесткость, когда отклоняющая сила подобного механизма увеличивается при удалении от точки неустойчивого равновесия. Применение механических устройств с отрицательной жесткостью в сочетании с обычными пружинами сжатия или растяжения, имеющими всегда положительную жесткость, позволяет

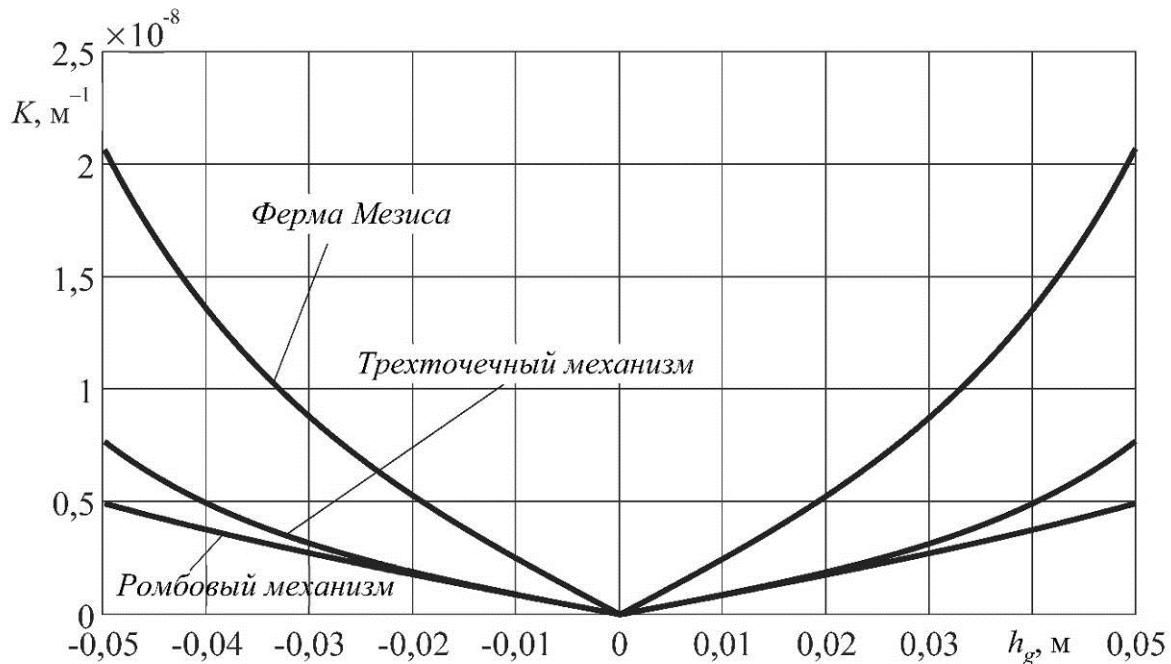


Рис. 4. Функциональные зависимости кривизны результирующей вертикально направленной отклоняющей силы механизма с перескоком от высоты подъема/опускания рабочей точки механизма

обеспечить квазиулеву жесткость в определенном диапазоне перемещений.

2. При одинаковых габаритных размерах трех механизмов с перескоком (фермы Мезиса, ромбового механизма и трехточечного механизма), а также при одинаковой жесткости используемых в них пружин, трехточечный механизм создает наибольшую отклоняющую силу.

3. Кривизна графика отклоняющей силы трехточечного механизма с перескоком в зависимости от высоты подъема/опускания рабочей точки механизма, в полтора раза больше, чем у ромбового механизма. В то же время кривизна графика фермы Мезиса существенно (в 3-4 раза) превышает соответствующие значения и для ромбового, и для трехточечного механизмов. Малая кривизна графика отклоняющей силы механизма с перескоком позволяет получить меньший диапазон колебаний результирующей силы на квазилинейном участке. По критерию малости кривизны, наилучшими свойствами обладает ромбовый механизм. Однако он создает меньшую отклоняющую силу, чем трехточечный механизм, при одинаковой жесткости пружины.

4. Необходимость использования одной пружины растяжения вместо двух пружин сжатия, создает преимущества для ромбового и трехточечного механизмов по сравнению с фермой Мезиса. Кроме того, при использовании фермы Мезиса существует опасность потери устойчивости и изгиба двух пружин сжатия в поперечных направлениях, перпендикулярных продольным осям пружин.

5. Преимуществом всех рассмотренных механизмов с перескоком является сравнительная простота их конструкции, надежность и долговечность, вызванные отсутствием гидравлических и электрических элементов. В большей мере это относится к ромбовому и трехточечному механизмам.

6. Все перечисленное позволяет рекомендовать использование ромбового и, в наибольшей степени, трехточечного механизмов в системах виброзащиты операторов дорожно-строительных машин. К преимуществам трехточечного механизма относятся его максимальная простота, минимальное количество подвижных звеньев и шарниров, необходимость использования одной пружины растяжения меньшей жесткости по сравнению с другими механизмами перескока. К

преимуществам ромбового механизма – наименьшая кривизна графика отклоняющей силы в зависимости от перемещения.

Список литературы

1. Korchagin P.A., Teterina I.A., Rahuba L.F. Improvement of human operator vibroprotection system in the utility machine // *Journal of Physics: Conference Series*. 2018. Vol. 944. P. 012059. DOI: 10.1088/1742-6596/944/1/012059
2. Teterina I.A., Korchagin P.A., Letopolsky A.B. Results of investigating vibration load at human operator's seat in utility machine // *Lecture Notes in Mechanical Engineering*. 2019. No. 9783319956299. P. 177-184. DOI: 10.1007/978-3-319-95630-5_19
3. Nehaev V.A., Nikolaev V.A., Zaker-nichnaya N.V. Vibration protection of a human-operator based on the application of disturbance-stimulated control mechanism // *Journal of Physics Conference Series*. 2018. Vol. 1050. Pp. 012057. DOI: 10.1088/1742-6596/1050/1/012057
4. Sorica E., Vladut V., Cardei P., Sorica C. Comparative analysis of the noise and vibration transmitted to the operator by a brush cutter // *Springer Proceedings in Physics*. 2018. Vol. 198. P. 165-172. DOI: 10.1007/978-3-319-69823-6_20
5. Ling X., Zhang L., Feng X. A novel bio-inspired anti-vibration structure for operating hand-held jackhammers // *Mechanical systems and signal processing*. 2019. Vol. 118. P. 317-339. DOI: 10.1016/j.ymssp.2018.09.004
6. Lyashenko M., Potapov P., Iskaliev A. Analysis of vibroprotection characteristics of pneumatic relaxation seat suspension with capability of vibration energy recuperation // *MATEC Web of Conferences*. 2017. Vol. 129. P. 06018. DOI: 10.1051/mateconf/201712906018
7. Rokosch F., Schick R., Schaefer K. Vibration exposure of pallet truck operators. Internal transport of goods // *Zentralblatt fur arbeitsmedizin arbeitsschutz und ergonomie*. 2017. Vol. 67. No. 1. P. 15-21.
8. Lyashenko M.V., Pobedin A.V., Potapov P.V. Analysis of possible dynamic vibration dampers uses in tractor cabins suspensions // *Procedia Engineering*. 2016. Vol. 150. P. 1245-

References

1. Korchagin P.A., Teterina I.A., Rahuba L.F. Improvement of human operator vibroprotection system in the utility machine. *Journal of Physics: Conference Series*, 2018, Vol. 944, 012059. DOI: 10.1088/1742-6596/944/1/12059
2. Teterina I.A., Korchagin P.A., Letopolsky A.B. Results of investigating vibration load at human operator's seat in utility machine. *Lecture Notes in Mechanical Engineering*, 2019, No. 9783319956299, pp. 77-184. DOI: 10.1007/978-3-319-95630-5_19
3. Nehaev V.A., Nikolaev V.A., Zaker-nichnaya N.V. Vibration protection of a human-operator based on the application of disturbance-stimulated control mechanism. *Journal of Physics Conference Series*, 2018, Vol. 1050, 012057. DOI: 10.1088/1742-6596/1050/1/012057
4. Sorica E., Vladut V., Cardei P., Sorica C. Comparative analysis of the noise and vibration transmitted to the operator by a brush cutter. *Springer Proceedings in Physics*, 2018, Vol. 198, pp. 65-172. DOI: 10.1007/978-3-319-69823-6_20
5. Ling X., Zhang L., Feng X. A novel bio-inspired anti-vibration structure for operating hand-held jackhammers. *Mechanical systems and signal processing*, 2019, Vol. 118, pp. 317-339. DOI: 10.1016/j.ymssp.2018.09.004
6. Lyashenko M., Potapov P., Iskaliev A. Analysis of vibroprotection characteristics of pneumatic relaxation seat suspension with capability of vibration energy recuperation. *MATEC Web of Conferences*, 2017, Vol. 129, 6018. DOI: 10.1051/mateconf/201712906018
7. Rokosch F., Schick R., Schaefer K. Vibration exposure of pallet truck operators. Internal transport of goods. *Zentralblatt fur arbeitsmedizin arbeitsschutz und ergonomie*, 2017, Vol. 67, No. 1, pp. 15-21.
8. Lyashenko M.V., Pobedin A.V., Potapov P.V. Analysis of possible dynamic vibration dampers uses in tractor cabins suspensions. *Procedia Engineering*, 2016, Vol. 150, pp. 1245-1251. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.132
9. Maciejewski I., Krzyzynski T. Modelling

1251. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.132

9. Maciejewski I., Krzyzynski T. Modeling of the vibration reduction system used for protection of working machine operators // *Advances in mechanics: theoretical, computational and interdisciplinary issues*. 2016. P. 361-365. DOI: 10.1201/b20057-78

10. Корчагин П.А., Тетерина И.А. Математическая модель сложной динамической системы «возмущающие воздействия - машина – оператор» // *Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии*. 2015. № 5 (45). С. 118-123.

11. Тетерина И.А., Корчагин П.А., Летопольский А.Б. Влияние динамических характеристик шин на вибронгруженность рабочего места оператора // *Динамика систем, механизмов и машин*. 2019. Т. 7. № 1. С. 176-181.

12. Галуза Ю.Ф., Сорокин В.Н., Русских Г. С., Кувшинников Е. Г. Экспериментальное определение параметров гидропневматической виброопоры на базе резинокордной оболочки // *Динамика систем, механизмов и машин*. 2018. Т. 6, № 1. С. 35-39. DOI: 10.25206/2310-9793-2018-6-1-35-39.

13. Стародубцева С.А. Статистическая оптимизация параметров систем виброзащиты мобильных машин и конструкций // *Журнал автомобильных инженеров*. 2017. № 5 (106). С. 34-35.

14. Свирибутович О.А., Елтошкина Е.В., Ильин П.И. Исследование зависимости смещения тела и амплитуды управления колебаниями объекта виброзащиты колесных транспортных средств // *Вестник Иркутского государственного технического университета*. 2018. Т. 22, № 2. С. 228-237. DOI: 10.21285/1814-3520- 2018-2- 230-239.

15. Тетерина И.А., Корчагин П.А., Алешков Д.С. Исследование влияния эксплуатационных параметров коммунальной машины на вибронгруженность рабочего места оператора // *Динамика систем, механизмов и машин*. 2018. Т. 6. № 1. С. 128-135.

16. Березин И.Я., Пронина Ю.О., Бондарь В.Н., Вершинский Л.В., Тараненко П.А. Экспериментальные исследования характеристик элементов виброзащиты рабочего места оператора промышленного тра-

of the vibration reduction system used for protection of working machine operators. *Advances in mechanics: theoretical, computational and interdisciplinary issues*, 2016, pp. 361-365. DOI: 10.1201/b20057-78

10. Korchagin P.A., Teterina I.A. Matematicheskaya model slozhnoy dinamicheskoy sistemy «vozmushchayushchie vozdeystviya - mashina – operator». *Vestnik Sibirskoy gosudarstvennoy avtomobilno-dorozhnoy akademii*, 2015, No. 5 (45), pp. 118-123.

11. Teterina I.A., Korchagin P.A., Letopol'skij A.B. Vliyanie dinamicheskikh harakteristik shin na vibronagruzhennost' rabocheho mesta operatora. *Dinamika sistem, mekhanizmov i mashin*, 2019, Vol. 7, No. 1, pp.176-181.

12. Galuza Yu.F., Sorokin V.N., Russkikh G.S., Kuvshinnikov E.G. Eksperimentalnoe opredelenie parametrov gidropnevmaticheskoy vibroopory na baze rezinokordnoy obolochki. *Dinamika sistem, mekhanizmov i mashin*, 2018, Vol. 6, No. 1, pp. 35-39. DOI: 10.25206/2310-9793-2018-6-1-35-39.

13. Starodubceva S.A. Statisticheskaya optimizatsiya parametrov sistem vibrozashchity mobilnykh mashin i konstruktsiy. *Zhurnal avtomobilnykh inzhenerov*, 2017, No.5 (106), pp. 34-35.

14. Svirbutovich O.A., Eltoshkina E.V., Ilin P.I. Issledovanie zavisimosti smeshcheniya tela i amplitudy upravleniya kolebaniyami obekta vibrozashchity kolesnykh transportnykh sredstv. *Vestnik Irkutskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2018, Vol. 22, No. 2, pp. 228-237. DOI: 10.21285/1814-3520- 2018-2- 230-239.

15. Teterina I.A., Korchagin P.A., Aleshkov D.S. Issledovanie vliyaniya ekspluatatsionnykh parametrov kommunalnoy mashiny na vibronagruzhennost' rabocheho mesta operatora. *Dinamika sistem, mekhanizmov i mashin*, 2018, Vol. 6, No. 1, pp. 128-135.

16. Berezin I.YA., Pronina Yu.O., Bondar V.N., Vershinskij L.V., Taranenko P.A. Eksperimentalnye issledovaniya kharakteristik elementov vibrozashchity rabocheho mesta operatora promyshlennogo traktora. *Traktory i selhozmashiny*, 2016, No. 9, pp. 19-22.

17. Gasanov B.G., Sirotin P.V., Chernenko

тора // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 9. С. 19-22.

17. Гасанов Б.Г., Сиротин П.В., Черненко А.Б., Лебединский И.Ю. Экспериментальная оценка эффективности применения пневматических упругих элементов в системах подвешивания кабин транспортно-технологических самоходных машин // Труды НАМИ. 2018. № 4 (275). С. 82-90.

18. Колядин П.А. Уточненная модель динамической системы мобильного средства с применением элементов поддресоривания кабины оператора // Воронежский научно-технический вестник. 2019. Т. 1. № 1 (27). С. 53-59.

19. Лебединский И.Ю., Сиротин П.В., Черненко А.Б., Сысоев М.И. Принципы создания систем поддресоривания кабин транспортно-технологических самоходных машин // Современные наукоемкие технологии. 2019. № 2. С. 105-109.

20. Александров В.А., Александров А.В., Гомон Д.Ю. Вибронагруженность оператора валочно-трелёвочной машины в процессе очистки основания дерева от снега поворотом рукояти // Известия Санкт-Петербургской лесотехнической академии. 2019. № 226. С. 47-54.

21. Шарипов Т.И., Шарафиев Р.Г., Ризванов Р.Г. Сравнение силовых характеристик виброизоляторов различной конструкции из разных материалов // Оборудование и технологии для нефтегазового комплекса. 2017. № 6. С. 64-69.

22. Томлеева С.В., Моисеев Г.Д., Иовлев А.А., Кислянский В.В. Определение параметров виброзащитного устройства с квази-нулевой жесткостью для сидений операторов строительных и дорожных машин // Машиностроение: инновационные аспекты развития. Материалы II междунар. научно-практ. конф. Санкт-Петербург. 2019. С. 7-13.

23. Зотов А.Н. Виброизоляторы с квази-нулевой жесткостью // Известия высших учебных заведений. Горный журнал. 2007. № 2. С. 147-151.

24. Громов М. Знак и геометрический смысл кривизны. Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2000. 128 с.

25. Lee J.M. Curvature. In: Introduction to

A.B., Lebedinskij I.Yu. Eksperimentalnaya otsenka effektivnosti primeneniya pnevmaticheskikh uprugikh elementov v sistemakh podveshivaniya kabin transportnotekhnologicheskikh samokhodnykh mashin. *Trudy NAMI*, 2018, No. 4 (275), pp. 82-90.

18. Kolyadin P.A. Utochnennaya model dinamicheskoy sistemy mobilnogo sredstva s primeneniem elementov podressorivaniya kabiny operatora. *Voronezhskiy nauchno-tekhnicheskij vestnik*, 2019, Vol. 1, No. 1 (27), pp. 53-59.

19. Lebedinskij I.Yu., Sirotin P.V., Chernenko A.B., Sysoev M.I. Printsipy sozdaniya sistem podressorivaniya kabin transportnotekhnologicheskikh samokhodnykh mashin. *Sovremennye naukoemkie tekhnologii*, 2019, No. 2, pp. 105-109.

20. Aleksandrov V.A., Aleksandrov A.V., Gomon D.Yu. Vibronagruzhennost operatora valочно-trelyovochnoy mashiny v protsesse ochistki osnovaniya dereva ot snega povоротom rukoyati. *Izvestiya Sankt-Peterburgskoy lesotekhnicheskoy akademii*, 2019, No. 226, pp. 47-54.

21. Sharipov T.I., Sharafiev R.G., Rizvanov R.G. Svravnenie silovykh kharakteristik vibroizolyatorov razlichnoy konstruktsii iz raznykh materialov. *Oborudovanie i tekhnologii dlya neftegazovogo kompleksa*, 2017, No. 6, pp. 64-69.

22. Tomleeva S.V., Moiseev G.D., Iovlev A.A., Kislyanskij V.V. Opredelenie parametrov vibrozashchitnogo ustroystva s kvazinulevoy zestkosti dlya sideniy operatorov stroitelnykh i dorozhnykh mashin. *Mashinostroenie: innovatsionnye aspekty razvitiya. Materialy II mezhdunarodnoy nauchno-prakticheskoy konferentsii*. Sankt-Peterburg, 2019, pp. 7-13.

23. Zotov A.N. Vibroizolyatory s kvazinulevoy zhestkostyu. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Gornyy zhurnal*, 2007, No. 2, pp. 147-151.

24. Gromov M. Znak i geometricheskij smysl krivizny. Izhevsk: NIC «Regulyarnaya i haoticheskaya dinamika», 2000. 128 p.

25. Lee J.M. Curvature. In: *Introduction to Riemannian Manifolds. Graduate Texts in Mathematics*, 2018, Vol. 176, Springer, Cham.

Riemannian Manifolds. Graduate Texts in Mathematics. 2018. Vol. 176. Springer, Cham. DOI: 10.1007/978-3-319-91755-9_7

26. Fomenko V.T. Two-dimensional surfaces with flat normal connections in spaces of constant curvature carrying geodesics of constant curvature // Math Notes. 2000. Vol. 68. P. 496-501. DOI: 10.1007/BF02676730

27. Olemskoi A., Borysov S., Shuda I. Statistical field theories deformed within different calculi // The European Physical Journal B. 2010. Vol. 77. P. 219-231. DOI: 10.1140/epjb/e2010-00257-4

† DOI: 10.1007/978-3-319-91755-9_7

† 26. Fomenko V.T. Two-dimensional surfaces with flat normal connections in spaces of constant curvature carrying geodesics of constant curvature. *Math Notes*, 2000, Vol. 68, pp. 496-501. DOI: 10.1007/BF02676730

† 27. Olemskoi A., Borysov S., Shuda I. Statistical field theories deformed within different calculi. *The European Physical Journal B*, 2010, Vol. 77, pp. 219-231. DOI: 10.1140/epjb/e2010-00257-4

УДК (UDC) 621.86

РАБОТА ГИДРОПРИВОДОВ С ЧАСТОТНО-ДРОССЕЛЬНЫМ
РЕГУЛИРОВАНИЕМ МОБИЛЬНЫХ КАНАТНЫХ КОМПЛЕКСОВ ПРИ
ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЙ УСТАНОВКЕ ДРОССЕЛЕЙTHE OPERATION OF HYDRAULIC DRIVES WITH FREQUENCY-THROTTLE
REGULATION FOR MOBILE ROPE COMPLEXES WITH THE CONSISTENT
INSTALLATION OF THROTTLESЛагерев 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. В статье рассматривается задача моделирования рабочих гидродинамических процессов, протекающих в гидроприводах с частотно-дроссельным регулированием механизмов движения тяговых и несущо-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. В качестве схемы, реализующей дроссельное регулирование, рассматриваются возможные варианты исполнения гидравлической схемы при последовательной установке регулируемых дросселей относительно гидромотора – односторонняя установка одного дросселя и двухсторонняя установка двух дросселей с одинаковой и различной настройкой. Для решения указанной технической задачи были разработаны математическая модель гидропривода и реализующая ее компьютерная программа. Модель обеспечивает компьютерное моделирование во времени 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 несущо-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 различных вариантов схемы установки регулируемых дросселей и их настройки на результаты расчетов.

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

Abstract. The article discusses the task of modeling the working hydrodynamic processes occurring in hydraulic drives with frequency-throttle regulation of the mechanisms of movement of traction and load-bearing ropes, at all stages of the movement mechanism - the stage of acceleration of the transported cargo, the stage of steady (stationary) movement with constant speed and the stage of braking when approaching the final breakpoint. As a circuit that implements throttle control, possible hydraulic circuit designs for sequential installation of adjustable throttles relative to the hydraulic motor are considered - one-sided installation of one throttle and two-sided installation of two throttles with the same and different settings. To solve this technical problem, a mathematical model of the hydraulic drive and a computer program that implements it were developed. The model provides a computer simulation over time of the processes of change over time of such basic technical characteristics of the hydraulic drive as pressure 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 power motion parameters of traction and load-bearing ropes (distance traveled, linear speed and acceleration, required power, overcome operating loads). In relation to a specific variant 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 effect of various options for installing adjustable throttles and their settings on the calculation results is shown.

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

Дата принятия к публикации: 15.11.2019 †
Дата публикации: 25.03.2020 †

Date of acceptance for publication: 15.11.2019 †
Date of publication: 25.03.2020 †

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

Таричко Вадим Игоревич – кандидат технических наук, заместитель генерального директора – главный конструктор АО «Брянский автомобильный завод», 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

Authors' information:

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

ORCID: 0000-0003-0380-5456

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

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

ORCID: 0000-0002-0921-6831

Благодарности

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

Acknowledgements

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

1. Введение

Подвесные канатные дороги как системы наземного транспорта нашли широкое применение во многих странах мира в качестве непрерывного транспорта для организации грузовых и пассажирских перевозок [1-3]. В настоящее время они являются важным элементом современной инфраструктуры, обеспечивающей эффективное использование широкого круга интеллектуальных внеуличных транспортно-логистических технологий в условиях сильно урбанизированной среды крупных городов и мегаполисов [4]. Большинство эксплуатирующихся канатных дорог относятся к стационарным канатным дорогам, ориентированным на длительное использование в пределах места их установки. Однако известны конструкции мобильных канатных дорог, предназначенных для частого перебазирования вследствие технологических особенностей обслуживаемых ими производственных процессов.

Перспективной разновидностью мобильных канатных дорог являются мобильные

канатные комплексы [5]. Их оборудование размещено на базовых шасси - на колесных или гусеничных машинах высокой грузоподъемности. Вследствие этого, они могут быть применены для быстрого создания переправ через водные преграды, овраги, ущелья, болотистую местность в условиях местности, предварительно не оборудованной для проведения транспортно-перегрузочных работ.

2. Постановка задачи

Ранее в работе [6] была рассмотрена работа гидроприводов с частотно-дрессельным регулированием мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов, схема которых предусматривает параллельное расположение регулируемых дресселей по отношению к гидромотору механизма движения несущей канатной системы.

Однако существующая многолетняя практика использования гидроприводов технологических машин различного функционального назначения [7-9] показывает, что

наряду с параллельным вариантом установки регулируемых дросселей в гидросхемах широко используются и другие альтернативные варианты – варианты последовательной установки дросселей с одной стороны или с обеих сторон гидродвигателей. Следует отметить, что в случае односторонней установки регулируемого дросселя технические характеристики гидропривода будут отличаться при прямом и возвратном движении выходного звена гидродвигателя. В случае двухсторонней установки дросселей такая ситуация будет справедлива, если настройки дросселей окажутся различными. При синхронной настройке обоих регулируемых дросселей технические характеристики гидропривода будут одинаковы как при прямом, так и возвратном ходе выходного звена гидродвигателя.

Поэтому в развитие исследований, начатых в работах [6, 10, 11], была рассмотрена и решена задача моделирования рабочих гидродинамических процессов, протекающих в гидроприводах с частотно-дроссельным регулированием механизмов движения тяговых и несущих-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 – при использовании схемы последовательного размещения регулируемых дросселей в гидросистеме механизма движения.

Исследуемые варианты принципиальной гидравлической схемы, реализующих указанную схему размещения регулируемых дросселей, приведены на рис. 1.

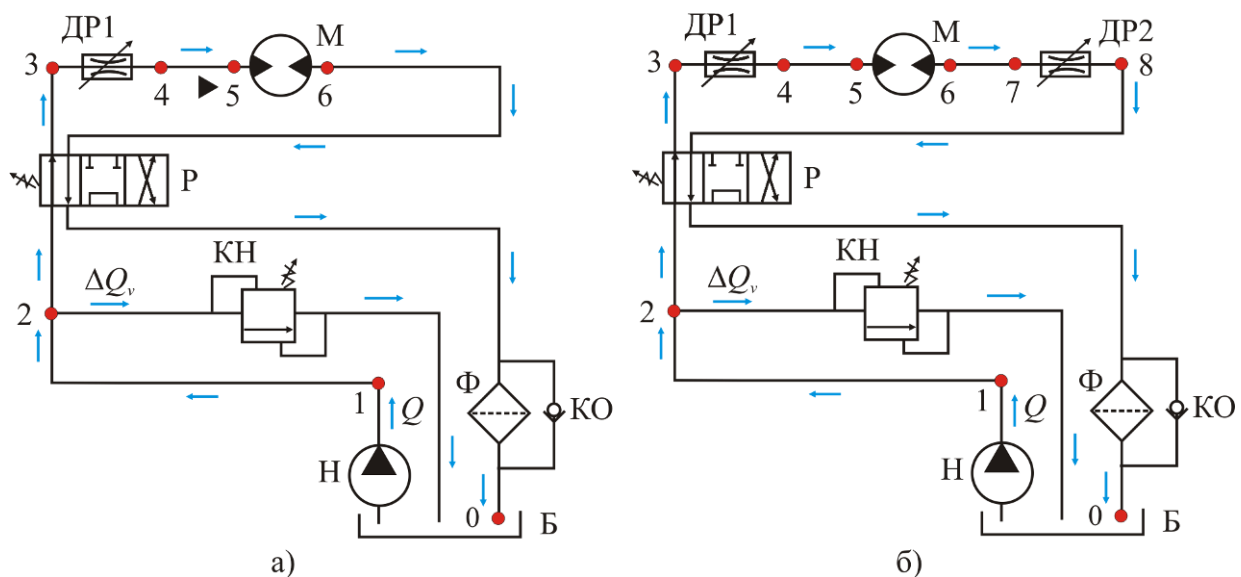


Рис. 1. Варианты принципиальной гидравлической схемы механизма движения канатной системы мобильного канатного комплекса при последовательной схеме размещения регулируемых дросселей: а – одностороннее размещение; б – двухстороннее размещение (Н – нерегулируемый насос; Б – гидробак; КН – напорный клапан; Р - гидрораспределитель; ДР1, ДР2 – регулируемые дроссели; М – гидромотор; КО – обратный клапан; Ф – фильтр)

3. Математическая модель гидропривода

При построении математической гидродинамической модели гидропривода с частотно-дроссельным регулированием приводного механизма мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса был использован подход на основе построения структурно-

функциональных схем, разработанный ранее в [10, 11] применительно к анализу рабочих процессов в гидроприводе механизмов движения манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин и успешно примененный в [6] при моделировании гидродинамических процессов в гидросистеме мобильных комплексов.

3.1. Структурно-функциональные схемы гидропривода

Структурно-функциональные схемы, соответствующие приведенным на рис. 1 вариантам принципиальной гидравлической схемы с различным размещением регулируемых

дресселей, с обозначением характерных точек по длине гидросистемы, в которых будет производиться определение количественных параметров гидродинамических рабочих процессов при работе мобильного канатного комплекса, показаны на рис. 2.

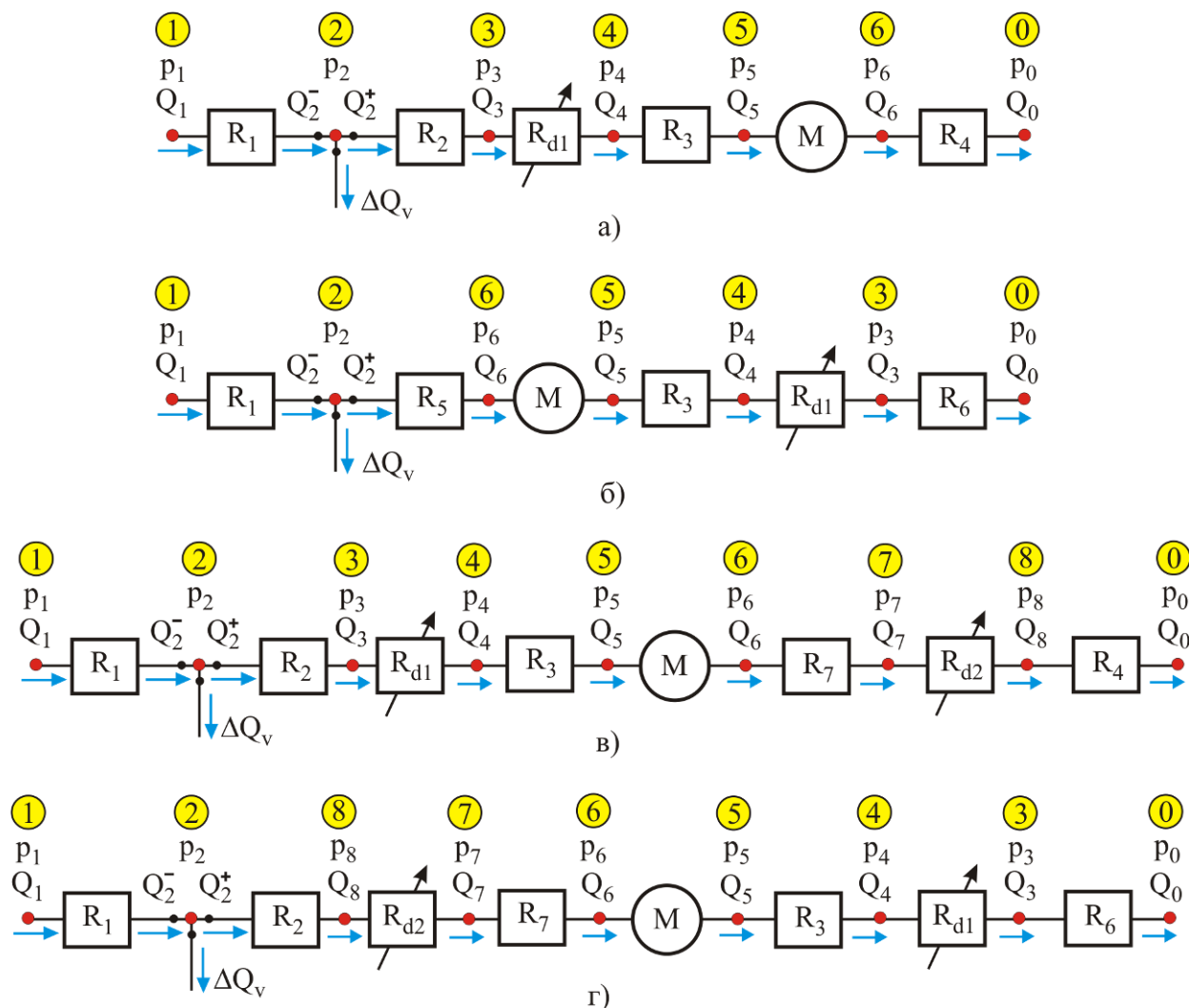


Рис. 2. Расчетные структурно-функциональные схемы частотно-регулируемого гидропривода механизма движения канатной системы мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса при последовательном размещении регулируемого дросселя относительно гидромотора: а – одностороннее размещение (прямое движение); б – одностороннее размещение (возвратное движение); в – двухстороннее размещение (прямое движение); г – одностороннее размещение (возвратное движение)

В качестве характерных точек структурно-функциональных схем (рис. 2) на рассматриваемых вариантах принципиальной гидравлической схеме (рис. 1) выбраны следующие точки по направлению движения потока рабочей жидкости.

При одностороннем размещении регулируемого дросселя относительно гидромотора и прямом движении несущего-тягового каната расчетные точки соответствуют следующим физическим точкам гидросистемы:

- точка 1: выход объемного нерегулируемого насоса;

- точка 2 (тройник): место установки предохранительного напорного клапана;
- точка 3: вход регулируемого дросселя;
- точка 4: выход регулируемого дросселя;
- точка 5: вход гидромотора;
- точка 6: выход гидромотора;
- точка 0: вход в гидробак.

При выполнении возвратного движения несущего каната положение расчетных точек 3 и 6, 4 и 5 взаимно меняются местами.

При двухстороннем размещении регулируемых дросселей относительно гидромотора и прямом движении несущего каната расчетные точки соответствуют следующим физическим точкам гидросистемы:

- точка 1: выход объемного нерегулируемого насоса;
- точка 2 (тройник): место установки предохранительного напорного клапана;
- точка 3: вход регулируемого дросселя, установленного перед гидромотором;
- точка 4: выход регулируемого дросселя, установленного перед гидромотором;
- точка 5: вход гидромотора;
- точка 6: выход гидромотора;
- точка 7: вход регулируемого дросселя, установленного после гидромотора;
- точка 8: выход регулируемого дросселя, установленного после гидромотора;
- точка 0: вход в гидробак.

При выполнении возвратного движения несущего каната положение расчетных точек 3 и 8, 4 и 7, 5 и 6 взаимно меняются местами.

В указанных характерных точках j определяются величина давления p_j ($j = 1, \dots, 6$ или $j = 1, \dots, 8$) и объемного расхода рабочей жидкости Q_j ($j = 1, \dots, 6, 0$ или $j = 1, \dots, 8, 0$). 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 или 5 и 6 определяет перепад рабочего давления на гидромоторе Δp_{hm} , а в точках 3 и 4 или 7 и 8 – падение давления R_{d1} и R_{d2} на регулируемых дросселях.

Потери давления на характерных участках гидросистемы R_1, \dots, R_7 (рис. 1) складываются из потерь давления в расположенных на этих участках гидроаппаратах и гидроустройствах, местных сопротивлениях и по длине соединяющих их гидролиний [1, 8, 9]. Для их расчетной оценки целесообразно использовать зависимости, предложенные в [10].

3.2. Дифференциальное уравнение вращения выходного вала гидромотора

Уравнение вращения выходного вала гидромотора механизма движения несущего каната мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса с учетом рекомендаций [6] примет вид:

$$2\pi \left(\frac{J_{red}}{V_{hm}} \right) \dot{Q}_{hm} = V_{hm} (p_{in} - p_{out}) / 2\pi - M_{ol} - M_{br}, \quad (1)$$

где J_{red} – приведенный к выходному валу гидромотора момент инерции перемещаемого груза и движущихся элементов канатной системы, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$; V_{hm} – рабочий объем гидромотора, определяемый его типоразмером, м^3 ; \dot{Q}_{hm} – скорость изменения во времени объемного расхода рабочей жидкости, подводимого к гидромотору, $\text{м}^3/\text{с}^2$; p_{in} , p_{out} – давление рабочей жидкости на ходе и выходе гидромотора, МПа; 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 $\tau = 0$ интегрирования уравнения вращения (1) объ-

емный расход рабочей жидкости через гидромотор $Q_{hm}(\tau=0)=0$, так как его выходной вал в этот момент неподвижен. Соответственно, расходы в характерных точках линии гидросистемы за напорным клапаном, т.е. за характерной точкой 2, составляют:

$$Q_2^+(\tau=0)=Q_3(\tau=0)=Q_4(\tau=0)=Q_5(\tau=0)=Q_6(\tau=0)=Q_7(\tau=0)=Q_8(\tau=0)=Q_0(\tau=0)=0.$$

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 $Q_p(\tau=0)$:

$$Q_1(\tau=0)=Q_p(\tau=0)=V_0 n_{pump}(\tau=0), \quad (2)$$

где V_0 - номинальный рабочий объем насоса, m^3 .

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

$$Q_2^-(\tau=0)=\Delta Q_v(\tau=0)=Q_1(\tau=0). \quad (3)$$

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

$$p_2(\tau=0)=f_v(\Delta Q_v(\tau=0)). \quad (4)$$

Для выражения статической характеристики открытия предохранительного клапана $p=f_v(\Delta Q_v)$ в уравнении (4) целесообразно использовать аналитические выражения, предложенные в [10, 12] для напорных клапанов прямого и непрямого действия.

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

$$p_1(\tau=0)=p_2(\tau=0)+R_1(\tau=0). \quad (5)$$

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

- при одно- и двухстороннем размещении регулируемого дросселя и прямом движении несущего-тягового каната

$$p_3(\tau=0)=p_4(\tau=0)=p_5(\tau=0)=p_2(\tau=0); \quad (6)$$

- при одностороннем размещении регулируемого дросселя и возвратном движении несущего-тягового каната

$$p_6(\tau=0)=p_4(\tau=0)=p_5(\tau=0)=p_2(\tau=0); \quad (7)$$

- при двухстороннем размещении регулируемых дросселей и возвратном движении несущего-тягового каната

$$p_8(\tau=0)=p_6(\tau=0)=p_5(\tau=0)=p_2(\tau=0). \quad (8)$$

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

- при одностороннем размещении регулируемого дросселя и прямом движении несущего-тягового каната

$$p_6(\tau=0)=p_0(\tau=0)=0; \quad (9)$$

- при одностороннем размещении регулируемого дросселя и возвратном движении несущего-тягового каната

$$p_3(\tau=0)=p_4(\tau=0)=p_5(\tau=0)=p_0(\tau=0)=0; \quad (10)$$

- при двухстороннем размещении регулируемого дросселя и прямом движении несущего-тягового каната

$$p_6(\tau=0)=p_7(\tau=0)=p_8(\tau=0)=p_0(\tau=0)=0; \quad (11)$$

- при двухстороннем размещении регулируемых дросселей и возвратном движении несущего-тягового каната

$$p_3(\tau=0)=p_4(\tau=0)=p_5(\tau=0)=p_0(\tau=0). \quad (12)$$

Таким образом, определение начальных условий интегрирования дифференциального уравнения вращения выходного вала гидромотора (1) должно выполняться в следующей последовательности:

1) определение объемной подачи насоса $Q_1(\tau=0)$ в характерной точке 1, исходя из заданного закона частотного регулирования вращения входного вала насоса по зависимости (2);

2) вычисление гидравлических параметров $p_2(\tau=0)$ и $Q_2^-(\tau=0)$ в характерной точке 2 и расхода через напорный клапан $\Delta Q_v(\tau=0)$ с помощью соотношений (2) и (4);

3) вычисление давления $p_1(\tau=0)$ на выходе насоса в характерной точке 1 с помощью соотношения (5);

4) задание гидравлических параметров $p_j(\tau=0)$ и $Q_j(\tau=0)$ во всех остальных j -х характерных точках с помощью соотношений (6) - (12).

2.4. Расчет гидравлических параметров гидропривода в произвольный момент времени

Решение дифференциального уравнения вращения выходного вала гидромотора (1) в произвольный момент времени с помощью одного из численных методов интегрирования дифференциальных уравнений [13] позволяет определить один гидравлический параметр – объемный расход рабочей жидкости $Q_{hm}(\tau)$, проходящий через гидромотор (он эквивалентен расходу на входе в гидромотор, т.е. расходу Q_5 при прямом движении или расходу Q_6 при возвратном движении).

На эту величину должно быть наложено очевидное физическое ограничение: расход $Q_{hm}(\tau)$, проходящий через гидромотор, в произвольный момент времени не должен превышать объемную подачу насоса в тот же момент времени, т.е. должно выполняться условие:

$$Q_5(\tau) \leq V_0 n_{pump}(\tau) \quad (13a)$$

или

$$Q_6(\tau) \leq V_0 n_{pump}(\tau). \quad (13b)$$

Если ограничение (13) не выполняется, то полученное значение расхода следует уменьшить до значения:

$$Q_5(\tau) = V_0 n_{pump}(\tau) \text{ или } Q_6(\tau) = V_0 n_{pump}(\tau).$$

В этом случае расход рабочей жидкости через напорный предохранительный клапан, установленный в характерной точке 2, будет равен $\Delta Q_v = 0$, т.е. весь подаваемый в гидросистему расход $Q_1(\tau) = V_0 n_{pump}(\tau)$ будет проходить через гидромотор. Таким образом, можно записать следующие соотношения для определения расходов и давлений рабочей жидкости в остальных характерных точках гидросистемы:

- при одностороннем размещении регулируемого дросселя и прямом движении несущего-тягового каната

$$\begin{aligned} Q_2^-(\tau) &= Q_2^+(\tau) = Q_3(\tau) = Q_4(\tau) = Q_5(\tau) = \\ &= Q_6(\tau) = Q_0(\tau) = Q_1(\tau); \\ p_2(\tau) &= p_1(\tau) - R_1\{Q_1(\tau)\}; \\ p_3(\tau) &= p_2(\tau) - R_2\{Q_1(\tau)\}; \\ p_4(\tau) &= p_3(\tau) - R_{d1}\{Q_1(\tau)\}; \\ p_5(\tau) &= p_4(\tau) - R_3\{Q_1(\tau)\}; \\ p_6(\tau) &= R_4\{Q_1(\tau)\}; \quad p_0(\tau) = 0; \end{aligned}$$

- при одностороннем размещении регулируемого дросселя и возвратном движении несущего-тягового каната

$$\begin{aligned} Q_2^-(\tau) &= Q_2^+(\tau) = Q_6(\tau) = Q_5(\tau) = Q_4(\tau) = \\ &= Q_3(\tau) = Q_0(\tau) = Q_1(\tau); \\ p_2(\tau) &= p_1(\tau) - R_1\{Q_1(\tau)\}; \\ p_6(\tau) &= p_2(\tau) - R_5\{Q_1(\tau)\}; \\ p_5(\tau) &= p_4(\tau) + R_3\{Q_1(\tau)\}; \\ p_4(\tau) &= p_3(\tau) + R_{d1}\{Q_1(\tau)\}; \\ p_3(\tau) &= R_6\{Q_1(\tau)\}; \quad p_0(\tau) = 0; \end{aligned}$$

- при двухстороннем размещении регулируемого дросселя и прямом движении несущего-тягового каната

$$\begin{aligned} Q_2^-(\tau) &= Q_2^+(\tau) = Q_3(\tau) = Q_4(\tau) = Q_5(\tau) = \\ &= Q_6(\tau) = Q_7(\tau) = Q_8(\tau) = Q_0(\tau) = Q_1(\tau); \\ p_2(\tau) &= p_1(\tau) - R_1\{Q_1(\tau)\}; \\ p_3(\tau) &= p_2(\tau) - R_2\{Q_1(\tau)\}; \\ p_4(\tau) &= p_3(\tau) - R_{d1}\{Q_1(\tau)\}; \\ p_5(\tau) &= p_4(\tau) - R_3\{Q_1(\tau)\}; \\ p_6(\tau) &= p_7(\tau) + R_7\{Q_1(\tau)\}; \\ p_7(\tau) &= p_8(\tau) + R_{d2}\{Q_1(\tau)\}; \\ p_8(\tau) &= R_4\{Q_1(\tau)\}; \quad p_0(\tau) = 0; \end{aligned}$$

- при двухстороннем размещении регулируемых дросселей и возвратном движении несущего-тягового каната

$$\begin{aligned} Q_2^-(\tau) &= Q_2^+(\tau) = Q_8(\tau) = Q_7(\tau) = Q_6(\tau) = \\ &= Q_5(\tau) = Q_4(\tau) = Q_3(\tau) = Q_0(\tau) = Q_1(\tau); \\ p_2(\tau) &= p_1(\tau) - R_1\{Q_1(\tau)\}; \\ p_8(\tau) &= p_2(\tau) - R_2\{Q_1(\tau)\}; \\ p_7(\tau) &= p_8(\tau) - R_{d2}\{Q_1(\tau)\}; \\ p_6(\tau) &= p_7(\tau) - R_7\{Q_1(\tau)\}; \end{aligned}$$

$$p_5(\tau) = p_4(\tau) + R_3\{Q_1(\tau)\}$$

$$p_4(\tau) = p_3(\tau) + R_{d1}\{Q_1(\tau)\}$$

$$p_3(\tau) = R_6\{Q_1(\tau)\}; \quad p_0(\tau) = 0,$$

где $R\{Q\}$ - гидравлическое сопротивление участка гидросистемы или дросселя, вычисленное при величине объемного расхода Q .

В том случае, когда полученная в результате решения дифференциального уравнения вращения выходного вала гидромотора (1) величина объемного расхода рабочей жидкости через гидромотор $Q_{hm}(\tau)$ составляет

$$Q_{hm}(\tau) < V_0 n_{pump}(\tau),$$

т.е.

$$Q_5(\tau) < V_0 n_{pump}(\tau) \text{ или } Q_6(\tau) < V_0 n_{pump}(\tau),$$

то расход через напорный предохранительный клапан $\Delta Q_v \neq 0$.

В этом случае часть подаваемого насосом в гидросистему объемного расхода $Q_1(\tau)$ в характерной точке 2 будет удаляться из гидросистемы, не поступая к гидромотору. Снижение величины объемного расхода в гидросистеме, начиная с характерной точки 2, со значения $Q_1(\tau)$ до значения $Q_1(\tau) - \Delta Q_v(\tau)$ приведет к изменению гидравлических потерь давления на участках гидросистемы R_2, \dots, R_7 и на регулируемых дросселях R_{d1} и R_{d2} . Как следствие, изменятся величины давления рабочей жидкости по всей длине гидросистемы и, в том числе, давления на входе p_{in} и выходе p_{out} гидромотора. Чтобы согласовать указанные изменения давления с величиной объемного расхода через напорный клапан необходимо найти величину $\Delta Q_v(\tau)$ путем решения следующего нелинейного алгебраического выражения:

$$2\pi \left(\frac{J_{red}}{V_{hm}} \right) \frac{Q_1(\tau) - \Delta Q_v(\tau) - Q_{hm, \tau - \Delta t}}{\Delta t} - \frac{V_{hm}}{2\pi} (p_{in} - p_{out}) + M_{ol} + M_{br} = 0, \quad (14)$$

где Δt - шаг по времени при интегрировании уравнения вращения выходного вала гидромотора (1), с; $Q_{hm, \tau - \Delta t}$ - объемный расход рабочей жидкости через гидромотор на предыдущем моменте времени $\tau - \Delta t$, м³/с.

Входящее в уравнение (14) слагаемое $(p_{in} - p_{out})$ - перепад давления рабочей жидкости на гидромоторе - определяется следующим образом:

- при одностороннем размещении регулируемого дросселя и прямом движении несущего-тягового каната

$$(p_{in} - p_{out}) = f_v(\Delta Q_v) - \sum_{k=2}^{k=4} R_k\{Q_1 - \Delta Q_v\} - R_{d1}\{Q_1 - \Delta Q_v\};$$

- при одностороннем размещении регулируемого дросселя и возвратном движении несущего-тягового каната

$$(p_{in} - p_{out}) = f_v(\Delta Q_v) - \sum_{\substack{k=6 \\ k \neq 4}}^{k=6} R_k\{Q_1 - \Delta Q_v\} - R_{d1}\{Q_1 - \Delta Q_v\};$$

- при двухстороннем размещении регулируемого дросселя и прямом движении несущего-тягового каната

$$(p_{in} - p_{out}) = f_v(\Delta Q_v) - \sum_{k=2}^{k=4} R_k\{Q_1 - \Delta Q_v\} - R_7\{Q_1 - \Delta Q_v\} - \sum_{j=1}^{j=2} R_{dj}\{Q_1 - \Delta Q_v\};$$

- при двухстороннем размещении регулируемых дросселей и возвратном движении несущего-тягового каната

$$(p_{in} - p_{out}) = f_v(\Delta Q_v) - \sum_{k=2}^{k=3} R_k\{Q_1 - \Delta Q_v\} - \sum_{k=6}^{k=7} R_k\{Q_1 - \Delta Q_v\} - \sum_{j=1}^{j=2} R_{dj}\{Q_1 - \Delta Q_v\}.$$

Таким образом, давление рабочей жидкости в характерной точке 2 будет определяться настройкой напорного клапана и рассчитанным с помощью уравнения (14) расходом рабочей жидкости $\Delta Q_v(\tau)$ через него:

$$p_2 = f_v(\Delta Q_v),$$

а соотношения для определения расходов и давлений рабочей жидкости в остальных характерных точках гидросистемы будут определяться следующими соотношениями:

- при одностороннем размещении регулируемого дросселя и прямом движении несущего-тягового каната

$$Q_2^-(\tau) = Q_1(\tau);$$

$$Q_2^+(\tau) = Q_3(\tau) = Q_4(\tau) = Q_5(\tau) = \\ = Q_6(\tau) = Q_0(\tau) = Q_1(\tau) - \Delta Q_v;$$

$$p_1(\tau) = p_2(\tau) + R_1\{Q_1(\tau)\};$$

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

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

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

$$p_6(\tau) = R_4\{Q_1(\tau) - \Delta Q_v(\tau)\}; \quad p_0(\tau) = 0;$$

- при одностороннем размещении регулируемого дросселя и возвратном движении несущего-тягового каната

$$Q_2^-(\tau) = Q_1(\tau);$$

$$Q_2^+(\tau) = Q_3(\tau) = Q_4(\tau) = Q_5(\tau) = \\ = Q_6(\tau) = Q_0(\tau) = Q_1(\tau) - \Delta Q_v;$$

$$p_1(\tau) = p_2(\tau) + R_1\{Q_1(\tau)\};$$

$$p_6(\tau) = p_2(\tau) - R_6\{Q_1(\tau) - \Delta Q_v(\tau)\};$$

$$p_5(\tau) = p_4(\tau) + R_3\{Q_1(\tau) - \Delta Q_v(\tau)\};$$

$$p_4(\tau) = p_3(\tau) + R_{d1}\{Q_1(\tau) - \Delta Q_v(\tau)\};$$

$$p_3(\tau) = R_6\{Q_1(\tau) - \Delta Q_v(\tau)\}; \quad p_0(\tau) = 0;$$

- при двухстороннем размещении регулируемого дросселя и прямом движении несущего-тягового каната

$$Q_2^-(\tau) = Q_1(\tau);$$

$$Q_2^+(\tau) = Q_3(\tau) = Q_4(\tau) = Q_5(\tau) = Q_6(\tau) = \\ = Q_7(\tau) = Q_8(\tau) = Q_0(\tau) = Q_1(\tau) - \Delta Q_v;$$

$$p_1(\tau) = p_2(\tau) + R_1\{Q_1(\tau)\};$$

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

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

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

$$p_6(\tau) = p_7(\tau) + R_7\{Q_1(\tau) - \Delta Q_v(\tau)\};$$

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

$$p_8(\tau) = R_4\{Q_1(\tau) - \Delta Q_v(\tau)\}; \quad p_0(\tau) = 0;$$

- при двухстороннем размещении регулируемых дросселей и возвратном движении несущего-тягового каната

$$Q_2^-(\tau) = Q_1(\tau);$$

$$Q_2^+(\tau) = Q_3(\tau) = Q_4(\tau) = Q_5(\tau) = Q_6(\tau) = \\ = Q_7(\tau) = Q_8(\tau) = Q_0(\tau) = Q_1(\tau) - \Delta Q_v;$$

$$p_1(\tau) = p_2(\tau) + R_1\{Q_1(\tau)\};$$

$$p_8(\tau) = p_2(\tau) - R_2\{Q_1(\tau) - \Delta Q_v(\tau)\};$$

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

$$p_6(\tau) = p_7(\tau) - R_7\{Q_1(\tau) - \Delta Q_v(\tau)\};$$

$$p_5(\tau) = p_4(\tau) + R_3\{Q_1(\tau) - \Delta Q_v(\tau)\};$$

$$p_4(\tau) = p_3(\tau) + R_{d1}\{Q_1(\tau) - \Delta Q_v(\tau)\};$$

$$p_3(\tau) = R_6\{Q_1(\tau) - \Delta Q_v(\tau)\}; \quad p_0(\tau) = 0.$$

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

Интегрирование дифференциального уравнения вращения выходного вала гидромотора (1) требует знания в произвольный момент времени величины эксплуатационных нагрузок (моментов силы сопротивления движению тягового канатного органа мобильного комплекса M_{ol} и силы торможения гидромотора от внешних тормозных устройств M_{br} , приведенных к выходному валу гидромотора), а также инерционной характеристики совокупности движущихся элементов тягового канатного органа (приведенных моментов инерции перемещаемого груза и движущихся элементов канатной системы J_{red}). Как показано в [6], эти параметры определяются следующим образом:

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

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

где k_p - коэффициент запаса мощности (по аналогии рекомендациями, содержащимися в [14, 15], можно принимать $k_p=1,05\dots 1,1$); η_m - коэффициент полезного действия механизма движения тягового канатного органа; S^o , S^r - набегающая и сбегающая силы на приводном шкиве, определяемые на основе тягового расчета мобильного комплекса, например, с помощью рекомендаций [12, 14, 16], 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 [17]; 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 $k_J = 1,05\dots 1,1$).

Как и при ранее проводимых исследованиях рабочих процессов в гидроприводе мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов [6], для задания законов частотного регулирования скорости вращения выходного вала гидромотора при разго-

не и торможении $n_{pump}(\tau)$ и изменения вызываемого дополнительными внешними тормозными устройствами тормозного момента $M_{br}(\tau)$ была использована сплайн-интерполяция этих законов с помощью одномерных кубических полиномов.

4. Компьютерная реализация математической модели

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

Программа позволяет моделировать изменение во времени таких основных технических характеристик гидропривода с частотно-дрессельным регулированием при различных вариантах последовательной одно- или двухсторонней установки регулируемых дресселей относительно гидромотора, 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.

С целью унификации расчетов по четырем возможным вариантам сочетания последовательной установки регулируемых дресселей и направления движения несущего тягового каната, рассмотренных выше при построении математической модели моделирования рабочих процессов в гидроприводе, при построении алгоритма компьютерной программы была использована единая для всех вариантов универсальная вычислительная схема гидросистемы механизма движения канатной системы мобильного канатного комплекса. Она показана на рис. 3. На рис. 4

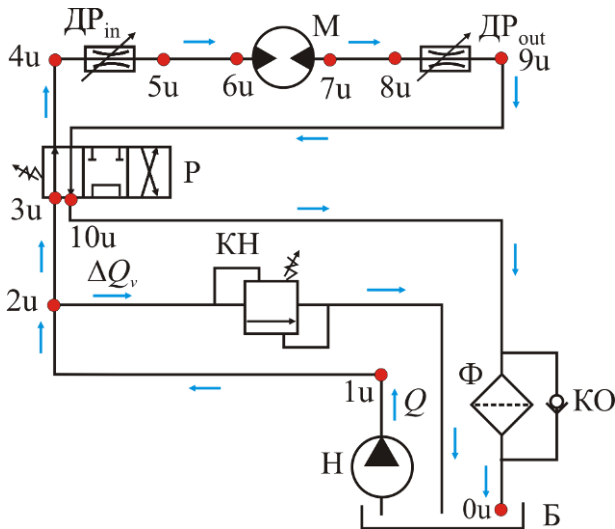


Рис. 3. Универсальная вычислительная схема гидросистемы механизма движения канатной системы мобильного канатного комплекса

показана расчетная структурно-функциональная схема, соответствующая универсальной вычислительной схеме гидросистемы механизма движения канатной системы мобильного канатного комплекса (рис. 3). В табл. 1 показано соответствие между характерными точками структурно-функциональных схем возможных вариантов сочетания последовательной установки регулируемых дросселей и направления движения несущего каната, показанных на рис. 2, и характерными точками универсальной структурно-функциональной схемы, показанной на рис. 4. В табл. 2 – соответствие между значениями потерь давления на участках гидросистемы для структурно-функциональных схем, показанных на рис. 2, и для универсальной структурно-функциональной схемы, показанной на рис. 4.

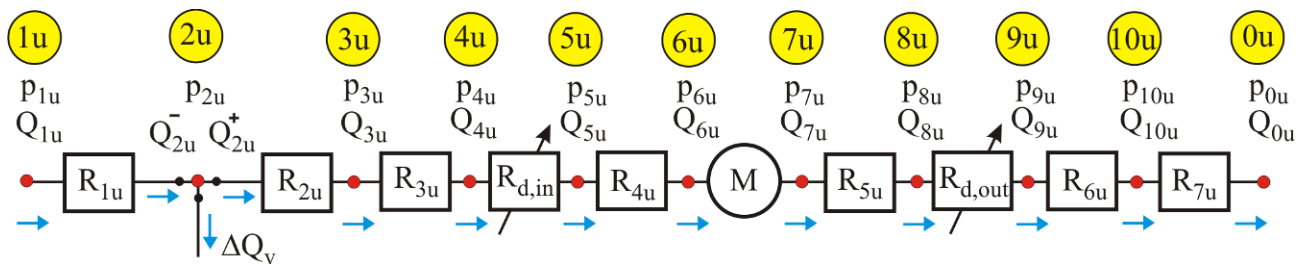


Рис. 4. Расчетная структурно-функциональная схема, соответствующая универсальной вычислительной схеме гидросистемы механизма движения канатной системы мобильного канатного комплекса

Таблица 1

Соответствие между характерными точками структурно-функциональных схем возможных вариантов сочетания последовательной установки регулируемых дросселей и направления движения несущего каната и характерными точками универсальной структурно-функциональной схемы

Вариант установки дросселя и направления движения каната	Соответствие характерных точек вариантов точкам универсальной схемы										
	1u	2u	3u	4u	5u	6u	7u	8u	9u	10u	0u
Односторонняя установка, прямое движение	1	2	-	3	4	5	6	-	-	-	0
Односторонняя установка, возвратное движение	1	2	-	-	-	6	5	4	3	-	0
Двухсторонняя установка, прямое движение	1	2	-	3	4	5	6	7	8	-	0
Двухсторонняя установка, возвратное движение	1	2	-	8	7	6	5	4	3	-	0

Начальные условия интегрирования дифференциального уравнения вращения выходного вала гидромотора (1), рассмотренные в п. 3.3, применительно к универсальной структурно-функциональной схеме запишутся в следующем виде:

$$Q_{2u}^-(\tau=0) = \Delta Q_v(\tau=0) = Q_{1u}(\tau=0) = V_0 n_{pump}(\tau=0);$$

$$Q_{2u}^+(\tau) = Q_{3u}(\tau) = Q_{4u}(\tau) = Q_{5u}(\tau) = Q_{6u}(\tau) = Q_{7u}(\tau) = Q_{8u}(\tau) = Q_{9u}(\tau) = Q_{10u}(\tau) = Q_{0u}(\tau) = 0;$$

Таблица 2

Соответствие между значениями потерь давления на участках гидросистемы для структурно-функциональных схем и для универсальной структурно-функциональной схемы

Вариант установки дросселя и направления движения каната	Соответствие значений потерь давления на участках функционально-структурных схем и универсальной схемы								
	R_1	R_2	R_3	R_4	R_5	R_6	R_7	R_{d1}	R_{d2}
Односторонняя установка, прямое движение	R_{1u}	$R_{2u} + R_{3u}$	R_{4u}	$R_{5u} + R_{6u} + R_{7u}$	-	-	-	$R_{d,in}$	0
Односторонняя установка, возвратное движение	R_{1u}	$R_{2u} + R_{5u} + R_{6u}$	R_{4u}	-	-	$R_{3u} + R_{7u}$	-	$R_{d,in}$	0
Двухсторонняя установка, прямое движение	R_{1u}	$R_{2u} + R_{3u}$	R_{4u}	$R_{6u} + R_{7u}$	-	-	R_{5u}	$R_{d,in}$	$R_{d,out}$
Двухсторонняя установка, возвратное движение	R_{1u}	$R_{2u} + R_{6u}$	R_{4u}	-	-	$R_{3u} + R_{7u}$	R_{5u}	$R_{d,out}$	$R_{d,in}$

$$\begin{aligned}
 p_{2u}(\tau = 0) &= f_v(\Delta Q_v(\tau = 0)); \\
 p_{1u}(\tau = 0) &= p_{2u}(\tau = 0) + R_{1u}(\tau = 0); \\
 p_{3u}(\tau = 0) &= p_{4u}(\tau = 0) = p_{5u}(\tau = 0) = \\
 &= p_{6u}(\tau = 0) = p_{2u}(\tau = 0); \\
 p_{7u}(\tau = 0) &= p_{8u}(\tau = 0) = p_{9u}(\tau = 0) = \\
 p_{10u}(\tau = 0) &= p_{0u}(\tau = 0) = 0.
 \end{aligned}$$

В произвольный момент времени работы гидропривода в том случае, когда расход через напорный предохранительный клапан $\Delta Q_v = 0$ (т.е. когда весь подаваемый в гидросистему расход $Q_1(\tau) = V_0 n_{pump}(\tau)$ проходит через гидромотор), соотношения для определения расходов и давлений рабочей жидкости в характерных точках универсальной структурно-функциональной схемы будут иметь следующий вид:

$$\begin{aligned}
 Q_{2u}^-(\tau) &= Q_{2u}^+(\tau) = Q_{3u}(\tau) = Q_{4u}(\tau) = Q_{5u}(\tau) = \\
 &= Q_{6u}(\tau) = Q_{7u}(\tau) = Q_{8u}(\tau) = Q_{9u}(\tau) = Q_{10u}(\tau) = \\
 &= Q_{0u}(\tau) = Q_{1u}(\tau) = V_0 n_{pump}(\tau); \\
 p_{2u}(\tau) &= p_{1u}(\tau) - R_{1u}\{Q_{1u}(\tau)\}; \\
 p_{3u}(\tau) &= p_{2u}(\tau) - R_{2u}\{Q_{1u}(\tau)\}; \\
 p_{4u}(\tau) &= p_{3u}(\tau) - R_{3u}\{Q_1(\tau)\}; \\
 p_{5u}(\tau) &= p_{4u}(\tau) - R_{d,in}\{Q_1(\tau)\}; \\
 p_{6u}(\tau) &= p_{5u}(\tau) - R_{4u}\{Q_1(\tau)\};
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 p_{7u}(\tau) &= p_{8u}(\tau) + R_{5u}\{Q_1(\tau)\}; \\
 p_{8u}(\tau) &= p_{9u}(\tau) + R_{d,out}\{Q_1(\tau)\}; \\
 p_{9u}(\tau) &= p_{10u}(\tau) + R_{6u}\{Q_1(\tau)\}; \\
 p_{10u}(\tau) &= R_{7u}\{Q_1(\tau)\}; \quad p_{0u}(\tau) = 0.
 \end{aligned}$$

В произвольный момент времени работы гидропривода в том случае, когда расход через напорный предохранительный клапан $\Delta Q_v > 0$ (т.е. когда только часть подаваемого в гидросистему расхода $Q_1(\tau) = V_0 n_{pump}(\tau)$ проходит через гидромотор), соотношения для определения расходов и давлений рабочей жидкости в характерных точках универсальной структурно-функциональной схемы будут иметь следующий вид:

$$\begin{aligned}
 Q_{2u}^-(\tau) &= Q_{1u}(\tau) = V_0 n_{pump}(\tau); \\
 Q_{2u}^+(\tau) &= Q_{3u}(\tau) = Q_{4u}(\tau) = Q_{5u}(\tau) = Q_{6u}(\tau) = \\
 &= Q_{7u}(\tau) = Q_{8u}(\tau) = Q_{9u}(\tau) = Q_{10u}(\tau) = \\
 &= Q_{0u}(\tau) = Q_1(\tau) - \Delta Q_v; \\
 p_{2u}(\tau) &= f_v(\Delta Q_v(\tau)); \\
 p_{1u}(\tau) &= p_{2u}(\tau) + R_{1u}\{Q_1(\tau) - \Delta Q_v\}; \\
 p_{3u}(\tau) &= p_{2u}(\tau) - R_{2u}\{Q_{1u}(\tau) - \Delta Q_v(\tau)\}; \\
 p_{4u}(\tau) &= p_{3u}(\tau) - R_{3u}\{Q_{1u}(\tau) - \Delta Q_v(\tau)\}; \\
 p_{5u}(\tau) &= p_{4u}(\tau) - R_{d,in}\{Q_{1u}(\tau) - \Delta Q_v(\tau)\}; \\
 p_{6u}(\tau) &= p_{5u}(\tau) - R_{4u}\{Q_{1u}(\tau) - \Delta Q_v(\tau)\};
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 p_{7u}(\tau) &= p_{8u}(\tau) + R_{5u} \{Q_{1u}(\tau) - \Delta Q_v(\tau)\}; \\
 p_{8u}(\tau) &= p_{9u}(\tau) + R_{d,out} \{Q_{1u}(\tau) - \Delta Q_v(\tau)\}; \\
 p_{9u}(\tau) &= p_{10u}(\tau) + R_{6u} \{Q_{1u}(\tau) - \Delta Q_v(\tau)\}; \\
 p_{10u}(\tau) &= R_{7u} \{Q_{1u}(\tau) - \Delta Q_v(\tau)\}; \quad p_{0u}(\tau) = 0.
 \end{aligned}$$

Входящее в уравнение (12) слагаемое $(p_{in} - p_{out})$ – перепад давления рабочей жидкости на гидромоторе – будет определяться следующим образом:

$$\begin{aligned}
 (p_{in} - p_{out}) &= f_v(\Delta Q_v) - \sum_{k=2}^{k=7} R_{ku} \{Q_{1u} - \Delta Q_v\} - \\
 &- R_{d,in} \{Q_{1u} - \Delta Q_v\} - R_{d,out} \{Q_{1u} - \Delta Q_v\}.
 \end{aligned}$$

Структурная схема программы включает в себя головную процедуру *Dynamics_of_Hydraulic_Drives_with_Frequency_Trottle_Regulation_of_Ropeway*, 15 процедур типа Procedure:

- *DetermDeltaPhmBr* - определение объемного расхода рабочей жидкости и перепада давления на гидромоторе на этапе торможения в произвольный момент времени;
- *DetermDeltaPhmOv* - определение объемного расхода рабочей жидкости и перепада давления на гидромоторе на этапе разгона и установившегося движения в произвольный момент времени;
- *DetermDeltaQbr* - вычисление расхода через напорный клапан на этапе торможения в произвольный момент времени;
- *DetermDeltaQov* - вычисление расхода через напорный клапан на этапе разгона и установившегося движения в произвольный момент времени;
- *DetPQbr* - определение характеристик гидропривода в характерных точках гидросистемы на этапе торможения в произвольный момент времени;
- *DetPQov* - определение характеристик гидропривода в характерных точках гидросистемы на этапе разгона и установившегося движения в произвольный момент времени;
- *DetPQbegin* - определение характеристик гидропривода в начальный момент времени;
- *MotionBr* - интегрирование уравнения вращения выходного вала гидромотора при торможении;

• *MotionOv* - интегрирование уравнения вращения выходного вала гидромотора при разгоне и установившемся движении;

• *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 3 процедуры типа Function:

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

• *EquationQbr* - вычисление левой части уравнения для расчета расхода через напорный клапан на этапе торможения в произвольный момент времени;

• *EquationQov* - вычисление левой части уравнения для расчета расхода через напорный клапан на этапе разгона и установившегося движения в произвольный момент времени.

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 регулируемого насоса $n_{pump}(\tau)$ на стадиях разгона и торможения несущего 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 гидромоторе $\Delta p_{hm}(\tau)$;

8) мгновенного гидравлического коэффициента полезного действия гидропривода

$$\eta_h(\tau) = \frac{N_{hm}(\tau)}{p_1(\tau)Q_1(\tau)};$$

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

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

13) пути, проходимого несущим канатом в процессе разгона x_{ov} ;

14) среднего (за все время движения) гидравлического коэффициента полезного действия гидропривода

$$\bar{\eta}_h = \frac{1}{\tau_{ov} + \tau_{st} + \tau_{br}} \int_0^{\tau_{ov} + \tau_{st} + \tau_{br}} \eta_h(\tau) d\tau.$$

5. Анализ тестовых результатов применения математической модели

Как и при ранее проводимых исследованиях рабочих процессов в гидроприводе мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов [6], для тестовой оценки достоверности моделирования гидравличе-

ских процессов в гидроприводе с частотно-дроссельным регулированием механизма движения несущего 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. 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 (при $x = 190 \dots 200$ м) – по линейному закону (в об/мин)

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

Дополнительно на стадии торможения с длиной тормозного пути $x_{br}^M = 5$ м (при $x = 195 \dots 200$ м) действует создаваемый дополнительными внешними тормозными устройствами приведенный момент силы торможения выходного вала гидромотора $M_{br} = const = 100$ Н·м.

На рис. 5 - 7 показаны графики изменения основных характеристик механизма движения несущего каната на стадиях разгона и торможения: на рис. 5 – кинематических характеристик, на рис. 6 - силовой характеристики (крутящего момента на приводном шкиве $M_p(\tau)$), на рис. 7 - энергетической характеристики (мгновенного значения гидравлического коэффициента полезного действия гидропривода $\eta_h(\tau)$). Номера графиков на рис. 5 – 9 соответствуют: 1 – односторонняя установка дросселя, прямое движение; 2 – односторонняя установка дросселя, возврат-

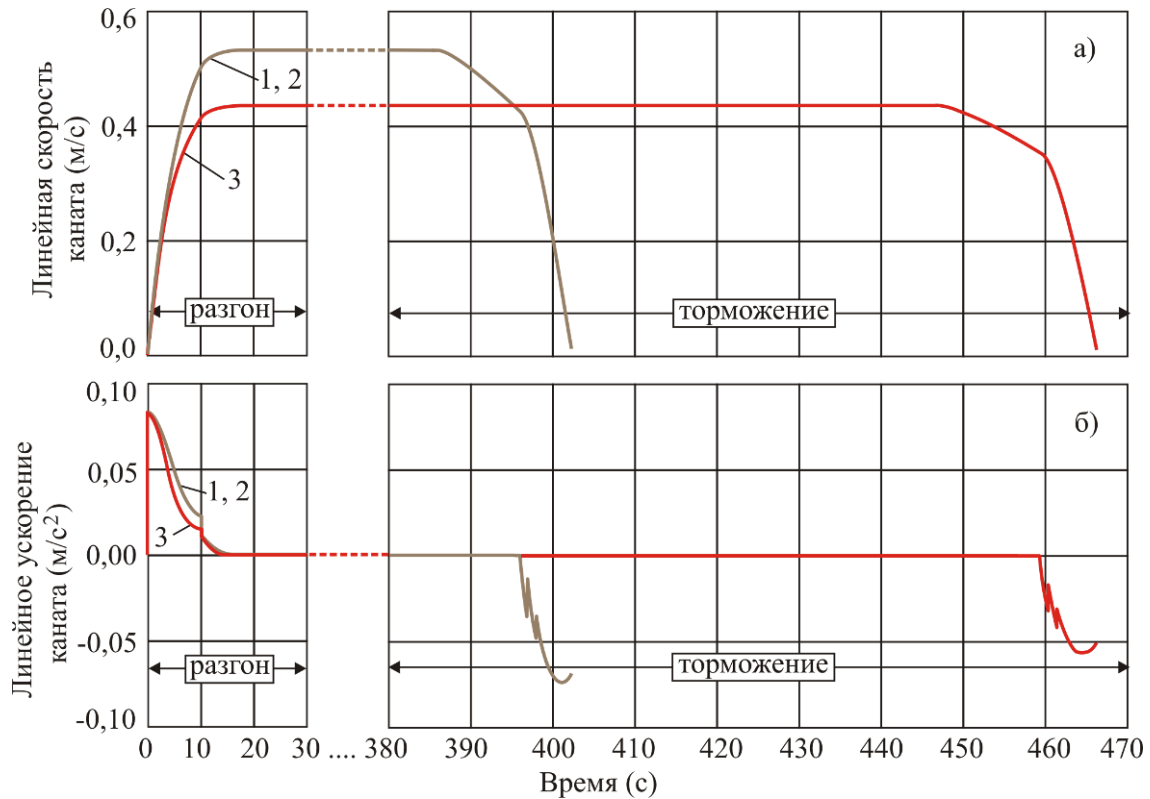


Рис. 5. Кинематические характеристики механизма движения несуще-тягового каната на стадиях разгона и торможения: а – линейная скорость каната; б – линейное ускорение каната

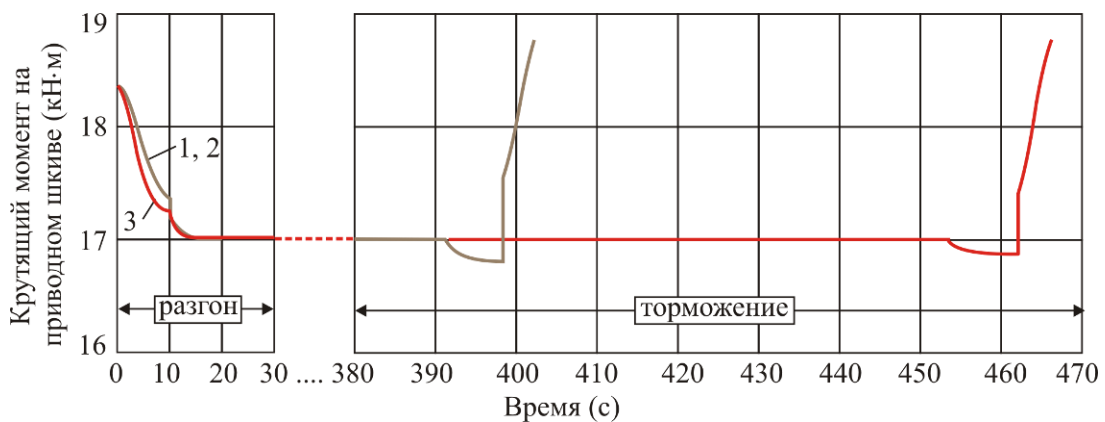


Рис. 6. Изменение во времени крутящего момента на приводном шкиве механизма движения несуще-тягового каната на стадиях разгона и торможения

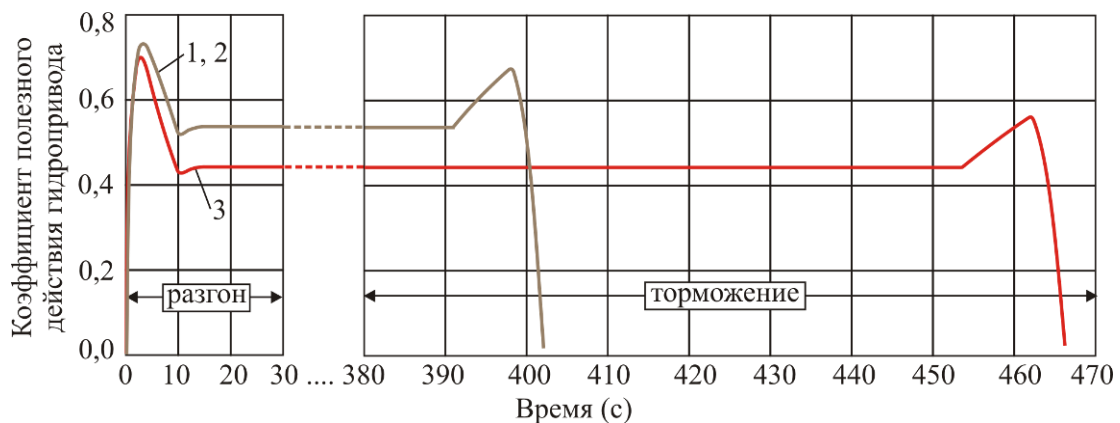


Рис. 7. Изменение во времени гидравлического коэффициента полезного действия гидропривода механизма движения несуще-тягового каната на стадиях разгона и торможения

ное движение; 3 – двухсторонняя установка дросселей с одинаковой настройкой.

Для схем с односторонней установкой регулируемого дросселя указанные характеристики для прямого и возвратного движения несущего-тягового каната полностью совпадают. При одинаковой величине регулировки дросселей схема с односторонней установкой обеспечивает более высокую скорость стационарного движения (рис. 5, а) по сравнению со схемой с двухсторонней установкой дросселей ($v_{st} = 0,50$ м/с против $v_{st} = 0,43$ м/с, т.е. на 14 %) и, соответственно, меньшее время транспортировки груза между конечными станциями канатной дороги (6,7 мин против 7,8 мин, т.е. на 16 %). Это объясняется большим расходом рабочей жидкости, проходящим через гидромотор при односторонней установке регулируемого дросселя (рис. 9, б), и, соответственно, меньшими потерями рабочей жидкости через предохранительный клапан (рис. 9, в), хотя перепад давления рабочей жидкости на гидромоторе в обоих случаях на стадиях стационарного движения и торможения одинаков (рис. 8, в).

На графике линейного ускорения несущего-тягового каната на стадии его торможения наблюдается колебательный процесс, который связан с мгновенным приложением создаваемого дополнительными внешними тормозными устройствами приведенного момента силы торможения выходного вала гидромотора на полную величину M_{br} . Очевидно, более плавное приложение во времени возрастающего значения этого момента будет способствовать снижению или исключению нежелательных колебаний линейного ускорения $\ddot{x}(\tau)$.

На рис. 8 показаны графики изменения давления рабочей жидкости перед и за гидромотором и перепада давления на самом гидромоторе на стадиях разгона и торможения канатной системы. Для схем с односторонней установкой регулируемого дросселя графики изменения давления в характерных точках гидросистемы для прямого и возвратного движения несущего-тягового каната не совпадают. Однако это не сказывается на графике изменения во времени перепада давления на гидромоторе, вследствие чего,

как было отмечено выше, кинематические характеристики движения оказываются одинаковыми независимо от направления движения несущего-тягового каната. Заметные скачки давления на входе гидромотора объясняются гистерезисом характеристики напорного предохранительного клапана. Указанные скачки соответствуют изменению режима работы клапана – с открытия на закрытие или наоборот. Большие значения скачков давления соответствуют меньшим значениям расхода рабочей жидкости ΔQ_v через предохранительный клапан.

На рис. 9 показаны графики изменения объемного расхода рабочей жидкости в характерных точках гидросистемы на стадиях разгона и торможения канатной системы. Для схем с односторонней установкой регулируемого дросселя графики изменения расхода для прямого и возвратного движения несущего-тягового каната полностью совпадают. Характерной особенностью работы всех вариантов гидравлических схем с последовательной установкой регулируемых дросселей относительно гидромотора является непрерывная работа предохранительного клапана, обеспечивающего непрерывный слив части рабочей жидкости в гидробак в обход гидромотора. Это следует рассматривать как негативное свойство схем с последовательной установкой дросселей, так как является причиной снижения энергоэффективности работы гидропривода с частотно-дроссельным регулированием механизма движения несущего-тягового каната мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса.

6. Заключение

Представленные в данном исследовании математические модели и реализующая их компьютерная программа для моделирования гидродинамических процессов в гидроприводе с частотно-дроссельным регулированием и при последовательной установке регулируемых дросселей относительно гидромотора применительно к механизму движения несущего-тягового каната и их взаимосвязи с кинематическими и силовыми характеристиками канатной системы мобильных

транспортно-перегрузочных комплексов являются развитием ранее выполненных исследований [6] и также является одним из

практических инструментов, которые следует использовать при проектировании мобильного канатного транспорта.

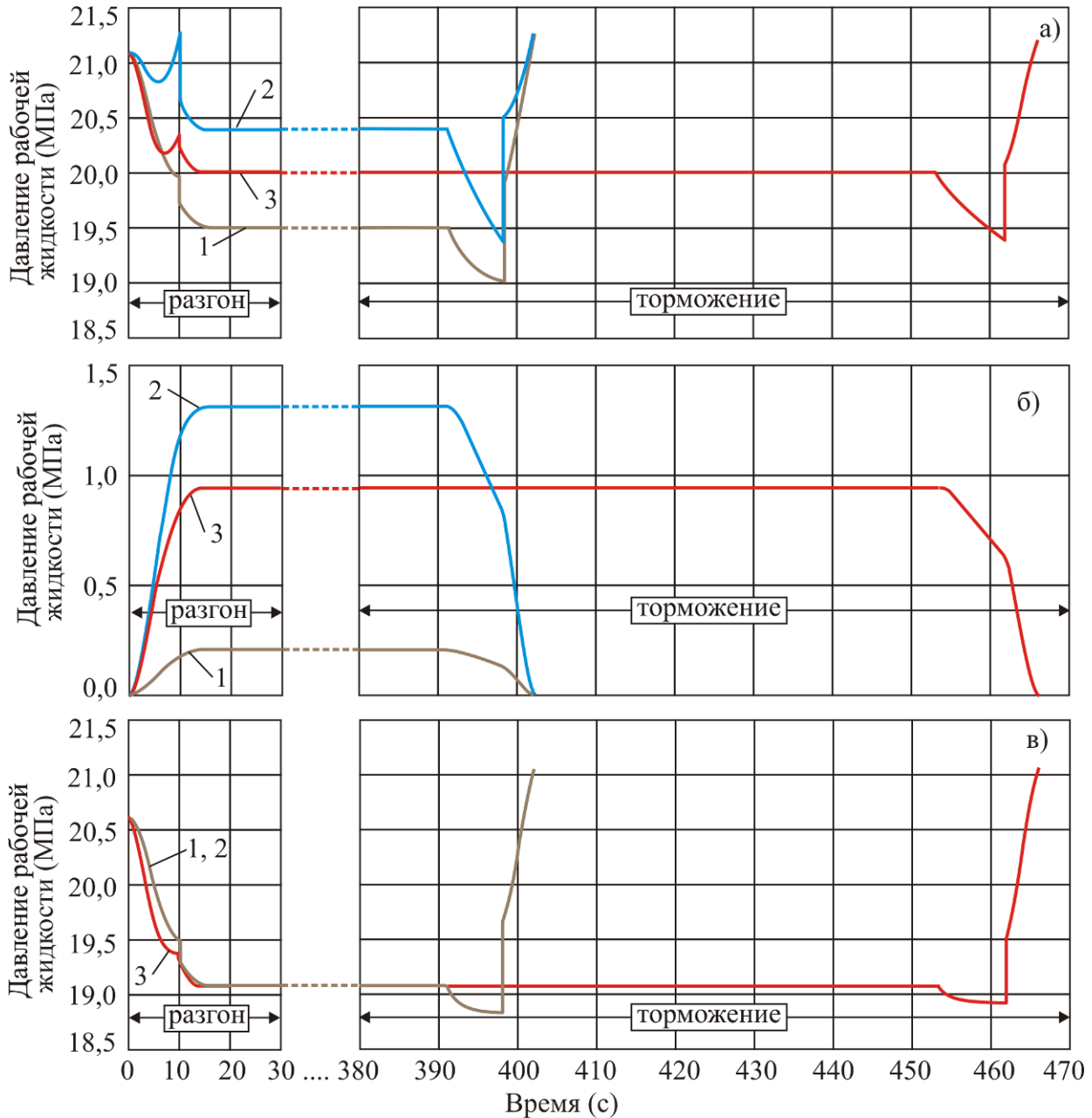


Рис. 8. Изменение во времени давления рабочей жидкости в характерных точках гидросистемы механизма движения несущего-тягового каната на стадиях разгона и торможения: а – на входе гидромотора; б – на выходе гидромотора; в – перепад давления на гидромоторе

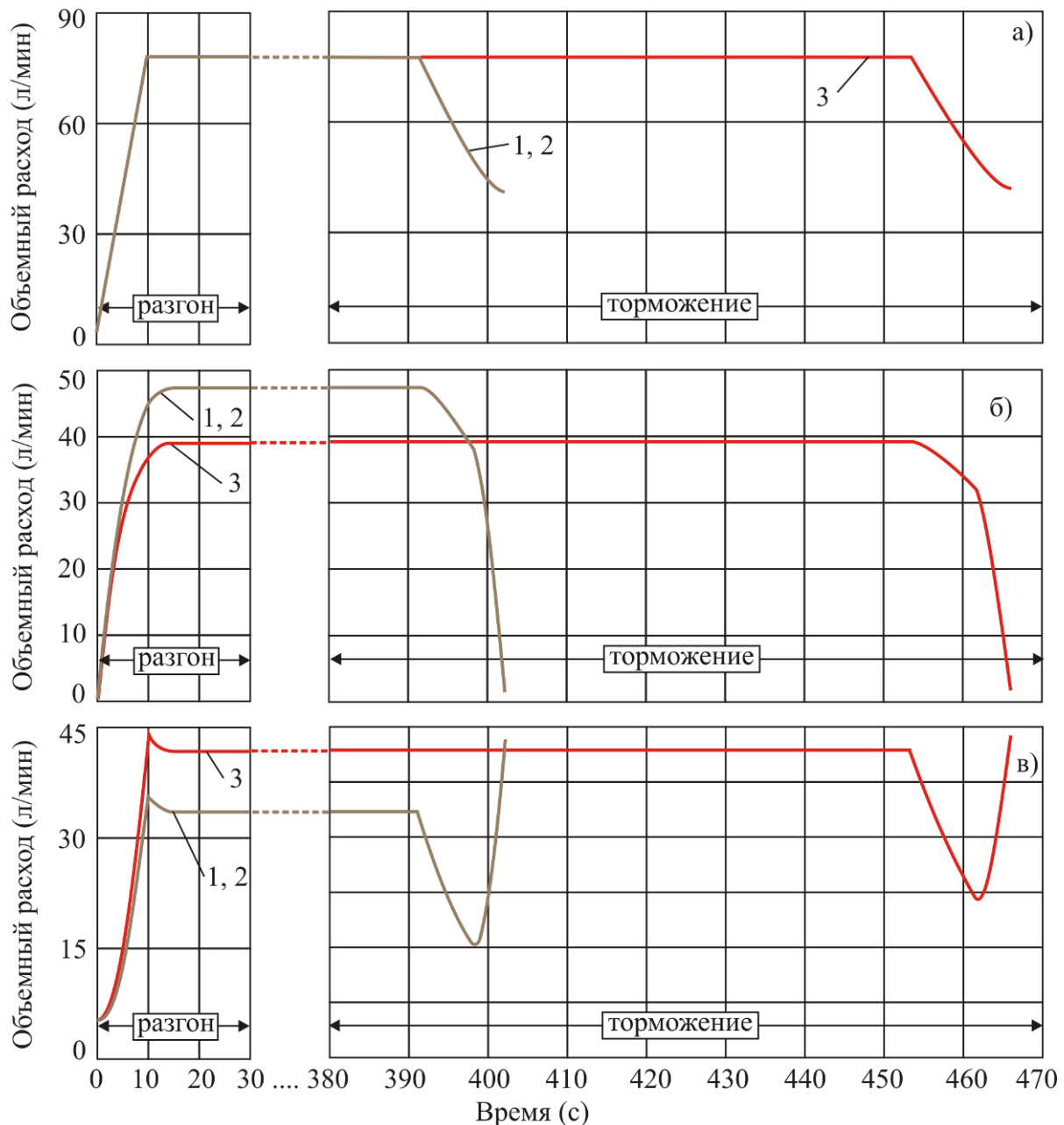


Рис. 9. Изменение во времени объемного расхода рабочей жидкости в характерных точках гидросистемы механизма движения несущего-тягового каната на стадиях разгона и торможения: а – на выходе насоса; б – через гидромотор; в – через предохранительный клапан

Список литературы

1. Hoffmann K. Recent Developments in Cable-Drawn Urban Transport Systems // *FME Transactions*. 2006. Vol. 34, № 4. P. 205-212.
2. Vuchic V.R. *Urban transit systems and technology*. NY: John Wiley & Sons, Inc., 2007. 602 p.
3. Короткий А.А., Лагереv А.В., Месхи Б.Ч., Лагереv И.А., Панфилов А.В. Развитие транспортной инфраструктуры крупных городов и территорий на основе техно-

References

1. Hoffmann K. Recent Developments in Cable-Drawn Urban Transport Systems. *FME Transactions*, 2006, Vol. 34, No.4, pp. 205-212.
2. Vuchic V.R. *Urban transit systems and technology*. NY, John Wiley & Sons, Inc., 2007. 602 p.
3. 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*

логии канатного метро. - Ростов-на-Дону: ДГТУ, 2017. 344 с.

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

4. Короткий А.А., Лагерев А.В., Месхи Б.Ч., Лагерев И.А., Панфилов А.В., Таричко В.И. Транспортно-логистические технологии и машины для цифровой урбанизированной среды. Ростов-на-Дону: ДГТУ, 2019. 268 с.

DOI: <http://doi.org/10.5281/zenodo.3551132>

5. Таричко В.И., Химич А.В. Комплексная математическая модель мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. №4. С. 523-532. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-523-532

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

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

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

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

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

11. Лагерев А.В., Лагерев И.А. Моделирование рабочих процессов в частотно-регулируемом гидроприводе манипуляционных систем мобильных машин при раздельном движении звеньев // Научно-технический вестник Брянского государст-

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)

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, Don State Technical University, 2019. 268 p. DOI: <http://doi.org/10.5281/zenodo.3551132> (In Russian)

5. Tarichko V.I., Khimich A.V. Comprehensive model of the mobile transport and overloading rope complex. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.4, pp. 523-532. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-523-532 (In Russian)

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

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

8. 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)

9. 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)

10. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Modeling of working processes in the throttle-adjustable hydraulic drive of manipulation systems with separate movement of links during operation of mobile machines. *Nauchno-tekhnicheskii vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo*

венного университета. 2019. №2. С. 187-209. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2019-05-02-187-209>

12. Лагерев А.В., Лагерев 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>

13. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров. М.: Наука, 1984. 831 с.

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

15. Галкин В.И., Дмитриев В.Г., Дьяченко В.П., Запенин И.В., Шешко Е.Е. Современная теория ленточных конвейеров горных предприятий. М.: МГУ, 2005. 543 с.

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

17. Лагерев А.В., Лагерев 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>

universiteta, 2018, No.4, pp. 355-379. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2018-04-04-355-379> (In Russian)

11. Lagerev A.V., 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-tekhnicheskiiy 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)

12. Lagerev A.V., Lagerev I.A. *Sovremennaya teoriya manipulatsionnykh sistem mobilnykh mnogotselevykh transportno-tekhnologicheskikh mashin i kompleksov. Issledovanie rabochikh protsessov i proektirovanie elementov gidroprivoda* [Modern theory of manipulation systems of mobile multi-purpose transport and technological machines and complexes. Research of working processes and design of hydraulic drive elements]. Bryansk, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, 2019. 201 p. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.3268490>

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

14. Zenkov R.L., Ivashkov I.I., Kolobov L.N. *Mashiny nepreryvnogo transporta* [Continuous Transport Machines]. Moscow, Mashinostroenie, 1987. 432 p. (In Russian)

15. Galkin V.I., Dmitriev V.G., Dyachenko V.P., Zapenin I.V., Sheshko E.E. *Sovremennaya teoriya lentochnykh konveyerov gornykh predpriyatii* [Actual theory of belt conveyors in mining]. Moscow, MSMU publishing company, 2005. 543 p. (In Russian)

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

17. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Cable transport system "Kanatnoe metro" towers distance optimization. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2014, No.4, pp. 22-30.

УДК (UDC) 62-254

МОДЕЛИРОВАНИЕ И РАСЧЁТ БЕЗВОЗДУШНЫХ ШИН ИЗ ЭЛАСТИЧНЫХ
ПОЛИУРЕТАНОВMODELING AND CALCULATION OF AIRLESS TIRES FROM ELASTIC
POLYURETHANESМазур В.В.
Mazur V.V.Братский государственный университет (Братск, Россия)
Bratsk State University (Bratsk, Russian Federation)

Аннотация. Известный недостаток пневматических шин, заключающийся в потере их работоспособности при сквозных механических повреждениях, определяет необходимость поиска принципиально новых конструктивных решений автомобильных колёс для повышения безопасности автомобилей и живучести специальной колёсной техники, одним из которых является применение безвоздушных шин из эластичных полимерных материалов. На кафедре машиностроения и транспорта Братского государственного университета созданы экспериментальные образцы колёс с безвоздушными шинами из эластичных полиуретанов отечественного производства для легкового автомобиля малого класса. Теоретическая оценка упругих свойств, несущей способности и силовой неоднородности экспериментальных образцов осуществлялась методом конечных элементов с использованием созданных электронных твёрдотельных геометрических моделей безвоздушных шин, атрибуты которых соответствуют номинальным параметрам физических моделей автомобильных колёс. Для нелинейного статического анализа были приняты нелинейные упругие изотропные модели полиуретановых эластомеров. Результатами расчёта являются характеристики нормальной жёсткости безвоздушных шин и графики колебаний нормальной силы при постоянном нормальном прогибе в разных положениях колёс относительно своих центральных поперечных плоскостей. Результаты теоретических исследований могут быть востребованы изготовителями колёсной техники и тракторов, строительных и дорожных машин, спецавтотранспорта и колёсных планетоходов.

Ключевые слова: непневматические шины, метод конечных элементов, полиуретановые эластомеры, жёсткость, механическая характеристика, нелинейный анализ.

Дата принятия к публикации: 24.12.2019
Дата публикации: 25.03.2020

Abstract. A well-known disadvantage of pneumatic tires is the cessation of the ability to work with mechanical damage through and determines the need to search for fundamentally new design solutions for automobile wheels to increase the safety of automobiles and the survivability of wheeled vehicles. One such solution is the use of airless tires made of elastic polymeric materials. The Department of Mechanical Engineering and Transport of the Bratsk State University has developed full-scale models of wheels with airless tires made of elastic polyurethanes of Russian production for a car. The theoretical evaluation of the resilientible properties, load capacity and force heterogeneity of the experimental models was carried out by the finite element method. Electronic solid-state geometric models of airless tires have been created. Attributes of electronic models correspond to the nominal parameters of the physical models of automobile wheels. Nonlinear elastic isotropic models of polyurethane elastomers were adopted for nonlinear static analysis. The characteristics of the normal suppleness of airless tires and the graphs of oscillations of normal force with constant normal deflection in different positions of the wheels relative to their central transverse planes are the results of finite element modeling and calculation. Theoretical research results may be claimed by manufacturers of wheeled vehicles and tractors, construction and road vehicles, special motor vehicles and wheeled planetary rovers.

Keywords: non-pneumatic tires, finite element method, polyurethane elastomers, normal suppleness, mechanical characteristic, nonlinear analysis.

Date of acceptance for publication: 24.12.2019
Date of publication: 25.03.2020

Сведения об авторе:

Мазур Владимир Викторович – кандидат технических наук, доцент по кафедре «Автомобильный транспорт», доцент кафедры «Машиностроение и транспорт», Братский государственный университет, e-mail: mazurvv@yandex.ru.

ORCID: 0000-0001-9487-3280

**Author information:**

Vladimir V. Mazur – Candidate of Technical Sciences, Associate professor, Associate professor of Department of mechanical engineering and transport, Bratsk State University, e-mail: mazurvv@yandex.ru.

ORCID: 0000-0001-9487-3280

1. Введение

Появление автомобильных безвоздушных шин, по своим эксплуатационным показателям не уступающим традиционным пневматическим, является важным шагом в направлении повышения безопасности автомобилей и живучести специальной автомобильной техники. Однако к моменту качественного скачка в развитии их конструкции не было накоплено достаточного количества опубликованных научных работ, содержащих теоретические обобщения и позволяющих судить об оптимальности конструкций. Несмотря на это, безвоздушные шины известных компаний, таких как «Юнироял», «Мишлен», «Ресилиент Технолоджис», «Поларис», «Йокогама», «Бриджстоун», «Ханкук», «Тойо», «Боинг», «Америтайр», «Сумитомо» и «Гудьир», имеют научно обоснованные технические решения, полученные в результате теоретических исследований на этапе проектирования.

Значительный вклад в исследование и разработку безвоздушных шин внесли учёные Университета Клемсона (США), работающие совместно с компаниями «Мишлен», «Ошкош», «Гиббс спортс амфибианс», учёными Университета Северного Техаса, Университета Северной Каролины в Шарлотте и Сент-Луисского университета. В их научных работах широко применяется метод конечных элементов для численного моделирования безвоздушных шин.

Так, в работе [1] приведены результаты теоретических исследований гистерезисных потерь и сопротивления качению безвоздушной шины с гибкими спицами, опорное кольцо которой имеет эластичный слой с осевыми полостями гексагональной формы, работающий на сдвиг и изготовленный из материала с низким модулем сдвига.

В работе [2] моделируется динамическое взаимодействие колеса Michelin Lunar Wheel

с песчаным грунтом и каменными препятствиями. Разработанная модель позволяет оценить деформации и локальные напряжения конструктивных элементов безвоздушной шины, прогиб шины и деформацию опорной поверхности, продольные реакции и характер распределения нормального давления в пятне контакта шины с грунтом, вертикальные ускорения ступицы колеса при проезде препятствий с разными скоростями.

Совместная научная работа учёных Университета Клемсона, Университета Северного Техаса и компании «Гиббс спортс амфибианс» [3] направлена на исследование сопротивления качению безвоздушной шины с гибкими радиальными спицами и характера распределения давления в пятне её контакта с опорной поверхностью. По результатам теоретических исследований с помощью разработанной вязкоупругой конечно-элементной математической модели установлено, что для уменьшения сопротивления качению и давления в контакте безвоздушной шины с опорной поверхностью необходимо увеличивать толщину опорного кольца и модуль сдвига эластичного полиуретана, из которого это опорное кольцо изготовлено.

Работа учёных Университета Клемсона и Университета Северной Каролины в Шарлотте [4] посвящена исследованию силовой неоднородности безвоздушной шины, а также вибраций и шума при её качении.

В совместной работе учёных Университета Клемсона и Университета Северного Техаса [5] моделируется безвоздушная шина с гибкими спицами, опорное кольцо которой имеет работающий на сдвиг эластичный слой из пористого материала, армированного углеродистым волокном, и приводятся результаты теоретических исследований её упругих свойств и сопротивления качению.

В работе [6] предлагается модель безвоздушной шины с гибкими спицами, опорное кольцо которой с осевыми полостями рабо-

тает на сдвиг и изготовлено из алюминиевого сплава AL7075-T6.

Не менее значительный вклад в методологию расчёта и проектирования безвоздушных шин внесли учёные Корейского аэрокосмического университета, работающие совместно с учёными компании «Ханкук», Корейского авиационного университета, Университета Северного Техаса и Шанхайского университета транспорта. Например, в их научной работе [7] был применён метод конечных элементов для численного моделирования безвоздушных шин с осевыми полостями гексагональной формы, а в работе [8] – с осевыми полостями трапециидальной формы.

2. Конструктивная схема колеса с безвоздушной шиной

Успехи зарубежных компаний и накопленный опыт создания нетрадиционных колёс [9-14] послужили толчком для изобретательской деятельности, направленной на создание новых конструкций безвоздушных шин. По результатам патентных исследований [15] были предложены новые научно обоснованные технические решения, защищённые патентами на изобретения и группы изобретений [16-25] и реализованные в оригинальной конструкции колеса с безвоздушной шиной, схема которого приведена на рис.1.

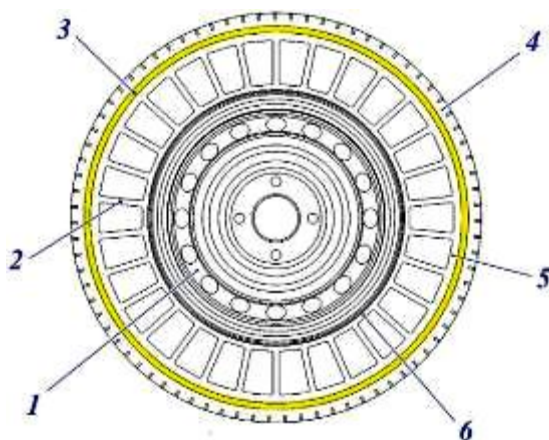


Рис.1. Конструктивная схема колеса с безвоздушной шиной: 1 – колесо дисковое; 2 – гибкие спицы; 3 – опорное кольцо; 4 – протектор; 5 – соединительное кольцо; 6 – посадочное кольцо

Упругое сопротивление и несущая способность безвоздушной шины обеспечиваются гибкими радиальными спицами и опорным кольцом. При этом гибкие полиуретановые спицы под воздействием весовой нагрузки в зоне контакта колеса с опорной поверхностью испытывают продольный изгиб, а в верхней полуокружности безвоздушной шины – находятся в напряжённом состоянии под воздействием растягивающих сил.

Известно, что уменьшение суммарной нормальной жёсткости гибких спиц позволяет снизить силовую неоднородность безвоздушной шины, обусловленную её циклической симметрией, но в ответ это снижает и несущую способность колеса [26].

Предполагается, что компенсировать недостаточное для обеспечения требуемой несущей способности упругое сопротивление гибких спиц в зоне контакта безвоздушной шины с опорной поверхностью и снизить силовую неоднородность колеса при качении возможно применением опорного кольца из полиуретанового эластомера с высоким модулем упругости в сравнении с материалом гибких спиц.

3. Электронные модели колёс с безвоздушными шинами

Для научного обоснования принятого технического решения и оценки влияния геометрических параметров конструктивных элементов безвоздушной шины и физико-механических свойств эластичных полиуретанов на упругие свойства, несущую способность и силовую неоднородность новой конструкции были созданы электронные твердотельные геометрические модели [27] колёс с безвоздушными шинами, представленные на рис. 2.

Модель мономатериальной безвоздушной шины (рис.2, а) описывает изделие из эластичного полиуретана одной марки. Электронная модель трёхматериальной безвоздушной шины (рис. 2, б) позволяет использовать для её конструктивных элементов до трёх марок полиуретановых эластомеров.

Основные атрибуты электронных моделей приведены в табл. 1.

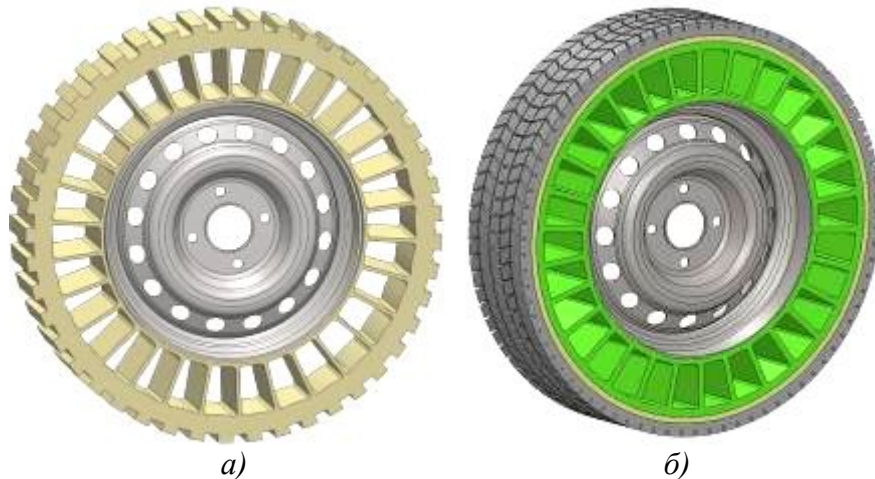


Рис. 2. Электронные модели колёс: а – с мономатериальной безвоздушной шиной; б – с трёхматериальной безвоздушной шиной

Таблица 1

Основные геометрические параметры безвоздушных шин

Наименование параметра	Набор атрибутов электронной модели			
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4
Вид электронной модели	Мономатериальная	Трёхматериальная		
Количество гибких спиц	30			
Толщина гибких спиц, мм	5	8		
Длина гибких спиц, мм	57			
Ширина профиля шины, мм	120			
Высота профиля шины, мм	100			
Габаритный диаметр шины, мм	530			
Посадочный диаметр шины, мм	330			
Толщина опорного кольца, мм	–	8		
Высота рисунка протектора, мм	10	8		

Геометрические параметры электронных моделей соответствуют номинальным параметрам изготовленных натуральных образцов безвоздушных шин [28], результаты испытаний которых [29] позволили уточнить параметры моделирования для нелинейного статического анализа и расчёта выходных характеристик шин методом конечных элементов.

4. Теоретические исследования и оценка упругих свойств, несущей способности и силовой неоднородности безвоздушных шин

В соответствии с ГОСТ 17697-72 [30], одним из параметров, характеризующим

упругие свойства автомобильной шины, является коэффициент её нормальной жёсткости C_z , который определяется как производная действующей на колесо нормальной нагрузки P_z по нормальному прогибу шины h_z :

$$C_z = \frac{\partial P_z}{\partial h_z}. \quad (1)$$

В свою очередь, для определения коэффициента нормальной жёсткости автомобильной шины как одного из параметров, влияющего на плавность хода, в соответствии с ОСТ 37.001.252-82 [31] необходимо построение характеристики радиальной жёсткости. Характеристика радиальной или,

иначе, нормальной жёсткости может быть получена экспериментально в процессе силового нагружения автомобильной шины в направлении нормали к опорной поверхности и условию совпадения плоскости нагружения и плоскости вращения колеса.

Коэффициент нормальной жёсткости C_z определяется по известной методике [30] с учётом масштабов по координатным осям как тангенс угла наклона касательной к средней линии или, иначе, идеальной характеристике нормальной жёсткости автомобильной шины, характеризуемой отсутствием гистерезисного и других видов трения.

Характеристика нормальной жёсткости также позволяет оценить и несущую способность автомобильной шины, используя в качестве оценочного параметра статическую жёсткость:

$$C_g = \frac{P_{z \max}}{h_g}, \quad (2)$$

где $P_{z \max}$ – максимальная весовая нагрузка; h_g – статический прогиб.

Статический анализ и построение характеристик нормальной жёсткости безвоздушных шин были выполнены в программной системе Ansys, использующей технологию численного моделирования, в частности, метод конечных элементов.

Для расчётов выходных характеристик безвоздушных шин методом конечных элементов были использованы характеристики механических свойств полиуретановых эластомеров отечественного производства. Перечень эластичных полиуретанов, по физико-механическим свойствам наиболее подходящих для изготовления безвоздушных шин, ограничен и приведён в табл. 2.

Таблица 2

Перечень эластичных преполимеров для изготовления безвоздушных шин

Конструктивные элементы безвоздушной шины	Набор атрибутов электронной модели			
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4
Гибкие спицы и посадочное кольцо	СКУ-ПФЛ-100, марка В	СУРЭЛ ТФ-235	СУРЭЛ ТФ-235	СУРЭЛ ТФ-228
Опорное кольцо		СУРЭЛ ТФ-228	СУРЭЛ ТФ-682	СУРЭЛ ТФ-682
Протектор				СУРЭЛ ТФ-228

Характеристики механических свойств эластичных полиуретанов определены для одноосного растяжения по ГОСТ 270-75 [32] и для сжатия по ГОСТ ISO 7743-2013 [33]. На рис. 3 приведены механические характеристики, перестроенные для расчётов в системе Ansys таким образом, что зависимость напряжения σ от относительной деформации ε при растяжении имеет отрицательные значения, а при сжатии – положительные.

Для нелинейного статического анализа, характеризуемого большими перемещениями и прогибами конструктивных элементов, были приняты нелинейные упругие изотропные модели материалов безвоздушных шин и линейная упругая изотропная модель материала опорной плиты.

В процессе определения характеристик нормальной жёсткости безвоздушные шины нагружаются только нормальной к опорной поверхности нагрузкой и их боковой деформацией можно пренебречь. Поэтому стереометрические электронные модели (рис. 2) были преобразованы средствами системы Ansys в упрощённые с шириной профиля безвоздушных шин 12 мм.

Дисковые колеса были удалены из электронных моделей и статического анализа, а поверхности безвоздушных шин, взаимодействующие с ободьями этих колёс, неподвижно зафиксированы.

Принятые упрощения позволяют уменьшить число конечных элементов и узлов, а также значительно сократить время расчёта.

Было задано ограничительное условие, при котором стальная опорная плита имеет возможность перемещаться только в направлении вертикальной оси z [30] (y в системе

Ansys) под воздействием на её нижнюю поверхность нормальной нагрузки P_z .

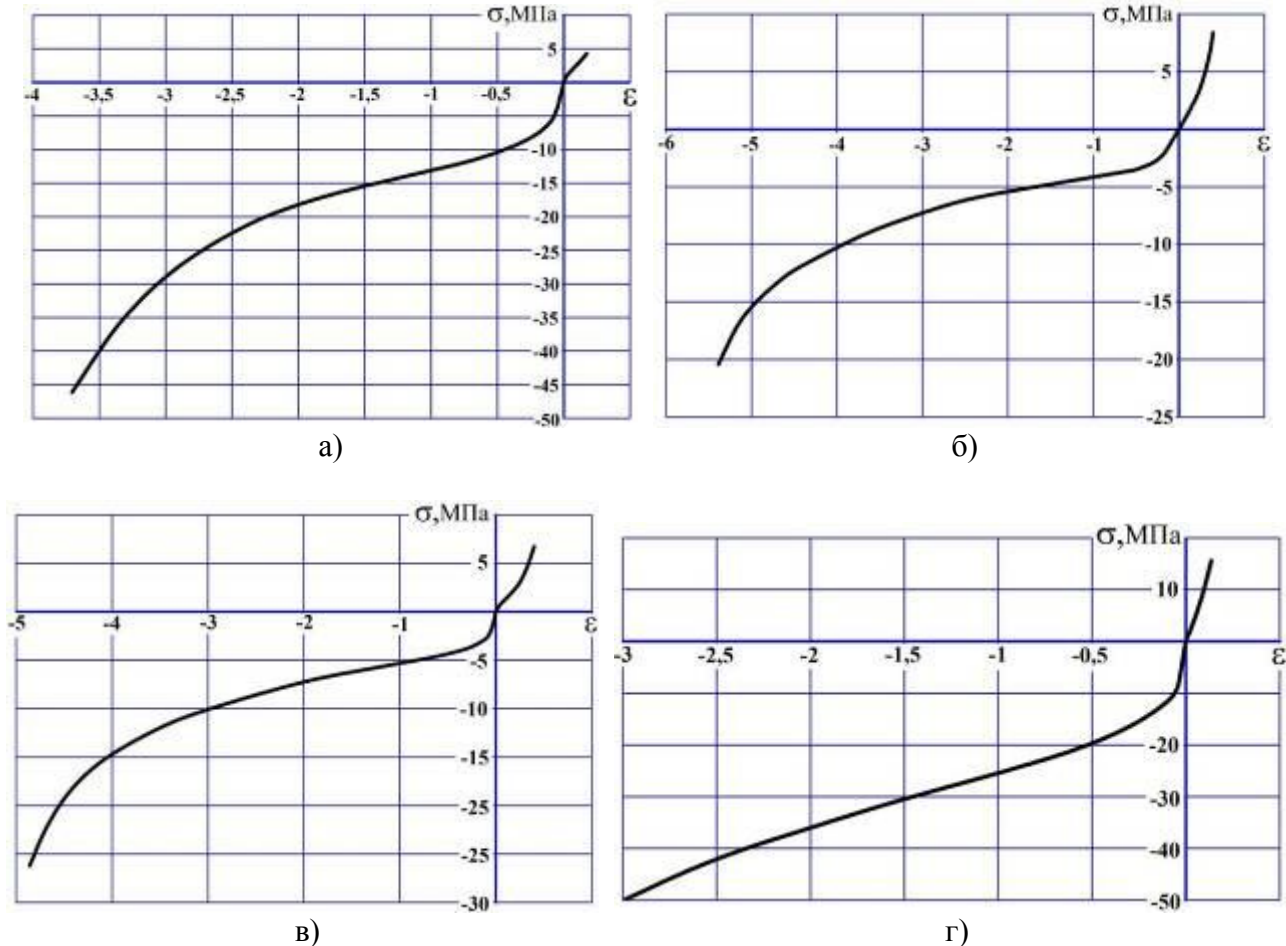


Рис. 3. Механические характеристики эластичных полиуретанов:

а – СКУ-ПФЛ-100; б – СУРЭЛ ТФ-228 с отвердителем МОСА;

в – СУРЭЛ ТФ-235 с отвердителем МОСА; г – СУРЭЛ ТФ-682 с отвердителем Урелинк-107

Исключено взаимное проникновение верхней поверхности опорной плиты и беговой дорожкой протектора, а также других поверхностей конструктивных элементов безвоздушной шины. Для трёхматериальных электронных моделей опорное кольцо, протектор и спицы безвоздушной шины были объединены в единое целое, что позволило использовать общую для них конечно-элементную сетку.

На рис. 4 и 5 приведены упрощённые электронные модели безвоздушных шин, а в табл. 3 – параметры их конечно-элементных сеток. Комбинированные сетки конечных элементов были сгенерированы системой

Ansys автоматически в зависимости от формы и размеров конструктивных элементов.

Исследования выполнялись при заданном максимальном значении вертикального перемещения опорной плиты $h_{z\max} = 40$ мм. Однако расчёт автоматически прекращался при вертикальном перемещении плиты до 35 мм, так как системой Ansys не предусмотрено ограничение взаимного проникновения частей одной и той же поверхности, в частности, верхней и нижней частей внутренней поверхности гибкой спицы при её большом прогибе.

Общее время нагружения, которое при принятых упругих изотропных моделях мате-

риалов является условным, $t = 1$ секунда. Расчёт осуществлялся итерационным методом Ньютона-Рафсона как с постоянным ($\Delta t = 0,01$

с), так и автоматическим ($\Delta t = 1 \times 10^{-8} \dots 0,1$ с) псевдвременными интервалами.

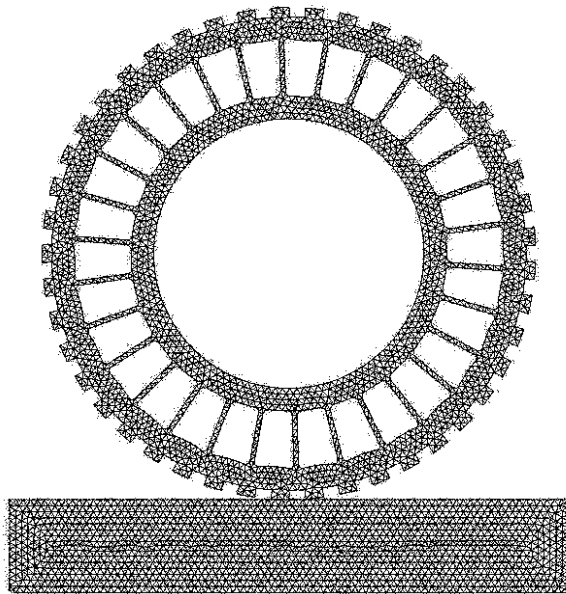


Рис. 4. Плоская электронная модель мономатериальной безвоздушной шины

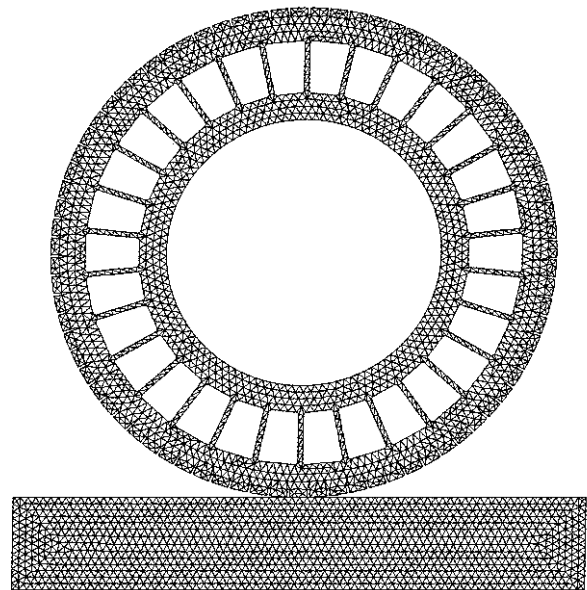


Рис. 5. Плоская электронная модель трёхматериальной безвоздушной шины

Таблица 3

Параметры конечно-элементных сеток электронных моделей безвоздушных шин

Параметры	Набор атрибутов электронной модели			
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4
Количество элементов	6151	5753	5586	
Количество узлов	13676	12950	12521	
Количество степеней свободы	40486	38328	37049	

Нагружение безвоздушной шины нормальной нагрузкой осуществлялось при разных её положениях относительно центральной поперечной плоскости. Эти положения задавались величиной угла между центральной поперечной плоскостью и продольной осью одной из гибких спиц. Угловой диапазон – $\alpha_k = 0 \dots 360^\circ / N$, где число гибких спиц безвоздушной шины $N = 30$.

Для примера на рис. 6 приведена деформированная форма безвоздушной шины, полученная в процессе статического анализа при $\alpha_k = 0^\circ$, что соответствует вертикальному положению выбранной гибкой спицы. В соответствии с задачами исследования результатами расчёта являются характеристики нормальной жёсткости безвоздушных шин и графики колебаний нормальной силы при

постоянном нормальном прогибе в разных положениях колёс относительно своих центральных поперечных плоскостей. Угловой шаг $\Delta\alpha_k = 2^\circ$.



Рис. 6. Безвоздушная шина

Расчётные характеристики нормальной жёсткости безвоздушных шин представляют собой кривые зависимости нормальной нагрузки от нормального прогиба в процессе нагружения, что обусловлено характером взятых для расчёта механических характеристик эластичных полиуретанов. Кривые зависимости нагрузки от прогиба при разгрузке не рассчитываются.

При построении графиков колебаний нормальной нагрузки прогиб безвоздушной шины определяется начальной величиной этой нагрузки $P_z = 3$ кН, соответствующей угловому положению колеса $\alpha_k = 0^\circ$.

На рис. 9 приведены расчётные характеристики нормальной жёсткости безвоздушной шины с набором атрибутов электронной модели № 1, а на рис. 10 и 11 – соответствующие

этим характеристикам графики колебаний нормальной нагрузки.

При нормальной нагрузке $P_z = 4$ кН, приблизительно соответствующей весу, приходящемуся на колесо легкового автомобиля малого класса, нормальный статический прогиб безвоздушной шины из эластичного полиуретана СКУ-ПФЛ-100 $h_g = 22,2...24,3$ мм (рис. 9). При этом статическая жёсткость $C_g = 171,7...180,2$ кН/м. Для сравнения: нормальный прогиб пневматической шины БЛ-85 175/70R13 при указанной весовой нагрузке и номинальном давлении воздуха составляет $h_g = 34$ мм, а статическая жёсткость $C_g = 117,6$ кН/м.

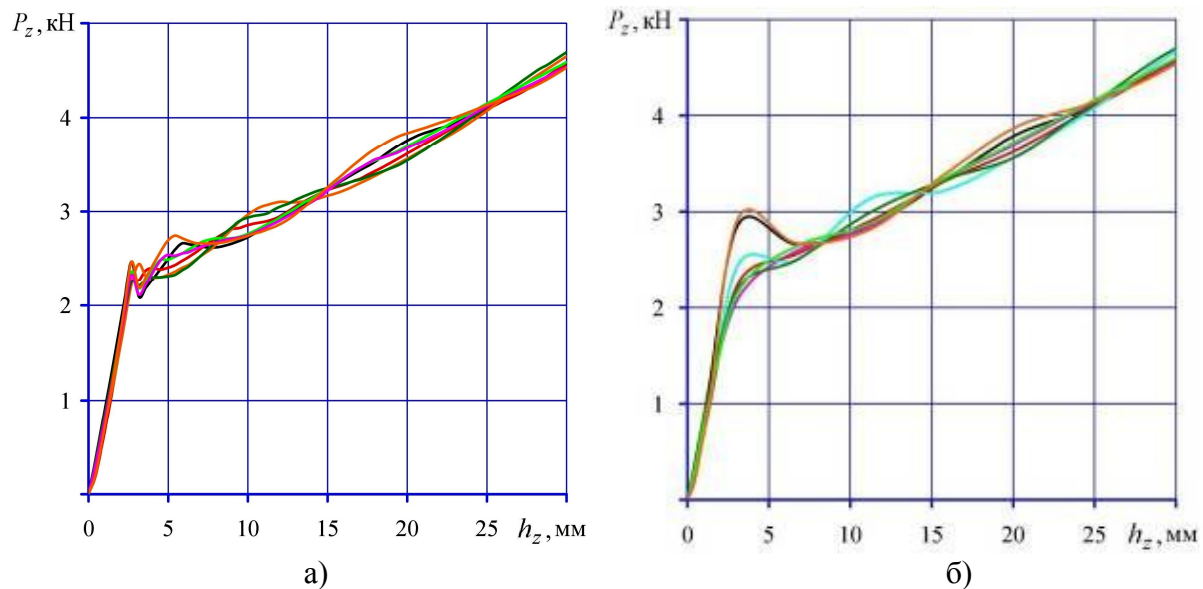


Рис. 9. Расчётные характеристики нормальной жёсткости безвоздушной шины с набором атрибутов электронной модели № 1:
 а – временной интервал $\Delta t = 0,01$ с; б – автоматический временной интервал

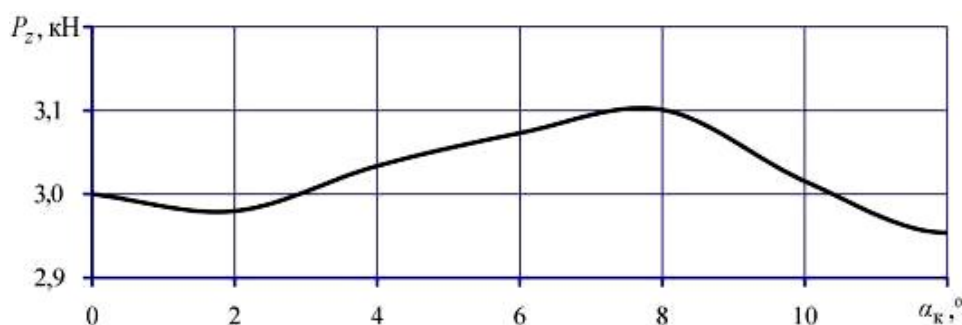


Рис. 10. Колебания нормальной нагрузки на безвоздушную шину с набором атрибутов электронной модели № 1 (временной интервал $\Delta t = 0,01$ с)

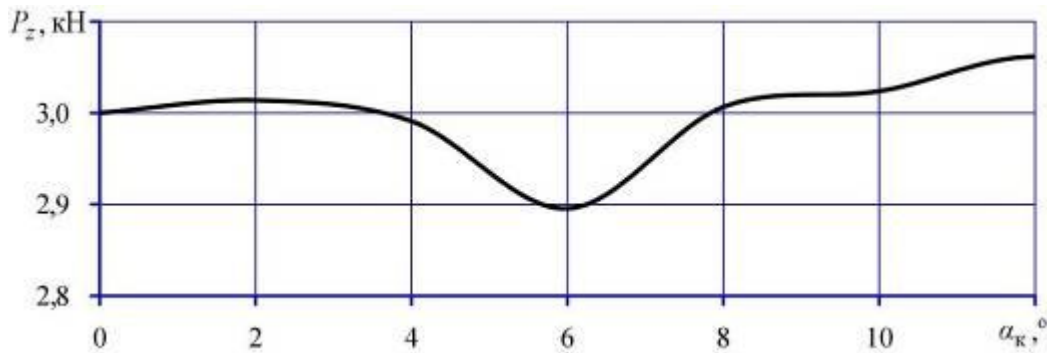


Рис. 11. Колебания нормальной нагрузки на безвоздушную шину с набором атрибутов электронной модели № 1 (автоматический временной интервал)

Оценка силовой неоднородности безвоздушных шин выполнялась по графикам колебаний нормальной нагрузки с помощью коэффициента неоднородности (коэффициента вариации):

$$K_B = \frac{100}{\bar{P}_z} \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (P_z(\alpha_{ki}) - \bar{P}_z)^2}{n-1}}, \quad (3)$$

где $P_z(\alpha_{ki})$ – нормальная нагрузка на безвоздушную шину в i -й точке кривой колебаний, Н; \bar{P}_z – среднее арифметическое значение нормальной нагрузки, Н; n – количество точек кривой колебаний нормальной нагрузки.

Коэффициент силовой неоднородности безвоздушной шины с набором атрибутов электронной модели № 1 при постоянном временном интервале $K_B = 4,18\%$ и при автоматическом временном интервале – $K_B = 4,23\%$. Для сравнения: нормальная жесткость пневматической шины в разных сечениях может колебаться пределах 6 %, а в некоторых случаях это различие достигает 10 % [34]. Однако испытания натуральных образцов безвоздушных шин показали, что эластичный полиуретан СКУ-ПФЛ-100 обладает высоким гистерезисным трением и не предназначен для изготовления автомобильных шин.

В свою очередь, низкогистерезисные полиуретаны СУРЭЛ ТФ-228 и СУРЭЛ ТФ-235, которые применяются для изготовления массивных шин колёсных машин, а также колёс роллеров и скейтбордов, как по отдельности, так и в сочетании друг с другом не могут обеспечить требуемую несущую способность безвоздушной шины, что под-

тверждается характеристиками её нормальной жёсткости с набором атрибутов электронной модели № 2, рассчитанными при угловых положениях колеса $\alpha_k = 0^\circ$ и $\alpha_k = 6^\circ$ и приведёнными на рис. 12.

Одним из способов повышения несущей способности безвоздушных шин является применение в качестве конструкционных материалов эластичных полиуретанов со сравнительно высокими значениями модуля упругости, например, СУРЭЛ ТФ-682.

Расчётные характеристики нормальной жёсткости безвоздушной шины с набором атрибутов электронной модели № 3 приведены на рис. 13.

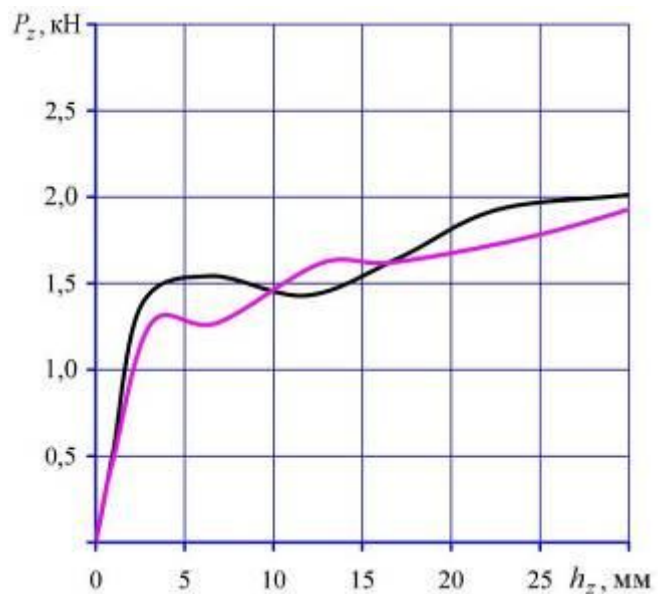


Рис. 12. Расчётные характеристики нормальной жёсткости безвоздушной шины с набором атрибутов электронной модели № 2

При нормальной нагрузке $P_z = 4$ кН статический прогиб безвоздушной шины с набором атрибутов электронной модели № 3 $h_g = 3,7$ мм (рис. 13, а) и $h_g = 4,4...5,0$ мм (рис. 13, б). При этом статическая жёсткость для шины легкового автомобиля слишком высокая – $C_g = 800...1081$ кН/м, что ведёт к ухудшению показателей плавности его хода.

Кроме этого, жёсткий и твёрдый протектор, как показали испытания натуральных образцов безвоздушных шин, сильно повышает шум при качении колёс по дорогам с твёрдыми покрытиями. Однако колебания нормальной нагрузки в исследуемом диапазоне незначительные, что подтверждает обоснованность принятых технических решений.

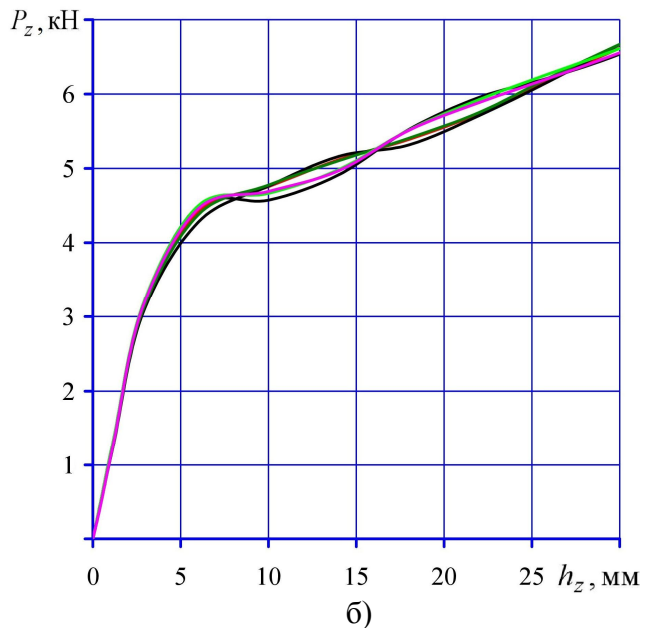
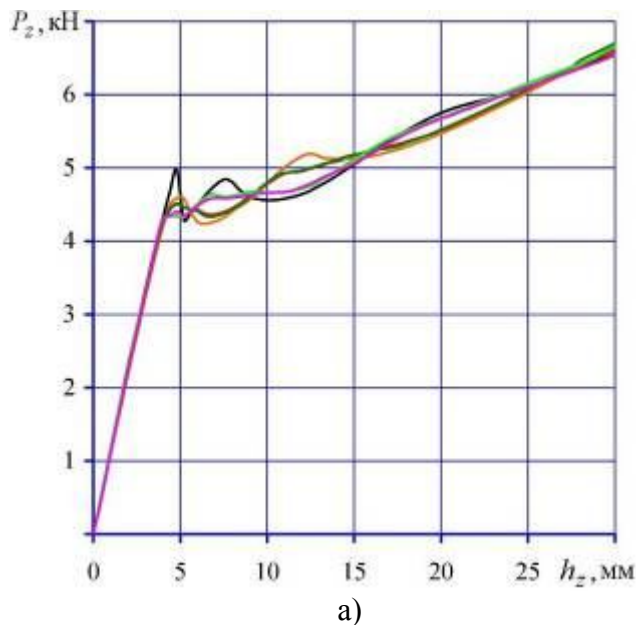


Рисунок 13. Расчётные характеристики нормальной жёсткости безвоздушной шины с набором атрибутов электронной модели № 3:
 а – временной интервал $\Delta t = 0,01$ с; б – автоматический временной интервал

На рис. 14 и 15 приведены расчётные характеристики нормальной жёсткости безвоздушной шины с набором атрибутов электронной модели № 4 и соответствующий этим характеристикам график колебаний нормальной нагрузки.

При нагрузке $P_z = 4$ кН статический прогиб безвоздушной шины с набором атрибутов электронной модели № 4 $h_g = 28,6...29,2$ мм. Статическая жёсткость $C_g = 136,9...139,8$ кН/м. Коэффициент силовой неоднородности $K_B = 3,65\%$. Упругие свойства и несущая способность безвоздушной шины наиболее близки к пневматической шине легкового автомобиля малого класса.

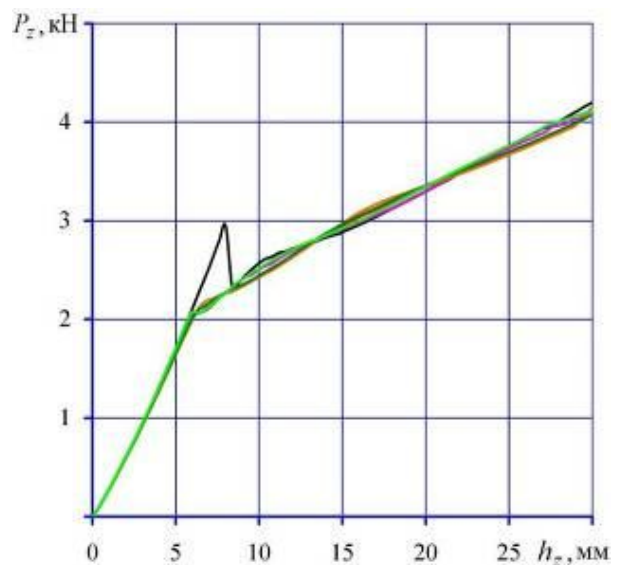


Рис. 14. Расчётные характеристики нормальной жёсткости безвоздушной шины с набором атрибутов электронной модели № 4 (временной интервал $\Delta t = 0,01$ с)

Несмотря на уточнённые в процессе испытаний экспериментальных образцов безвоздушных шин параметры моделирования, использование метода конечных элементов позволило получить приближённые решения, зависящие от размеров и числа элементов сетки, погрешности определения механических характеристик эластичных полиуретанов, временного шага и других факторов. Однако метод конечных элементов – это единственный математический инструмент, позволяющий дать научное обоснование принятым техническим решениям на стадии расчё-

та безвоздушных шин с учётом значительных физической и геометрической нелинейностей.

Характер кривых колебаний нормальной нагрузки и их асимметричность относительно положения, при котором центральная поперечная плоскость совпадает с биссектрисой угла между спицами безвоздушной шины ($\alpha_k = 6^\circ$), обусловлены направлением поперечного прогиба гибких спиц при продольно-поперечном изгибе, а также разными характерами их циклической симметрии и циклической симметрии протектора.

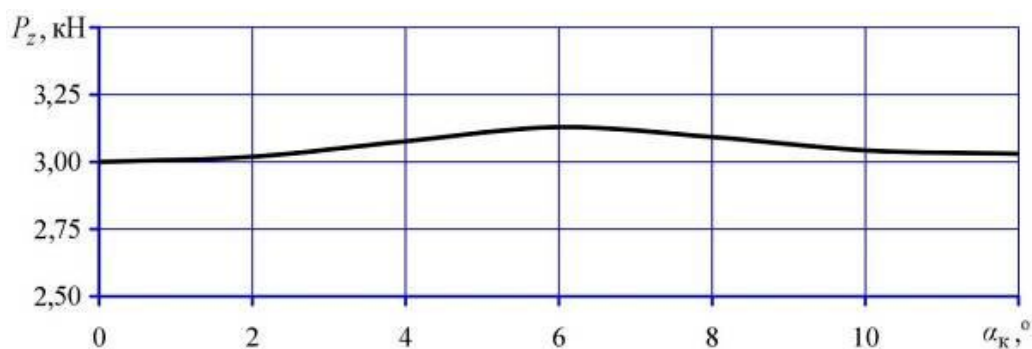


Рис. 15. Колебания нормальной нагрузки на безвоздушную шину с набором атрибутов электронной модели № 4 (временной интервал $\Delta t = 0,01$ с)

5. Основные результаты и выводы

1. Предложена оригинальная конструктивная схема колеса с безвоздушной шиной из эластичных полиуретанов, состоящей из посадочного и опорного с протектором колец, соединённых гибкими радиальными спицами, отличающаяся тем, что для уменьшения силовой неоднородности колеса при качении его несущая способность в значительной степени обеспечивается опорным кольцом из полиуретанового эластомера с высоким модулем упругости в сравнении с материалом гибких спиц.

2. Создана новая электронная твёрдотельная геометрическая модель безвоздушной шины, соответствующая предложенной конструктивной схеме и позволяющая на этапе проектирования выполнить расчёт методом конечных элементов и построить характеристики нормальной жёсткости в разных положениях колеса относительно центральной поперечной плоскости и графики колебаний нормальной нагрузки для оценки

влияния геометрических параметров конструктивных элементов и физико-механических свойств эластичных полиуретанов на упругие свойства, несущую способность и силовую неоднородность колеса.

3. По результатам теоретических исследований установлено, что принятая конструктивная схема колеса с безвоздушной шиной при обоснованных геометрических параметрах её конструктивных элементов и параметрах физико-механических свойств полиуретановых эластомеров позволяет обеспечить приемлемую силовую неоднородность и требуемую для конкретной модели автотранспортного средства несущую способность. Например, для легкового автомобиля малого класса ВАЗ-2115 статическая жёсткость, как оценочный показатель несущей способности безвоздушной шины из эластичных полиуретанов, выпускаемых отечественной химической промышленностью, составляет 136,9... 139,8 кН/м, а силовая неоднородность не превышает 3,65 %.

Список литературы

1. Ju J., Summers J.D., Ziegert J.C., Fadel G. Design of honeycomb meta-materials for high shear flexure // Proceedings of the ASME 2009 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference IDETC/CIE 2009. San Diego, California, USA. DOI: 10.1115/DETC2009-87730.
2. Ma J., Summers J., Joseph P. Dynamic Impact Simulation of Interaction between Non-Pneumatic Tire and Sand with Obstacle // SAE Technical Paper. 2011. DOI: 10.4271/2011-01-0184.
3. Veeramurthy M., Ju J., Thompson L.L., Summers J.D. Optimisation of geometry and material properties of a non-pneumatic tyre for reducing rolling resistance // International Journal of Vehicle Design. 2014. Vol. 66. No.2. P. 193-216. DOI: 10.1504/IJVD.2014.064567.
4. Narasimhan A., Ziegert J.C., Thompson L.L. Effects of Material Properties on Static Load-Deflection and Vibration of a Non-Pneumatic Tire During High-Speed Rolling // SAE International Journal of Passenger Cars – Mechanical Systems. 2011. Vol. 4. No. 1. p. 59-72. DOI: 10.4271/2011-01-0101.
5. Ju J., Veeramurthy M., Summers J. D., Thompson, L. Rolling Resistance of a Nonpneumatic Tire Having a Porous Elastomer Composite Shear Band // Tire Science and Technology. 2013. Vol. 41. No. 3. P. 154-173.
6. Ma J., Summers J. D. Numerical Simulation of Tread Effects on the Interaction Between Cellular Shear Band Based Non-Pneumatic Tire and Sand // Proceedings of the ASME 2011 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference IDETC/CIE 2011. Washington, DC, USA. DOI: 10.1115/DETC2011-47044. –
7. Lee C., Ju J., Kim D.-M. Vibration Analysis of Non-Pneumatic Tires With Hexagonal Lattice Spokes // Proceedings of the ASME 2012 International Engineering Technical Conference & Computers and Information in Engineering Conference IDETC/CIE 2012. Chicago, Il., USA. DOI: 10.1115/DETC2012-70538.

References

1. Ju J., Summers J.D., Ziegert J.C., Fadel G. Design of honeycomb meta-materials for high shear flexure. *Proceedings of the ASME 2009 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference IDETC/CIE 2009*, San Diego, California, USA. Doi: 10.1115/DETC2009-87730.
2. Ma J., Summers J., Joseph P. Dynamic Impact Simulation of Interaction between Non-Pneumatic Tire and Sand with Obstacle. *SAE Technical Paper*, 2011. Doi: 10.4271/2011-01-0184.
3. Veeramurthy M., Ju J., Thompson L.L., Summers J.D. Optimisation of geometry and material properties of a non-pneumatic tyre for reducing rolling resistance. *International Journal of Vehicle Design*, 2014, Vol.66, No.2. Doi: 10.1504/IJVD.2014.064567.
4. Narasimhan A., Ziegert J.C., Thompson L.L. Effects of Material Properties on Static Load-Deflection and Vibration of a Non-Pneumatic Tire During High-Speed Rolling. *SAE International Journal of Passenger Cars – Mechanical Systems.*, 2011, Vol. 4, No. 1. Doi: 10.4271/2011-01-0101.
5. Ju J., Veeramurthy M., Summers J. D., Thompson, L. Rolling Resistance of a Nonpneumatic Tire Having a Porous Elastomer Composite Shear Band. *Tire Science and Technology*, 2013, Vol. 41, No. 3.
6. Ma J., Summers J. D. Numerical Simulation of Tread Effects on the Interaction Between Cellular Shear Band Based Non-Pneumatic Tire and Sand. *Proceedings of the ASME 2011 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference IDETC/CIE 2011*, Washington, DC, USA. Doi: 10.1115/DETC2011-47044.
7. Lee C., Ju J., Kim D.-M. Vibration Analysis of Non-Pneumatic Tires With Hexagonal Lattice Spokes. *Proceedings of the ASME 2012 International Engineering Technical Conference & Computers and Information in Engineering Conference IDETC/CIE 2012*, Chicago, Il., USA. Doi: 10.1115/DETC2012-70538.
8. Kim K., Heo H., Uddin M. S., Ju J.,

8. Kim K., Heo H., Uddin M. S., Ju J., Kim D.-M. Optimization of Non-pneumatic Tire with Hexagonal Lattice Spokes for Reducing Rolling Resistance // SAE Technical Paper. 2015. DOI: 10.4271/2015-01-1515.

9. Мазур В.В. Повышение плавности хода автотранспортных средств внутренним подпрессориванием колёс: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03 / Братский гос. техн. ун-т. – Братск, 2004. – 151 с.

10. Пат. 2133675 Российская Федерация, МПК В60В 9/04. Колесо с внутренним подпрессориванием / Енаев А.А., Мазур В.В., Яценко Н.Н.; заявитель и патентообладатель Братский индустриальный ин-т. – № 97102469/28; заявл. 17.02.97; опубл. 27.07.99, Бюл. № 21. – 6 с.

11. Пат. 2180290 Российская Федерация, МПК В60В 9/04. Колесо транспортного средства повышенной эластичности / Енаев А.А., Мазур В.В.; заявитель и патентообладатель Братский гос. техн. ун-т. – № 2000111344/28, заявл. 06.05.2000; опубл. 10.03.2002, Бюл. № 7. – 6 с.

12. Пат. 2184658 Российская Федерация, МПК В60В 9/00. Колесо транспортного средства / Енаев А.А., Мазур В.В., Яценко Н.Н.; заявитель и патентообладатель Братский индустриальный ин-т. – № 99110534/28; заявл. 19.05.1999; опубл. 10.07.2002, Бюл. № 19.

13. Пат. 2221703 Российская Федерация, МПК В60В 9/18. Колесо транспортного средства / Енаев А.А., Мазур В.В.; заявитель и патентообладатель Братский гос. техн. ун-т. – № 2001131965/11, заявл. 26.11.2001; опубл. 20.01.2004, Бюл. № 2.

14. Пат. 2228273 Российская Федерация, МПК В60В 9/04, В60В 9/14. Колесо с внутренним подпрессориванием транспортного средства повышенной проходимости / Енаев А.А., Мазур В.В.; заявитель и патентообладатель Братский гос. техн. ун-т. – № 2002113483/11; заявл. 23.05.2002; опубл. 10.05.2004, Бюл. № 13. – 6 с.

15. ГОСТ Р 15.011-96 Система разработки и постановки продукции на производство. Патентные исследования. Содержание и порядок проведения. – М.: Стандартинформ, 2010. 16 с.

16. Пат. 2335409 Российская Федерация,

Kim D.-M. Optimization of Non-pneumatic Tire with Hexagonal Lattice Spokes for Reducing Rolling Resistance. *SAE Technical Paper*, 2015. Doi: 10.4271/2015-01-1515.

9. Mazur V.V. *Increase smooth running of motor vehicles with internal spring-loaded wheels*. Diss. Cand. Sci. (Eng.). Bratsk. 2004. 151 p. (In Russian).

10. Patent RU 2133675. *Koleso s vnutrennim podressorivaniyem* [Inner spring wheel]. Enaev A.A., Mazur V.V., Yatsenko N.N. Declared 17.02.97. Published 27.07.99 (In Russian).

11. Patent RU 2180290. *Koleso transportnogo sredstva povyshennoy elastichnosti* [Vehicle wheel of increased elasticity]. Enaev A.A., Mazur V.V. Declared 06.05.2000. Published 10.03.2002 (In Russian).

12. Patent RU 2184658. *Koleso transportnogo sredstva* [Vehicle wheel]. Enaev A.A., Mazur V.V., Yatsenko N.N. Declared 19.05.1999. Published 10.07.2002 (In Russian).

13. Patent RU 2221703. *Koleso transportnogo sredstva* [Vehicle wheel]. Enaev A.A., Mazur V.V. Declared 26.11.2001. Published 20.01.2004 (In Russian).

14. Patent RU 2228273. *Koleso s vnutrennim podressorivaniyem transportnogo sredstva povyshennoy prokhodimosti* [Internal spring wheel of off-road vehicle]. Enaev A.A., Mazur V.V. Declared 23.05.2002. Published 10.05.2004 (In Russian).

15. GOST R 15.011-96 *System of products development and launching into manufacture. Patent investigations. Procedure and scope*. Moscow, Standartinform, 2010. 16 p. (In Russian).

16. Patent RU 2335409. *Uprugoye koleso transportnogo sredstva* [Vehicle flexible wheel]. Enaev A.A., Mazur V.V. Declared 27.12.2006. Published 10.10.2008 (In Russian).

17. Patent RU 2336178. *Koleso transportnogo sredstva s uprugimi spitsami* [Resilient Wheel Vehicle Wheel]. Mazur V.V. Declared 27.02.2007. Published 20.10.2008 (In Russian).

18. Patent RU 2357861. *Sposob armirovaniya kolyos s uprugimi deformiruemymi spicami i press-forma dlya izgotovleniya kolyos* [Method

МПК В60В 5/02. Упругое колесо транспортного средства / Енаев А.А., Мазур В.В.; заявитель и патентообладатель Братский гос. ун-т. – № 2006147016/11; заявл. 27.12.2006; опубл. 10.10.2008, Бюл. № 28. – 5 с.

17. Пат. 2336178 Российская Федерация, МПК В60В 9/00. Колесо транспортного средства с упругими спицами / Мазур В.В.; заявитель и патентообладатель Братский гос. ун-т. – № 2007107423/11; заявл. 27.02.2007; опубл. 20.10.2008, Бюл. № 29. – 8 с.

18. Пат. 2357861 Российская Федерация, МПК В29С 43/00. Способ армирования колёс с упругими деформируемыми спицами и пресс-форма для изготовления колёс / Мазур В.В.; заявитель и патентообладатель Братский гос. ун-т. – № 2007145141/12; заявл. 04.12.2007; опубл. 10.06.2009, Бюл. № 16. – 5 с.

19. Пат. 2391219 Российская Федерация, МПК В60В 25/02. Запасное колесо автомобиля / Мазур В.В.; заявитель и патентообладатель Братский гос. ун-т. – № 2009102435/11; заявл. 26.01.2009; опубл. 10.06.2010, Бюл. № 16. – 6 с.

20. Пат. 2397877 Российская Федерация, МПК В60В 9/26. Автомобильная шина из эластичного полиуретана с упругими деформируемыми спицами / Мазур В.В.; заявитель и патентообладатель Братский гос. ун-т. – № 2009126282/11; заявл. 08.07.2009; опубл. 27.08.2010, Бюл. № 24. – 6 с.

21. Пат. 2483936 Российская Федерация, МПК В60В 9/26. Автомобильная шина с упругими спицами / Мазур В.В., Гайлиш А.В.; заявитель и патентообладатель Братский гос. ун-т. – № 2012100517/11; заявл. 10.01.2012; опубл. 10.06.2013, Бюл. № 16. – 4 с.

22. Пат. 2495758 Российская Федерация, МПК В60С 7/22. Способ армирования автомобильных безвоздушных шин / Мазур В.В., Гайлиш А.В.; заявитель и патентообладатель Братский гос. ун-т. – № 2012111571/11; заявл. 26.03.2012; опубл. 20.10.2013, Бюл. № 29. – 6 с.

23. Пат. 2495759 Российская Федерация, МПК В60С 7/22. Способ армирования автомобильных безвоздушных шин / Мазур В.В., Гайлиш А.В.; заявитель и патентооб-

† for reinforcement of wheels with spring de-
† formable spokes and die mold for production of
† wheels]. Mazur V.V. Declared 04.12.2007. Pub-
† lished 10.06.2009 (In Russian).

† 19. Patent RU 2391219. *Zapasnoye koleso*
† *avtomobilya* [Car spare wheel]. Mazur V.V.
† Declared 26.01.2009. Published 10.06.2010
† (In Russian).

† 20. Patent RU 2397877. *Avtomobil'naya*
† *shina iz ehlastichnogo poliuretana s uprugimi*
† *deformiruemymi spicami* [Car tyre of elastic
† polyurethane with spring deformable spokes].
† Mazur V.V. Declared 08.07.2009. Published
† 27.08.2010 (In Russian).

† 21. Patent RU 2483936. *Avtomobil'naya*
† *shina s uprugimi spicami* [Auto-tire with resil-
† ient spokes]. Mazur V.V., Gajlish A.V. De-
† clared 10.01.2012. Published 10.06.2013 (In
† Russian).

† 22. Patent RU 2495758. *Sposob armiro-*
† *vaniya avtomobil'nyh bezvozdushnyh shin*
† [Method of automotive airless tire reinforce-
† ment]. Mazur V.V., Gajlish A.V. Declared
† 26.03.2012. Published 20.10.2013 (In Rus-
† sian).

† 23. Patent RU 2495759. *Sposob armirovani-*
† *ya avtomobil'nyh bezvozdushnyh shin* [Method
† of automotive airless tire reinforcement]. Mazur
† V.V., Gajlish A.V. Declared 26.03.2012. Pub-
† lished 20.10.2013 (In Russian).

† 24. Patent RU 2505398. *Sposob armirovani-*
† *ya avtomobil'nyh shin s uprugimi spicami i mat-*
† *rica dlya izgotovleniya kolyos* [Method of rein-
† forcing automotive tires with resilient spokes
† and female die for wheel production]. Mazur
† V.V., Gajlish A.V. Declared 07.12.2011. Pub-
† lished 27.01.2014 (In Russian).

† 25. Patent RU 2538472. *Avtomobilnoe*
† *koleso s bezvozdushnoj shinoj* [Airless tire].
† Mazur V.V. Declared 30.04.2013. Published
† 10.01.2015 (In Russian).

† 26. Tychina K.A. *Development of a nu-*
† *merical method for calculating and designing*
† *metal-elastic wheels*. Diss. Cand. Sci. (Engi-
† neering). Moscow. 2001. 120 p. (In Russian).

† 27. GOST 2.052-2015 *Unified system for*
† *design documentation. Electronic geometrical*
† *model of product. General principles*. Mos-
† cow, Standartinform, 2016. 14 p. (In Russian).

† 28. Mazur V.V. Technology of manufac-

ладатель Братский гос. ун-т. – № 2012111574/11; заявл. 26.03.2012; опубл. 20.10.2013, Бюл. № 29. – 6 с.

24. Пат. 2505398 Российская Федерация, МПК В29С 43/28, В29D 30/34. Способ армирования автомобильных шин с упругими спицами и матрица для изготовления колёс / Мазур В.В., Гайлиш А.В.; заявитель и патентообладатель Братский гос. ун-т. – № 2011149925/05; заявл. 07.12.2011; опубл. 27.01.2014, Бюл. № 3. – 9 с.

25. Пат. 2538472 Российская Федерация, МПК 60С 7/12, В60С 7/00, В60В 9/00 Автомобильное колесо с безвоздушной шиной / Мазур В.В.; заявитель и патентообладатель Братский гос. ун-т. – № 2013120165/11; заявл. 30.04.2013; опубл. 10.01.2015, Бюл. № 1. – 10 с.

26. Тычина К.А. Разработка численной методики расчёта и проектирования металлоэластичных колёс: дис. ... канд. техн. наук: 01.02.06 / Моск. гос. техн. ун-т им. Н.Э. Баумана. М., 2001. 120 с.

27. ГОСТ 2.052-2015 Единая система конструкторской документации. Электронная модель изделия. Общие положения. М.: Стандартинформ, 2016. 14 с.

28. Мазур В.В. Технология изготовления экспериментальных автомобильных колёс с безвоздушными шинами из эластичных полиуретанов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. № 2. С. 231-242. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-231-242.

29. Мазур В.В. Автомобильные колёса с безвоздушными шинами. Результаты стендовых испытаний // Транспорт: наука, техника, управление. 2016. № 2. С. 41-47.

30. ГОСТ 17697-72 Автомобили. Качение колеса. Термины и определения. М.: Издательство стандартов, 1972. 24 с.

31. ОСТ 37.001.252-82 Автотранспортные средства. Методы определения основных параметров, влияющих на плавность хода. М.: НАМИ, 1984. 60 с.

32. ГОСТ 270-75 Резина. Метод определения упругопрочностных свойств при растяжении. М.: Издательство стандартов, 2008. 11 с.

33. ГОСТ ISO 7743-2013 Резина и тер-

ting experimental automobile wheels with airless tires from elastic polyurethanes. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No 2 (16), pp. 231-242. Doi: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-231-242 (In Russian).

29. Mazur V.V. Car wheels with airless tires. The results of bench tests. *Transport: nauka. tekhnika. upravleniye*, 2016, No 2, pp. 41-47 (In Russian).

30. GOST 17697-72 *Vehicles. Rolling wheel. Terms and definitions*. Moscow, Izdatelstvo standartov, 1972. 24 p. (In Russian).

31. OST 37.001.252-82 *Motor vehicles. Methods for determining the basic parameters affecting smooth running*. Moscow, NAMI, 1984. 60 p. (In Russian).

32. GOST 270-75 *Rubber. Method of the determination elastic and tensile stress-strain properties*. Moscow, Izdatelstvo standartov, 2008. 11 p. (In Russian).

33. GOST ISO 7743-2013 *Rubber or thermoplastic. Determination of compression stress-strain properties*. Moscow, Standartinform, 2014. 24 p. (In Russian).

34. Knoroz V.I., Klennikov E.B., Petrov I.P., Shelukhin A.S., Yuriev Y.M. *Rabota avtomobilnoy shiny* [Car tire run]. Moscow, Transport, 1976. 238 p. (In Russian).

моэластопласты. Определение упругопроч- †
ностных свойств при сжатии. М.: Стандар- †
тинформ, 2014. 24 с. †

34. Кнороз В.И., Кленников Е.Б., Петров †
И.П., Шелухин А.С., Юрьев Ю.М. Работа †
автомобильной шины. М.: Транспорт, 1976. †
238 с. †

УДК (UDC) 62-233.3/.9

ПРИМЕНЕНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ILOGIC В AUTODESK INVENTOR ДЛЯ СОЗДАНИЯ ПАРАМЕТРИЧЕСКОЙ 3D-МОДЕЛИ ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА И ПРОВЕДЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ

APPLICATION OF ILOGIC TECHNOLOGY IN AUTODESK INVENTOR TO CREATE PARAMETRIC 3D-MODEL OF A GEAR WHEEL AND CONDUCT RESEARCH

Петракова Е. А., Самойлова А.С.
Petrakova E.A., Samoilova A.S.Московский политехнический университет (Москва, Россия)
Moscow Polytechnic University (Moscow, Russian Federation)

Аннотация. В статье рассмотрен вопрос создания параметрической детали в Autodesk Inventor с применением технологии iLogic. Представлен алгоритм и инструменты создания управляемых 3D-моделей с помощью iLogic на примере проектирования 3D-модели зубчатого колеса. В зависимости от исходных данных, которыми являются передаваемый крутящий момент, передаточное число и допускаемое контактное напряжение, в файле детали Autodesk Inventor проводится проектный и проверочный расчет зубчатого колеса, в результате которого, при каждом изменении исходных данных 3D-модель перестраивается и на экран выводятся ее геометрические параметры и масса. Создан удобный интерфейс диалоговых окон ввода исходных данных и вывода результатов расчета детали. Приведены примеры исследований, проведенных с помощью созданного программного продукта в Autodesk Inventor с применением iLogic, проведен анализ изменения геометрических и физических параметров зубчатого колеса при различных комбинациях исходных данных, приведены данные о быстродействии созданного программного продукта. Параметризация трехмерных моделей с применением технологии iLogic позволит инженеру в короткие сроки решать различные исследовательские и оптимизационные задачи, создавать библиотеки типовых и стандартных изделий в CAD-программе, получать быстрое перестроение геометрии изделия, которое происходит на основе созданных расчетов внутри CAD-программы.

Ключевые слова: параметрическое моделирование, iLogic, Visual Basic, Autodesk Inventor, CAD-программы.

Дата принятия к публикации: 19.12.2019
Дата публикации: 25.03.2020

Сведения об авторах:

Петракова Екатерина Алексеевна – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры «Техническая механика» Московского политехнического университета, e-mail: eka_pet@mail.ru

Abstract. The article considers the issue of creating a parametric part in Autodesk Inventor using iLogic technology, which allows engineers to create parametric 3D models of objects, controlled by calculations written using the rules of the Visual Basic language inside the CAD program itself. The article presents an algorithm and tools for creating controlled 3D models using iLogic on the example of a 3D model of a gear wheel. Depending on the input data, which are the transmitted torque, gear ratio and contact voltage, Autodesk Inventor performs design and verification calculation of the gear wheel, as a result of which, each time the input data is changed, the 3D model is instantly rebuilt and its geometric parameters and weight are displayed on the screen. The user-friendly interface of dialog boxes of input of initial data and output of results of calculation of a detail is created. The article provides examples of research conducted using the software Autodesk Inventor with the use of iLogic, analysis of changes in geometrical and physical parameters of the gears for various combinations of source data, data on the time of receipt of the results. ILogic technology allows the engineer to create a library of standard and standard products in a CAD program to get a quick rebuild of the geometry of the product, which is based on the calculations in CAD programs immediately after you change the source data specification. Parameterization of three-dimensional models using iLogic technology will allow the engineer to solve various research and optimization tasks in a short time.

Keywords: iLogic, Visual Basic, parametric modeling, Autodesk Inventor, CAD programs.

Date of acceptance for publication: 19.12.2019
Date of publication: 25.03.2020

Authors' information:

Ekaterina A. Petrakova – Assistant Professor, Ph.D., Department of Technical Mechanics, Moscow Polytechnic University, e-mail: eka_pet@mail.ru
ORCID: 0000-0002-6938-2778

ORCID: 0000-0002-6938-2778

Самойлова Анастасия Сергеевна – студент факультета Машиностроения Московского политехнического университета, e-mail: tiger.56@mail.ru

†
†
†
†
†
†
†

Anastasia S. Samoilova – student of the Faculty of Mechanical Engineering, Moscow Polytechnic University, e-mail: tiger.56@mail.ru

1. Введение

В настоящее время для параметрического моделирования 3D-моделей деталей и сборочных изделий известны следующие способы:

а) параметризация с помощью внутреннего функционала САD-программы [1, 2];

б) параметризация путем интеграции данных в САD-программу из одной [3, 4] или двух [5, 6] сторонних программ.

В первом способе можно, в свою очередь, выделить два метода:

а) параметризация изделия с помощью параметрического ряда (бескодированная параметризация) [1];

б) параметрическое программирование [7].

Параметрическое программирование является одним из самых эффективных методов параметризации. Многие программы 3D-моделирования имеют возможность программирования, создания различных макросов на *Visual Basic* или других языках программирования. Однако большинство инженеров хотя и слышали об этом методе, но не применяют его в повседневной практике, поскольку данный метод требует знания языка программирования, которым инженеры зачастую не владеют.

Если инженер знаком с языком программирования *Basic*, то он может начать применять данный метод для реализации проектов, создаваемых, модифицируемых, управляемых и/или конфигурируемых с помощью программных правил или пользовательского ввода. Программа *Autodesk Inventor* проводит построение компонентов на основе технологии *iLogic*, обеспечивая проектирование по правилам, записанным на языке программирования *Visual Basic*. Технология *iLogic* добавляет в *Autodesk Inventor* широкие функциональные возможности. Инженер-проектировщик может с помощью правил *iLogic* параметризовать трехмерные модели деталей и сборочных изделий внутри

САD-программы без обращения к программам-посредникам. *iLogic* позволяет автоматизировать процесс перестроения типовых изделий, создавать интеллектуальные 3D-модели деталей, узлов и конструкций. Язык *iLogic* является упрощенной версией *Visual Basic*. Правило *iLogic* – это программа на *Visual Basic*, которая может производить различные расчеты внутри САD-программы и связывать полученные результаты с параметрами эскизов и формообразующих операций в 3D-модели. *iLogic* внедряет правила в виде объектов непосредственно в деталь, сборку и документы чертежей. В результате создания 3D-модели, управляемой правилами *iLogic*, инженер может при изменении исходных данных в считанные секунды получать новые типоразмеры 3D-модели изделия. Таким образом, в результате параметризации деталей с применением технологии *iLogic* инженер получает возможность в максимально короткие сроки:

- получать линейку типоразмеров деталей и изделий одинаковой конфигурации;
- оперативно производить контроль геометрических параметров изделия и его физических свойств – массы, объема, площади поверхности при изменении исходных данных;
- проводить целый спектр исследовательских задач, например, решать оптимизационные многокритериальные задачи [8, 9].

Технология *iLogic* позволяет также создавать интерфейс форм для параметров, свойств и правил детали, сборки или чертежа *Inventor*. Например, создание пользовательского интерфейса в виде форм для исходных данных и результатов расчета позволит легко взаимодействовать с параметрами в моделях и чертежах как самому создателю программы, так и пользователю, который не знаком с правилами *iLogic*.

Не обращаясь к правилам *iLogic*, даже начинающий пользователь *Inventor* пользователь может работать с 3D-моделью, управ-

ляя ее параметрами с помощью созданных диалоговых форм.

Такой подход к проектированию типовых деталей избавляет инженера от рутинной работы при создании линейки типовых деталей, существенно сократив сроки их создания. При этом исключаются ошибки проектирования, которые часто возникают при ручном переносе результатов расчета в 3D-модель.

2. Задача и исходные данные исследования

Задача исследования: применить метод параметрического программирования *iLogic* в *Autodesk Inventor* для создания параметрической 3D-модели прямозубчатого зубчатого колеса и, управляя ее параметрами, провести анализ изменений физических и геометрических свойств детали. При этом параметризация модели должна производиться на основе проектных и проверочных расчетов, записанных с помощью правил *iLogic* в файле 3D-модели.

Исходные данные для проектирования прямозубчатого зубчатого колеса:

- номинальный крутящий момент на зубчатом колесе T_2 , Нм;
- передаточное число U ;
- допускаемые контактные напряжения зубьев $[\sigma]_H$, МПа;
- расположение колеса относительно опор (симметричное, несимметричное, консольное).

3. Алгоритм решения задачи и применяемые инструменты

Построение параметрической модели с помощью *iLogic* в *Autodesk Inventor* проводится в следующем порядке:

а) в файле детали *Inventor* создают необходимые эскизы и выполняются формообразующие операции для получения трехмерной модели детали [2, 10];

б) с помощью инструмента *iLogic* составляют расчет детали, который записывают в виде правил на языке *Basic*;

в) геометрическим параметрам, которые

являются переменными (зависят от результатов расчета), присваиваются пользовательские параметры [5];

г) добавляют в пользовательские параметры имена переменных, используемых в расчете *iLogic*;

г) создают пользовательский интерфейс (диалоговые окна) для ввода исходных данных и вывода результатов.

Рассмотрим некоторые правила и формы *iLogic Autodesk Inventor*. Инструмент *iLogic* находится во вкладке «Управление» (рис. 1).

Окно для создания правил *iLogic* состоит из нескольких полей, главными из которых является поля, обозначенное поз. 1 и поз. 2 на рис. 2. В поле 1 автоматически выводятся параметры модели и пользовательские параметры. Таким образом, при составлении расчета, который записывается в поле 2, можно видеть все необходимые для составления расчета параметры. Расчеты могут включать в себя как математические выражения для вычисления тех или иных параметров, так запись различных условий для выполнения логических функций, создание массивов, комментариев, записанных с помощью операторов и правил на языке *Basic*.

Для решения рассматриваемой задачи в поле 2 на языке *Basic* был записан проектный и проверочный расчет зубчатого колеса, составленный согласно классическим методикам [11-13]. Проектный расчет зубчатого колеса ведется от определения межосевого расстояния a_w , которое в дальнейшем выбирается из стандартного ряда по ГОСТ 2185-66.

Поскольку модуль m зависит от размеров зубчатого колеса и назначается инженером-проектировщиком согласно рекомендациям [11] в диапазоне $0,01a_w \geq m \geq 0,02a_w$ по стандартному ряду ГОСТ 9563-60, в правилах *iLogic* в поле 2 рис. 2 записано правило, автоматически вызывающее при запуске расчета появление диалогового окна (рис. 3), в котором пользователю предлагается выбрать значение модуля из выпадающих значений стандартного ряда в соответствии с рассчитанным программой диапазоном межосевого расстояния. Диаметр отверстия в ступице зубчатого колеса определяется по формуле [11]:

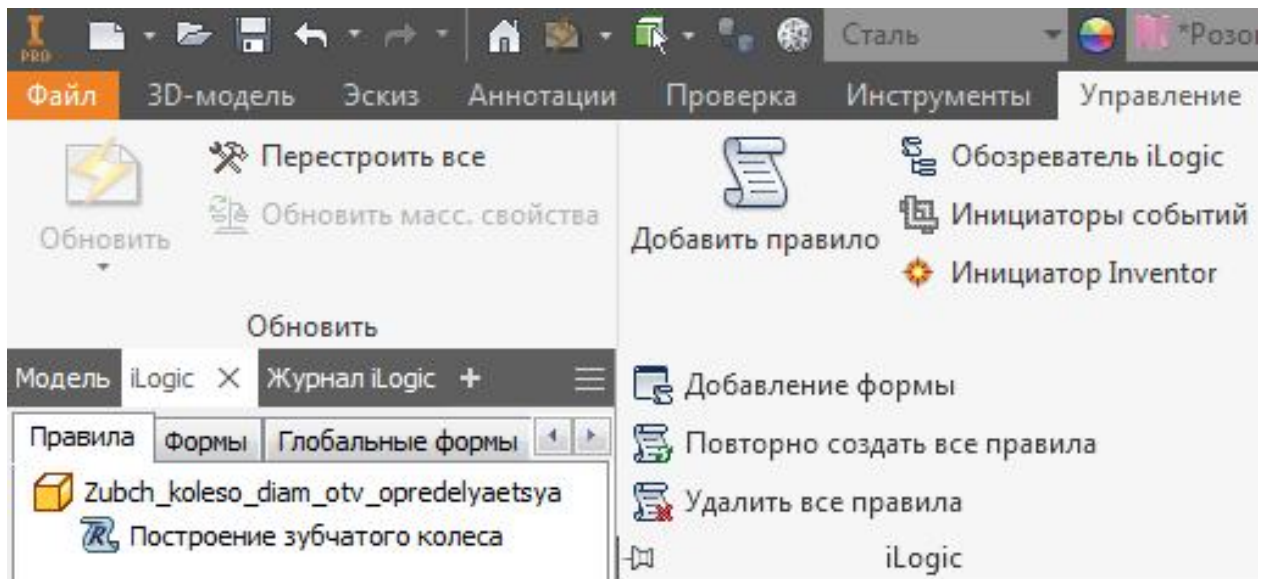


Рис. 1. Инструмент *iLogic* в панели инструментов *Autodesk Inventor*

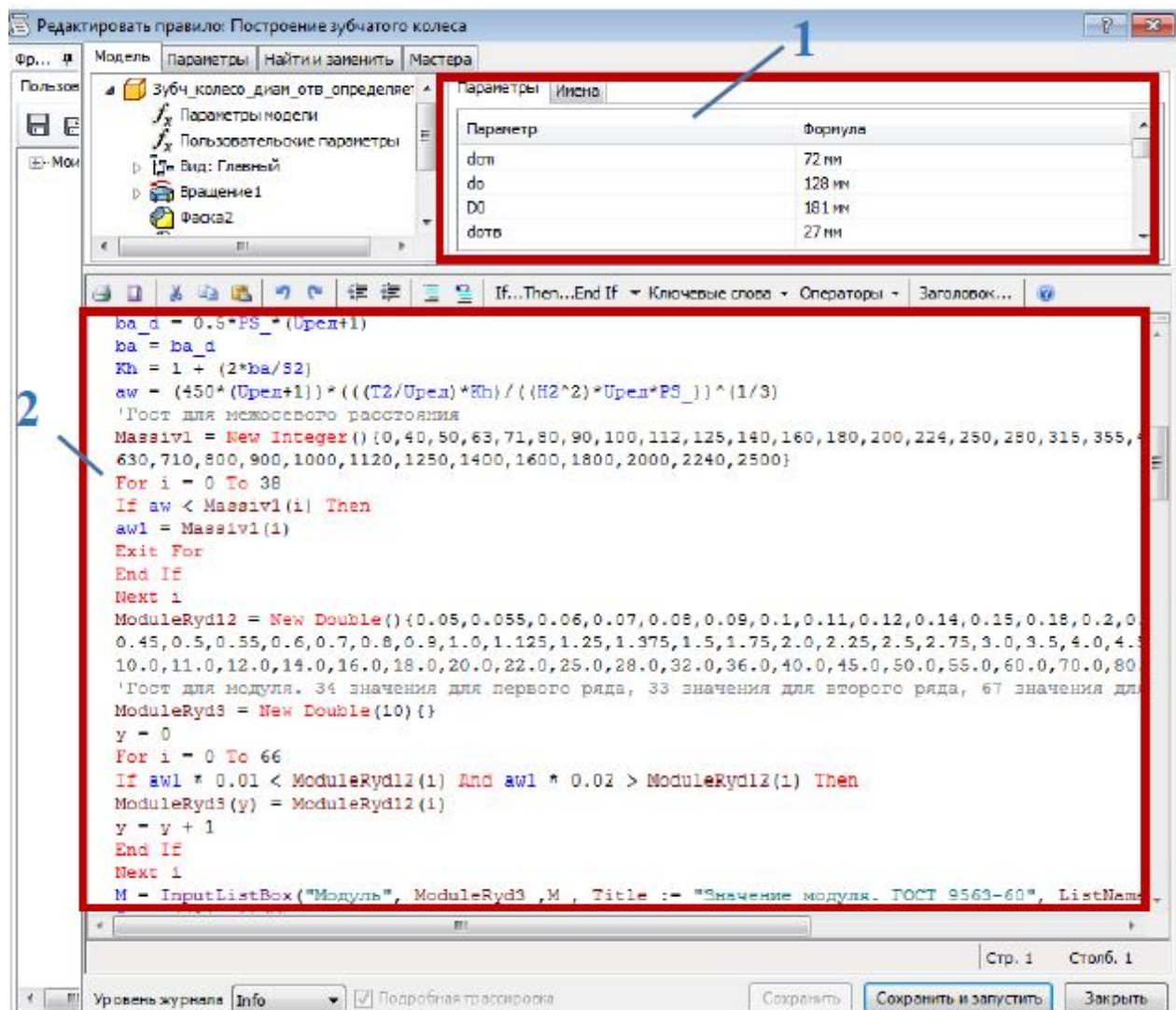


Рис. 2. Окно создания правил *iLogic*

$$dotv = 140 \sqrt[3]{\frac{T_2}{9550}}$$

Полученное значение *dotv* выбирается до ближайшего большего из стандартного ряда значений по ГОСТ 12080-66. Листинг этой части правила *iLogic* представлен ниже:

```
dotv = CInt(140 * ((T2 / 9550) ^
0.3333))
Massiv1 = New Integer()
{20, 22, 24, 25, 28, 30, 32, 35, 36, 38, 40, 42,
45, 48, 50, 53, 55, 60, 63, 65, 70, 75, 80, 85, 90
, 95, 100}
For i = 0 To 27
If dotv < Massiv1(i) Then
dotv = Massiv1(i)
Exit For
End If
```

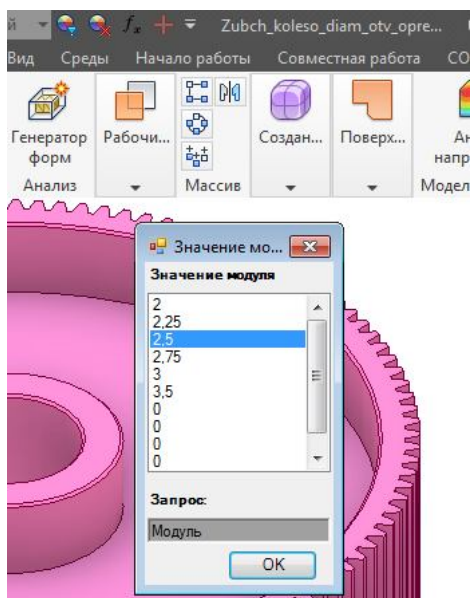


Рис.3 Диалоговое окна выбора модуля

Однако в случае, если известен диаметр участка вала под зубчатое колесо, то параметр *dotv* следует включить в исходные данные.

При проведении проверочного расчета в программе записаны условия сравнения расчетных контактных и изгибных напряжений зубьев с допускаемыми. В случае не соблюдения условия программа автоматически производит возврат в проектный расчет, увеличивая межосевое расстояние до следующего большего значения по стандартному ряду, и снова проводит проектный и проверочный расчет зубьев с новыми геометрическими параметрами зубчатого колеса.

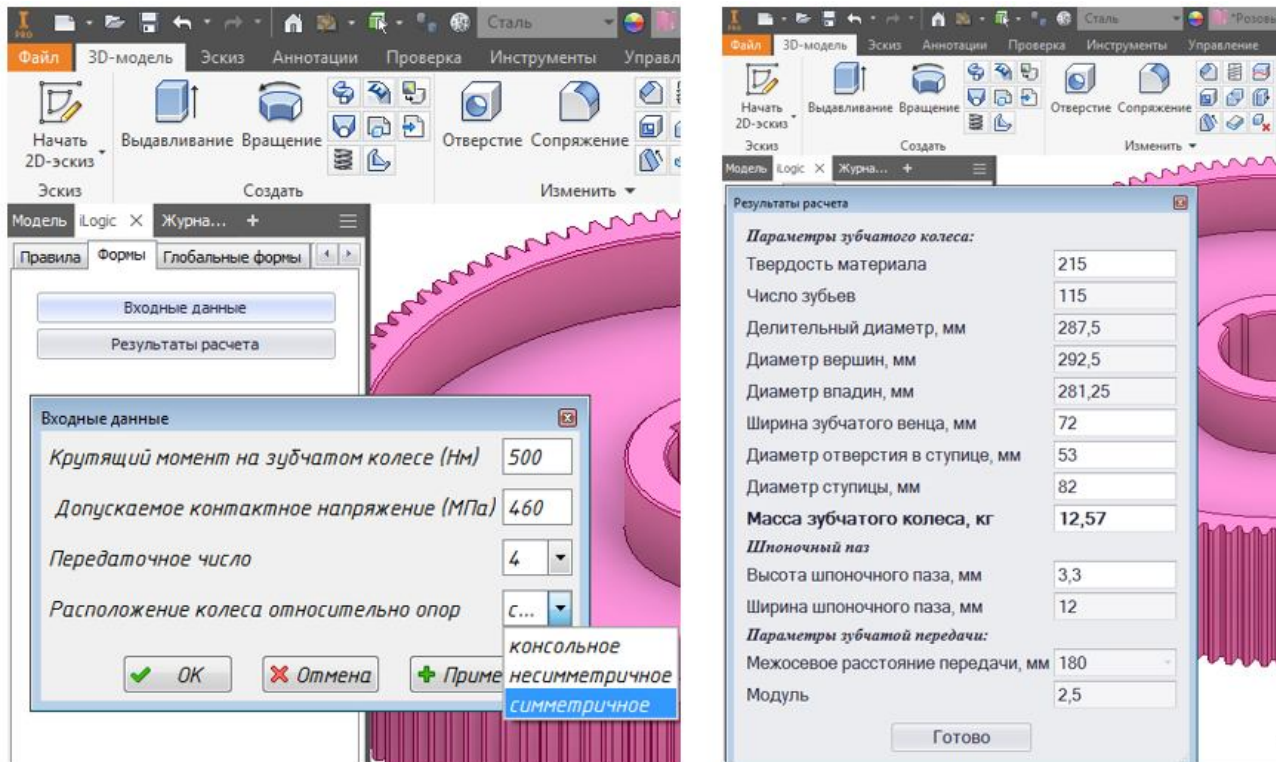
Важно, что для идентификации программой имен новых параметров, используемых при написании правил *iLogic*, они должны быть добавлены в список пользовательских параметров (вкладка «Управление» - «Параметры»).

Правила *iLogic* запускаются автоматически в ответ на изменение значений переменных параметров, используемых в формулах расчета. После завершения выполнения правила *iLogic* сохраняет измененные значения переменных обратно в 3D-модель. Результаты расчетов могут просматриваться пользователем в окне «Параметры» вкладки «Управление».

Однако, для удобства ввода исходных данных и вывода результатов расчета целесообразно настроить интерфейс. Настройку диалогового окна ввода исходных данных и окна сообщений вывода результатов расчета производят с помощью вкладки «Формы», которая автоматически появляется в меню инструментов после создания правил *iLogic*.

При решении поставленной задачи были созданы формы «Входные данные» (рис.4, а) и «Результаты расчета» (рис.4, б). Выбор значений передаточных чисел организован из выпадающего списка стандартных значений по ГОСТ 25301-95 с помощью функции «Создать несколько значений» в окне «Параметры». Аналогично создан список вариантов для выбора расположения зубчатого колеса относительно опор (рис.4, а).

Примечательно, что в окно вывода результатов при необходимости можно вывести значение массы детали. Как известно, определение массы 3D-модели детали или сборочного изделия программа *Autodesk Inventor* производит автоматически для каждой созданной 3D-модели. Значение массы детали или сборочного узла по умолчанию программа определяет во вкладку «Физические» (окно «Свойства *Inventor*», вызываемое из контекстного меню). Однако для пользователя, который в дальнейшем будет проводить сбор выходных данных детали, будет значительно удобнее видеть значение массы в окне сообщений результатов наряду со всеми необходимыми геометрическими параметрами.



а)

б)

Рис. 4. Формы *iLogic*: а) «Входные данные»; б) «Результаты расчета»

Для этого в поле 2 окна создания правил *iLogic* необходимо записать командный код:

$$Mass = Round(iProperties.Mass, 2),$$

затем в пользовательские параметры внести новый параметр «*Mass*» и добавить его в форму «Результаты расчета».

Аналогично, при необходимости можно вывести в список результатов объем детали и ее площадь, записав, соответственно, командные операторы:

$$Volume = Round(iProperties.Volume, 2)$$

$$Area = Round(iProperties.Area, 2)$$

4. Исследования, результаты и их анализ

С помощью созданного программного продукта были проведены исследования массы зубчатого колеса в зависимости от передаточного числа U зубчатой пары для следующих исходных данных:

- номинальный крутящего момента на зубчатом колесе T_2 выбран согласно стандартному ряду по ГОСТ 25301-95 для цилиндрических зубчатых передач редукторов: $T_2=250; 500; 710$ Нм;

- передаточные числа задавались в диапазоне от 2 до 8 по ГОСТ 2185-66: 2; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4; 4,5; 5; 5,6; 6,3; 7,1; 8.

- допустимое контактное напряжение было задано постоянным, равным 500 МПа, что соответствует твердости зубчатого колеса 235 НВ;

- расположение зубчатой пары относительно опор задано – симметричное.

Модуль зубьев m выбирался в зависимости от получаемого в процессе расчета межосевого расстояния: для $T_2=250$ Нм – $m=2$; для $T_2=500; 710$ Нм – $m=2,5$.

Полученные результаты представлены в виде графиков зависимости массы зубчатого колеса от передаточного числа (рис. 5).

Поскольку для построения 3D-модели зубчатого колеса программа производит расчет основных геометрических параметров не только зубчатого колеса, но и сопряженной шестерни, в качестве результатов расчета могут быть выведены и основные параметры сопряженной шестерни (диаметры, ширина венца, количество зубьев), если это потребуется для анализа параметров сопряженной детали.

Важнейшим параметром зубчатых передач является межосевое расстояние. Прогнозирование межосевых расстояний зубчатых пар на ранних этапах проектирования позволяет определять габаритные размеры зубчатой передачи с учетом корпусных деталей [14, 15] в

случае, если передача является закрытой (редуктор или мультипликатор). Для приведенных выше исходных данных были получены стандартные значения межосевых расстояний, графики которых в зависимости от передаточного числа представлены на рис. 6.

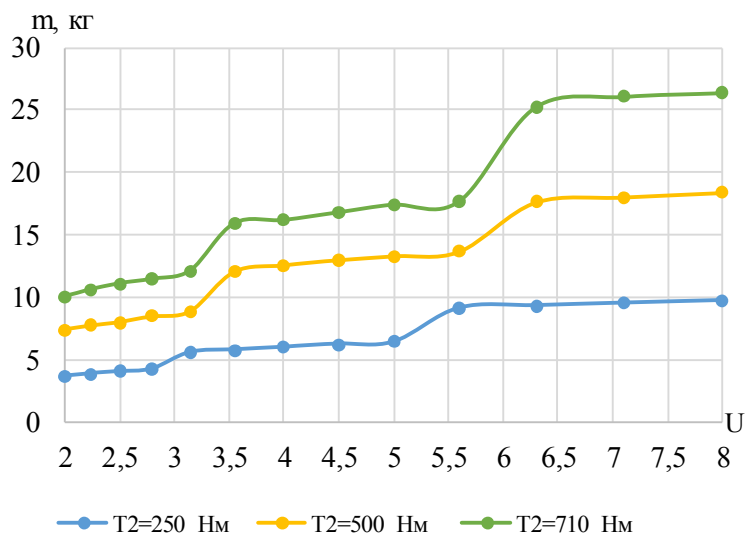


Рис.5. График зависимости массы зубчатого колеса от передаточного числа

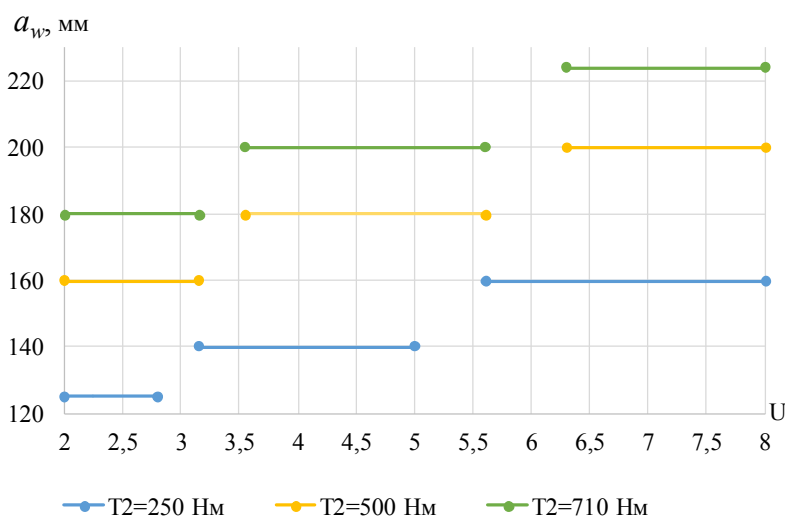


Рис.6. График зависимости межосевого расстояния зубчатой пары от передаточного числа

Таким образом, для получения выходных данных, представленных на рис. 5 и 6, расчет зубчатой пары и автоматическое перестроение 3D-модели зубчатого колеса автоматически производилось программой 39 раз.

С учетом того, что введение исходных данных в форму «Входные данные» (рис.4, а), выбор модуля во всплывающем диалоговом окне (рис. 3), автоматическое перестроение 3D-модели и вызов окна «Результаты

расчета» (рис. 4, б) происходит в среднем за 10 с, то время получения 39-ти трехмерных моделей зубчатых колес с выводом значений расчетных выходных параметров составило около 6,5 мин.

Ассоциативность двумерного чертежа с 3D-моделью в *Autodesk Inventor*, позволяет одновременно с перестроением 3D-модели получать рабочий 2D-чертеж [16] для каждого типоразмера зубчатого колеса.

В качестве примера еще одного из возможных исследований приведем данные о влиянии материала зубчатой пары на передаточное число U , межосевое расстояние a_w , диаметр вершин d_a , ширину b и массу m зубчатого колеса, полученные с помощью созданного программного продукта. Исследование проведено для номинального крутящего момента на зубчатом колесе $T_2=710$ Нм с модулем $m=2,5$ и допускаемыми контактными напряжениями материала $[\sigma]_H=600; 700; 800$ МПа, что соответствует значениям твердости стали 290; 345; 400 НВ [17].

В табл. 1 приведены результаты исследования для передаточных чисел: $U = 2; 4$ и $6,3$.

Анализ данных, приведенных в табл. 1, показывает, что увеличение допускаемых контактных напряжений с 600 до 700 МПа приводит к уменьшению массы зубчатого колеса на 21...25%, межосевого расстояния - на 20 мм, диаметра колеса и его ширины - на 11...12,5%. Увеличение допускаемых контактных напряжений с 600 до 800 МПа приводит к уменьшению массы зубчатого колеса на 40...46%, межосевого расстояния - на 35...40 мм, диаметра колеса и его ширины - на 20...21,8%.

Таблица 1

Параметры зубчатой пары

U	a_w , мм	Масса и габаритные размеры зубчатого колеса		
		m , кг	d_a , мм	b , мм
[σ] _H =600 МПа				
2	160	7,7	217,5	64
4	180	12,9	292,5	72
6,3	200	18,0	350	80
[σ] _H =700 МПа				
2	140	5,8	192,5	56
4	160	9,8	260	64
6,3	180	14,3	315	72
[σ] _H =800 МПа				
2	125	4,1	170	50
4	140	7,4	230	56
6,3	160	10,9	280	64

Получение подобных результатов с помощью созданного программного продукта существенно сокращает время на принятие решения по выбору материала проектируемого изделия уже на этапе получения исходных данных (технического задания).

5. Заключение

В созданной с помощью *iLogic* параметрической трехмерной модели изделия при изменении исходных данных происходит проведение расчетов изделия и перестроение его геометрии согласно результатам расчетов. Технология *iLogic* позволяет вывести на экран компьютера необходимые геометрические размеры, кинематические характеристики, а также массу, объем, площадь изделия и другие параметры, полученные в ходе расчета изделия.

Применение метода актуально на ранних этапах проектирования для анализа изменений геометрических параметров детали и ее физических свойств (массы, объем, площади поверхности) при различных комбинациях исходных данных, визуализации трехмерной модели и оперативного получения рабочих чертежей, ассоциативно связанных с 3D-моделью. Параметризация деталей с помощью *iLogic* может использоваться также для создания типовых деталей и пополнения библиотеки стандартных изделий, отсутствующих в САД-программе.

Создание интерфейса диалоговых окон ввода входных данных и вывода результатов позволяет создавать программные продукты, которыми в дальнейшем может пользоваться инженер, владеющий навыками работы в *Autodesk Inventor*, но не обладающий знанием *Visual Basic*.

Создание параметрических 3D-моделей с помощью *iLogic* позволяет проводить целый ряд оптимизационных и исследовательских задач в короткие сроки, исключив ошибки расчетов и ошибки переноса данных на 3D-модель при перестроении ее геометрии, а также получать размеры и визуализацию изделия в целом и всех его деталей в отдельности при различных комбинациях исходных данных.

Список литературы

1. Randy H. Sh. Parametric Modeling with Autodesk Inventor 2018. SDC Publications. 2017.
2. Tickoo S. Autodesk Inventor Professional 2018 for Designers. CADCIM Technologies. 2017. 1370 p.
3. Петракова Е.А., Власов А.С., Федоров Д.Ю. Параметрическое моделирование твердотельных конструкций в Autodesk Inventor // Справочник. Инженерный журнал с приложением. 2017. № 2. С.35-42. DOI: <https://doi.org/10.14489/hb.2017.12.pp.035-042>
4. Петракова Е.А. Создание параметрической зубчатой пары в Autodesk Inventor с использованием внешних данных // Справочник. Инженерный журнал с приложением. 2017. №5. С.26-32. DOI: <https://doi.org/10.14489/hb.2017.05.pp.026-032>
5. Петракова Е.А., Суматохин В.А. Параметрическое моделирование деталей машин в Autodesk Inventor. М.: Московский Политех, 2018. 128 с.
6. Петракова Е.А., Суматохин В.А. Оптимизация инженерного труда при создании параметрических конструкций с интеграцией данных PTC Mathcad в Autodesk Inventor // Справочник. Инженерный журнал с приложением. 2019. №3. С. 27-34. DOI: <https://doi.org/10.14489/hb.2019.03.pp.027-034>
7. Альшакова Е.Л., Альшакова Е.А. Программная реализация параметрических компонентов САПР // Информатика и технологии. Инновационные технологии в промышленности и информатике: Сб. научн. тр. Междунар. научно-техн. конф. 2016. С. 218-221.
8. Лагереv И.А., Шатунова Е.А. Проектирование поворотных гидродвигателей для манипуляционных систем мобильных машин на основе многокритериальной оптимизации // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2016. №4. С. 34-51. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-34-51>
9. Лагереv И.А. Предпроектная оптимизация манипуляционной системы с гидрав-

References

1. Randy H. Sh. Parametric Modeling with Autodesk Inventor 2018. SDC Publications, 2017.
2. Tickoo S. Autodesk Inventor Professional 2018 for Designers. CADCIM Technologies, 2017. 1370 p.
3. Petrakova E.A., Vlasov A.S., Fedorov D.Yu. Parametric modeling of solid structures in Autodesk Inventor. *Spravochnik. Inzhenernyj zhurnal s prilozheniem*, 2017, No.1, pp. 35-42. DOI: <https://doi.org/10.14489/hb.2017.12.pp.035-042> (In Russian)
4. Petrakova E.A. Creating a parametric gear pair in Autodesk Inventor using external data. *Spravochnik. Inzhenernyj zhurnal s prilozheniem*, 2017, No.5, pp. 26-32. DOI: <https://doi.org/10.14489/hb.2017.05.pp.026-032> (In Russian)
5. Petrakova E.A., Sumatokhin V.A. *Parametricheskoe modelirovanie detaley mashin v Autodesk Inventor* [Parametric modeling of machine parts in Autodesk Inventor]. Moscow, Moskovskiy Politekh, 2018. 128 p. (In Russian)
6. Petrakova E.A., Sumatokhin V.A. Optimization of engineering work in the creation of parametric structures with the integration of data PTC Mathcad in Autodesk Inventor. *Spravochnik. Inzhenernyj zhurnal s prilozheniem*, 2019, No.3, pp. 27-34. DOI: <https://doi.org/10.14489/hb.2019.03.pp.027-034> (In Russian)
7. Alshakova E.L., Alshakova E.A. Software implementation of parametric CAD components. *Informatika i tekhnologii. Innovacionnye tekhnologii v promyshlennosti i informatike. Sbornik nauchnyh trudov mezhdunarodnoj nauchno-tekhnicheskoy konferentsii*, 2016, pp. 218-221. (In Russian)
8. Lagerev I.A., Shatunova E.A. Design of rotary hydraulic motors for handling systems of mobile machines based on multi-criteria optimization. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016. No.4, pp. 34-51. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2016-02-04-34-51> (In Russian)
9. Lagerev I.A. Pre-design optimization of handling system with hydraulic drive of mobile

лическим приводом мобильной транспортно-технологической машины // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2017. №1. С. 26-45. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2017-03-01-26-45>

10. Большаков В.П., Бочков А.Л., Лячек Ю.Т. Твердотельное моделирование деталей в САД-системах: AutoCAD, КОМПАС-3D, SolidWorks, Inventor, Creo. СПб: Питер, 2015. 480 с.

11. Гулия Н.В., Клоков В.Г., Юрков С.А. Детали машин. СПб: Лань, 2013. 416 с.

12. Петракова Е.А. Детали машин и основы конструирования. М.: МГИУ, 2012. 197 с.

13. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. М.: Высшая школа, 2000. 447 с.

14. Петракова Е.А., Суматохин В.А. Прогнозирование основных размеров одноступенчатых цилиндрических редукторов на ранних этапах проектирования // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. № 3. С. 386-395.

DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2019-05-03-386-395>

15. Petrakova E.A., Parshina S.A., Tran D.V., Azizi M.-F. Analysis of the influence of the gear pair materials on the mass, dimensions and cost of a single stage cylindrical reducer for mass production // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering International Workshop "Advanced Technologies in Material Science, Mechanical and Automation Engineering – MIP: Engineering – 2019". Krasnoyarsk Science and Technology City Hall of the Russian Union of Scientific and Engineering Associations. Bristol, United Kingdom, 2019. - p. 32046.

DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/537/3/032046>

16. Альшакова Е.А. Автоматизация выполнения чертежей соединений в системе Autodesk Inventor // Фундаментальные проблемы радиоэлектронного приборостроения. 2017. Т. 17. № 5. С. 1220-1223.

17. Петракова Е.А., Ахмедов М.У., Молоканов М.А. О целесообразности выбора

transport and technological machine. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*. 2017, No.1, pp. 26-45. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2017-03-01-26-45> (In Russian)

10. Bolshakov V.P., Bochkov A.L., Lyachek Yu.T. *Tverdotelnoe modelirovanie detaley v SAD-sistemakh: AutoCAD, KOMPAS-3D, SolidWorks, Inventor, Creo*. [Solid modeling of parts in CAD systems: AutoCAD, KOMPAS-3D, SolidWorks, Inventor, Creo]. Saint-Peterburg, Piter, 2015. 480 p. (In Russian)

11. Gulia N. V., Klokov V.G., Yurkov S.A. *Detali mashin* [Machine parts]. Saint-Petersburg, Lan, 2013. 416 p. (In Russian)

12. Petrakova E.A. *Detali mashin i osnovy konstruirovaniya* [Machine parts and basic engineering]. Moscow, MGIU, 2012. 197 p. (In Russian)

13. Dunaev P.F., Lelikov O.P. *Konstruirovaniye uzlov i detaley mashin*. [Designing units and parts of machines]. Moscow, Vysshaya shkola, 2000. 447 p. (In Russian)

14. Petrakova E.A., Sumatokhin V.A. Prediction of the main dimensions of single-stage cylindrical gearboxes at the early stages of design. *Nauchno-tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.3, pp. 386-395. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2019-05-03-386-395> (In Russian)

15. Petrakova, E.A., Parshina, S.A., Tran, D.V., Azizi, M.-F. Analysis of the influence of the gear pair materials on the mass, dimensions and cost of a single stage cylindrical reducer for mass production. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering International Workshop "Advanced Technologies in Material Science, Mechanical and Automation Engineering – MIP: Engineering – 2019"*. Krasnoyarsk Science and Technology City Hall of the Russian Union of Scientific and Engineering Associations. Bristol, United Kingdom, 2019. p. 32046.

DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/537/3/032046>

16. Alshakova E.A. Automation of connection drawings in Autodesk Inventor system. *Fundamentalnye problemy radioelektronnoy*

высоколегированных стале́й для зубчатых пар в закрытых передачах // Справочник. Инженерный журнал с приложением. 2018. №10. С.18-28. DOI: <https://doi.org/10.14489/hb.2018.10.pp.018-028>

† *priborostroeniya*, 2017, Vol.17, No.5, pp. 1220-1223. (In Russian)
†
† 17. Petrakova E.A., Ahmedov M.U., Molokanov M.A. About expediency of the choice of the high-alloyed steels for gear pairs in the closed transfers. *Spravochnik. Inzhenernyj zhurnal s prilozheniem*, 2018, No.10, pp.18 –28. DOI: <https://doi.org/10.14489/hb.2018.10.pp.018-028> (In Russian)
†
†

УДК (UDC) 608.4

РЕЗУЛЬТАТЫ НАУЧНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ БРЯНСКОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО
УНИВЕРСИТЕТА В 2019 ГОДУ В СФЕРЕ ТРАНСПОРТНО-ЛОГИСТИЧЕСКИХ
ТЕХНОЛОГИЙ И МАШИН ДЛЯ УРБАНИЗИРОВАННОЙ СРЕДЫTHE RESULTS OF SCIENTIFIC RESEARCH OF THE BRYANSK STATE UNIVERSITY
IN 2019 IN THE FIELD OF TRANSPORT AND LOGISTICS TECHNOLOGIES AND
MACHINES FOR THE URBAN ENVIRONMENTСтепченко Т.А., Бабич О.В.
Stepchenko T.A., Babich O.V.Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)
Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. Представлены результаты научно-исследовательской в сфере транспортно-логистических технологий и машин для урбанизированной среды, полученные учеными Брянского государственного университета имени академика И.Г. Петровского в 2019 году. Дано описание и анализ эффективности новых технических решений применительно к конструкциям манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин, пассажирских и грузовых подвесных канатных дорог и мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов.

Ключевые слова: транспортно-логистические технологии, городская среда, мобильные канатные комплексы, канатные дороги, краны-манипуляторы

Дата принятия к публикации: 10.01.2020
Дата публикации: 25.03.2020

Сведения об авторах:

Степченко Татьяна Александровна – доктор педагогических наук, профессор, проректор по научной работе и международным связям ФГБОУ ВПО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского»,
e-mail: ta-step2007@yandex.ru.

Бабич Оксана Викторовна – доктор экономических наук, доцент, директор НИИ фундаментальных и прикладных исследований ФГБОУ ВПО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского»,
e-mail: babichoksana221@mail.ru.
ORCID: 0000-0003-1954-1475

Abstract. The results of research in the field of transport and logistics technologies and machines for the urbanized environment, obtained by scientists of the Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University in 2019. The description and analysis of the effectiveness of new technical solutions in relation to the designs of manipulating systems of mobile transport and technological machines, passenger and freight ropeways and mobile transport and handling rope systems is given.

Keywords: transport and logistics technologies, urban environment, mobile rope complexes, manipulating systems, ropeways.

Date of acceptance for publication: 10.01.2020
Date of publication: 25.03.2020

Authors' information:

Tatyana A. Stepchenko - Doctor of Pedagogical Sciences, Professor, Vice rector for research and international relations, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, e-mail: ta-step2007@yandex.ru.

Oksana V. Babich - Doctor of Economical Sciences, Assistant Professor, Director of Research Institute of Fundamental and Applied Research, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University,
e-mail: babichoksana221@mail.ru.
ORCID: 0000-0003-1954-1475

1. Введение

В 2019 году в Брянском государственном университете имени академика И.Г. Петровского проводились научно-теоретические и научно-практические исследования по направлению «Машиноведение и машиностроение» в соответствии с планами развития

научной деятельности университета [1]. Они проводились по следующим научным направлениям, развиваемым в последние годы в университете в русле научных исследований перспективных транспортно-логистических технологий для цифровой урбанизированной среды крупных городов и мегаполисов:

- проектирование, моделирование рабочих процессов и риск-анализ манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин и комплексов;

- оптимальное проектирование и моделирование рабочих процессов инновационных мехатронных систем на основе канатных технологий для совершенствования наземной внеуличной транспортной инфраструктуры крупных городов и территорий.

Результаты указанных исследований были обобщены в монографии [2], подготовленной сотрудниками университета, и в монографии [3], подготовленной сотрудниками университета в содружестве с исследователями Донского государственного технического университета и Брянского автомобильного завода.

В 2019 году университет стал патентообладателем имущественных прав на ряд защищенных патентами Российской Федерации технических решений по тем индексам Международной патентной классификации, которые являются приоритетными в рамках Стратегии научно-технологического развития Российской Федерации [4] и определяют эффективность выполнения Национального проекта «Наука» [5].

2. Результаты научных исследований в области транспортно-логистических технологий с применением транспортно-технологических машин

Актуальность научных разработок новых эффективных конструкций и технологий применения в урбанизированной среде транспортно-технологических машин, оснащенных манипуляционным оборудованием, определяется весьма широким использованием данного вида оборудования. Манипуляционным съемным технологическим оборудованием, как правило, оснащаются различные типы автотранспортных средств и специализированных машин для жилищно-коммунального комплекса и социальной сферы (грузовые машины, краны-манипуляторы, экскаваторы, подъемники, бурильные установки, манипуляторы мусоровозов, дорожно-коммунальных машин, машин по комплексному об-

служиванию высотных зданий и сооружений и др.) [6]. Исследования выполнялись при поддержке Российского научного фонда по проекту №17-79-10274 под руководством д-ра техн. наук И.А. Лагерева.

Сотрудниками университета была предложена новая конструкция энергоэффективной крано-манипуляторной установки для мобильных транспортно-технологических машин, защищенная патентом № 189827 Российской Федерации [7], а также проведено исследование ее эксплуатационных характеристик в сравнении с аналогичными конструкциями существующих трехзвенных крано-манипуляторных установок [8].

Разработанная конструкция позволяет исключить объективный недостаток конструктивной компоновки существующих механизмов возвратно-поворотного движения звеньев шарнирно-сочлененных манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических установок. Указанный недостаток заключается в том, что нерациональная (с точки зрения направления действия эксплуатационных нагрузок) ориентация продольной оси штока силового гидроцилиндра по отношению к вертикальному направлению действия статических весовых нагрузок от веса транспортируемого груза и собственного веса металлоконструкции крана-манипулятора вызывает повышенную нагруженность металлоконструкции. Улучшенная компоновка, предложенная в [8], позволяет уменьшить величину движущей силы, которую должен развивать силовой гидроцилиндр механизма движения звена манипуляционной системы при выполнении этим звеном необходимого возвратно-поворотного движения с паспортной скоростью. Уменьшение необходимой величины движущей силы позволяет использовать гидроцилиндры меньшего типоразмера с меньшим внутренним диаметром цилиндра, что приводит к снижению объемного расхода рабочей жидкости и, таким образом, к повышению энергоэффективности гидравлического привода крана-манипулятора за счет уменьшения мощности его насосной станции.

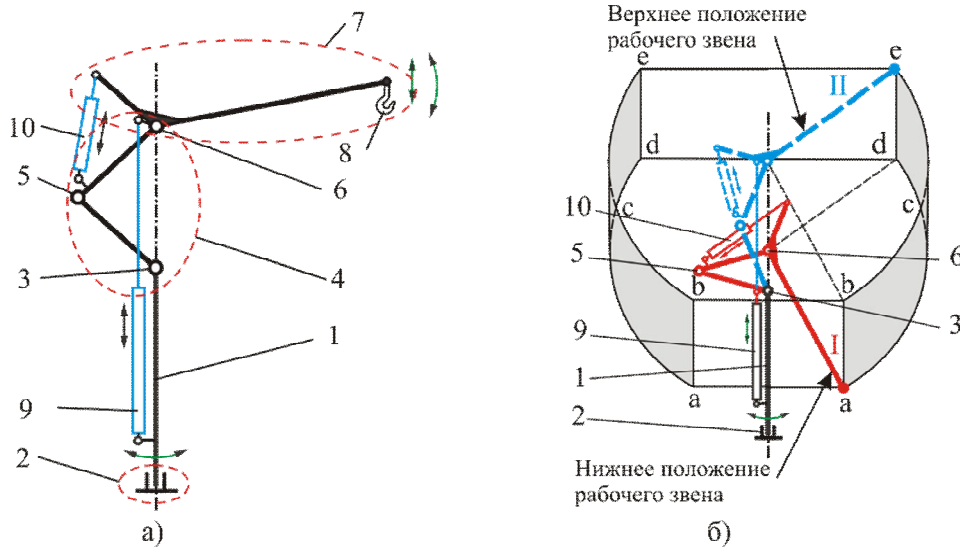


Рис. 1. Энергоэффективная крано-манипуляторная установка для мобильных транспортно-технологических машин [8]: а – кинематическая схема; б – рабочая зона (1 - опорно-поворотная конструкция; 2 – основание; 3 - шарнирное соединение; 4 – корневая секция стрелы; 5, 6 - шарнирное соединение; 7 – концевая секция стрелы; 8 - грузозахватный орган; 9, 10 - гидроцилиндр)

Оценка энергоэффективности конструкции рассматриваемой манипуляционной системы была выполнена на основе результатов сравнительного анализа экономических показателей ее работы и работы манипуляционной системы традиционной конструкции мобильной энергетической машины АСТ-4-А для сварки магистральных трубопроводов [9]. Расчеты показывают, что использование крана-манипулятора предложенной конструкции позволяет в 6 раз снизить мощность силового гидроцилиндра механизма подъема стрелы и существенно уменьшить суммарную мощность крановой гидростанции с 33 до 22 кВт, вследствие чего при выполнении работ равной интенсивности экономия электроэнергии достигает 33 %.

Проблема повышения энергоэффективности транспортно-технологических машин, оснащенных манипуляционными системами, решалась также в ходе моделирования и анализа нестационарных рабочих процессов, протекающих в гидравлических приводах крано-манипуляторных установок в процессе их эксплуатации [10-14].

В работах [10, 11, 13, 15] представлены математические модели, позволяющие проводить компьютерное моделирование нестационарных рабочих процессов при раздель-

ном и совместном движении звеньев шарнирно-сочлененных манипуляционных систем гидрофицированных мобильных транспортно-технологических машин и комплексов при дроссельном и частотном способах регулирования их гидроприводов. В основу математических моделей был положен подход, сформулированный ранее в БГУ им. акад. И.Г. Петровского и основанный на представлении гидросистем машин в виде структурно-функциональных схем специальной структуры [16]. На рис. 2 приведены указанные схемы для рассматриваемых способов регулирования гидропривода и видов движения звеньев манипуляционной системы.

Разработанные математические модели позволяют выполнить компьютерное моделирование кинематики и динамики элементов металлоконструкции манипуляционных систем и гидродинамических рабочих процессов в гидроприводе как совместно протекающих и взаимовлияющих процессов. Модели формируются из систем дифференциальных уравнений 1-го порядка относительно искомой величины – объема расхода рабочей жидкости через гидродвигатели линейного или поворотного движения с начальными условиями и совокупности алгебраических уравнений для расчета основных гидродина-

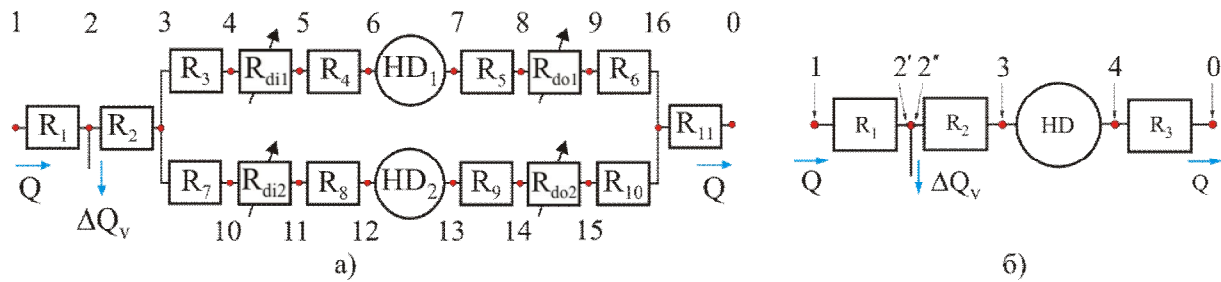


Рис. 2. Структурно-функциональные схемы гидроприводов:
а – дроссельное регулирование, совместное движение звеньев [10];
б – частотное регулирование, раздельное движение звеньев [11]

мических параметров (давлений и объемных расходов рабочей жидкости) во всех характерных точках гидросистемы, начиная от выхода из гидронасоса и кончая входом в гидробак.

В связи с высокой вычислительной сложностью расчетов, все математические модели были реализованы в виде компьютерных программ [2, 17], правообладателем которых является БГУ им. акад. И.Г. Петровского. Вследствие универсального характера использованных структурно-функциональных схем созданные компьютерные программы пригодны для моделирования рабочих динамических и гидродинамических процессов в гидроприводах различного конструктивного исполнения применительно к любым типам транспортно-технологических машин. Программы позволяют выполнить расчет изменения во времени перемещения, скорости и ускорения движущегося звена манипуляционной системы, давления и объемного расхода рабочей жидкости в характерных точках гидросистемы и ряда других параметров.

Анализ работы крано-манипуляторных установок транспортно-технологических машин при различных видах регулирования их гидроприводов в условиях раздельного и совместного движения звеньев показал, что вид закона регулирования частоты вращения вала объемного насоса и его количественные характеристики оказывают определяющее воздействие на вид и количественные характеристики графиков изменения во времени кинематических и гидравлических параметров процесса перемещения звеньев манипуляционных систем. Были сформулированы критерии качества регулирования, позволяющие обеспечить благоприятные параметры

движения (отсутствие динамической неустойчивости движения) с учетом величины действующих эксплуатационных нагрузок и конструктивных размеров звеньев [12]. Применительно к учету отдельного критерия качества – минимального времени отработки движения – была разработана математическая модель однокритериальной условной оптимизации. Она позволяет синтезировать законы частотного регулирования, обеспечивающие наибольшее быстродействие отработки движения звеньями манипуляционной системы и, таким образом, повышающие производительность работы транспортно-технологических машин. Было установлено, что наиболее благоприятной формой закона изменения частоты вращения вала регулируемого объемного насоса является S-образная форма. Проведенные исследования позволили сформулировать в [2, 12] практические рекомендации по синтезу оптимальных законов дроссельного и частотного регулирования объемных насосов, обеспечивающих достижение требуемых количественных показателей энергоэффективности работы механизмов движения звеньев.

Приоритетным направлением исследований продолжало оставаться оптимальное проектирование манипуляционных систем транспортно-технологических машин, позволяющее эффективно выявлять резервы повышения показателей качества проектируемых и эксплуатируемых конструкций и обеспечивающее получение высоких показателей их экономичности и энергоэффективности. В русле этих исследований были разработаны оптимизационные математические модели и методики многокритериального выбора основных конструктивных и силовых

характеристик гидравлических трехзвенных кранов-манипуляторов (рис. 3), обеспечивающего совместную минимизацию таких показателей качества манипуляционной системы, как ее полная масса, суммарная масса

звеньев и мощность гидравлической насосной установки [14]. Расчетные методики были реализованы в виде компьютерной программы [18], правообладателем которой является БГУ им. акад. И.Г. Петровского.

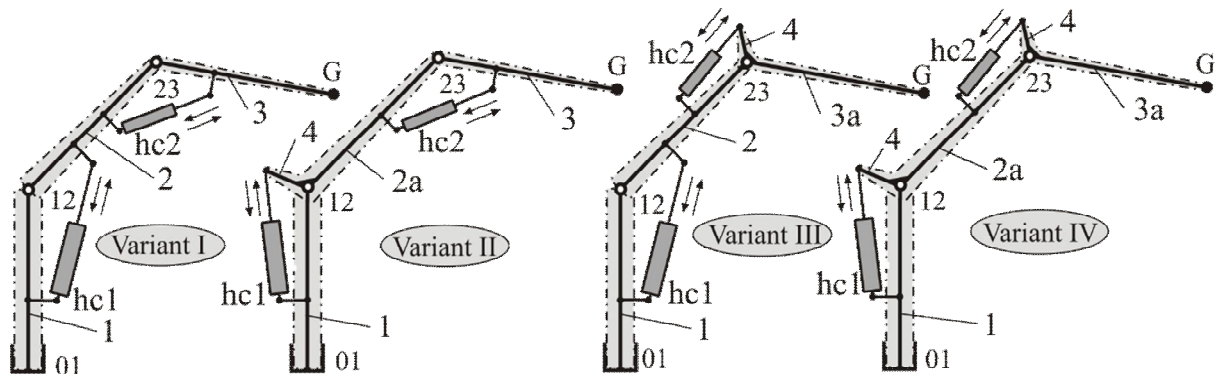


Рис. 3. Оптимизируемые варианты конструкций трехзвенных кранов-манипуляторов [14]

На основании выполненных оптимизационных расчетов и сравнения их результатов с характеристиками реальных, выпускаемых отечественной промышленностью трехзвенных кранов-манипуляторов была установлена целесообразность использования оптимизационных подходов к определению основных конструктивных размеров кинематической схемы совместно с параметрами гидравлического привода на предпроектной стадии разработки манипуляционной системы мобильной машины. Предпроектная оптимизация позволяет комплексно определить оптимальное сочетание достаточно большого числа базовых проектных параметров – характерных конструктивных размеров металлоконструкции манипуляционной системы (длин и габаритных размеров поперечных сечений звеньев, присоединительных размеров для гидравлических двигателей) и характеристик гидропривода (рабочего давления и расхода рабочей жидкости). Такой подход перспективен тем, что позволяет исходно заложить в подлежащую дальнейшему проектированию конструкцию оптимальные значения ее наиболее значимых параметров, определяющих получение максимально высоких значений технических характеристик спроектированного крана-манипулятора.

Распространенным дефектом шарнирно-сочлененной металлоконструкции манипуляционных систем в процессе эксплуатации

транспортно-технологических машин является износ контактных элементов шарниров и формирование повышенных зазоров [19]. Они оказывают существенное негативное влияние на кинематику, динамику и напряженно-деформированное состояние металлоконструкции манипуляторов: пиковые значения динамических напряжений могут превышать номинальные значения в 5...6 раз, а линейное ускорение перемещаемого груза может скачкообразно достигать 18...20 м/с² [20]. С целью снижения динамической нагруженности кранов-манипуляторов в [21, 22] был проведен анализ влияния сил сопротивления, создаваемых вязко-упругими демпферами в цилиндрических шарнирах, на эффективность демпфирования колебаний металлоконструкции в процессе эксплуатации. Конструкция шарнирных демпферов (рис. 4) защищена патентом Российской Федерации № 165377 [23], патентообладателем которого является БГУ им. акад. И.Г. Петровского.

В ходе исследований была сформирована математическая модель совместной работы цилиндрического шарнира с повышенным зазором и вязко-упругого демпфера. Показано, что основная роль сил вязкого сопротивления заключается в диссипации энергии колебательного поворотного движения смежных звеньев манипулятора вследствие колебательного смещения шарнирного пальца в пределах зазора в шарнире вплоть до полно-

го затухания колебаний. На основе компьютерного моделирования применительно к трехзвенному манипулятору конкретной транспортно-технологической машины был выполнен количественный анализ эффектив-

ности снижения динамической нагруженности металлоконструкции, были определены соотношения связи характеристик динамических процессов с техническими параметрами шарнирных демпферов.

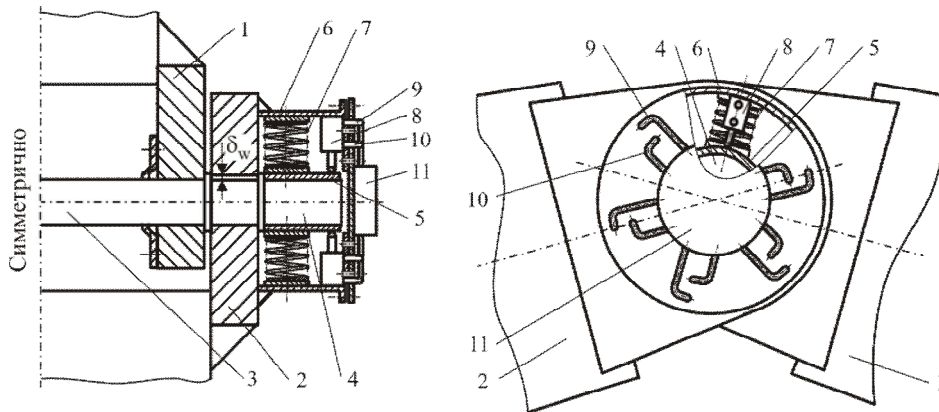


Рис. 4. Шарнир манипулятора с вязко-упругим шарнирным демпфером [23]

(1, 2 – смежные звенья; 3 – шарнирный палец; 4 – хвостовик; 5 – металлическая втулка; 6 – корпус демпфера; 7 – упругий амортизирующий элемент; 8 – тормозной гидроцилиндр; 9 – рабочий трубопровод; 10 – обратный трубопровод; 11 – блок гидравлических сопротивлений)

3. Результаты научных исследований в области канатных транспортно-логистических технологий и оборудования

Актуальность научных исследований в области канатных транспортно-логистических технологий и оборудования обусловлена тем, что такие технологии, являясь одной из разновидностей интеллектуальных транспортных систем урбанизированной среды, рассматриваются в настоящее время в качестве ключевого компонента современного умного города (smart city) – умной мобильности (smart mobility) [24].

В 2019 году исследователями БГУ им. акад. И.Г. Петровского были получены новые научно-практические результаты, связанные с оптимальным проектированием линий общественного пассажирского и грузового канатного транспорта в условиях сложных рельефных и инфраструктурных особенностей городской среды [25-28].

Подвесные канатные дороги являются эффективной альтернативой традиционным видам наземного общественного транспорта в мегаполисах и крупных городах, так как относятся к внеуличному виду интеллектуальных транспортных систем. Однако строи-

тельство пассажирских канатных дорог в городских условиях является сложной технической и экономической задачей и требует вложения значительных финансовых ресурсов [29, 30]. Был разработан метод проектирования пассажирской канатной дороги, обеспечивающего снижение стоимости ее строительства, с учетом отдельных составляющих затрат на строительство. Также было показано, что основное влияние на стоимость канатной дороги оказывают шаг установки и высота промежуточных опор, усилие натяжения несущих канатов. В [26] сформулирована и решена задача условной нелинейной оптимизации указанных факторов, обеспечивающая получение минимальной стоимости линии канатной дороги, универсальная расчетная схема которой приведена на рис. 5. Задача оптимизации решалась с учетом возможных ограничений на прокладку линии канатной дороги в условиях сильно урбанизированной городской среды (учитываются рельеф местности, размещение объектов городской инфраструктуры и архитектуры, высотные характеристики городской застройки, технические характеристики канатов и др.). Использование результатов решения данной оптимизационной задачи позволяет существенно удешевить строитель-

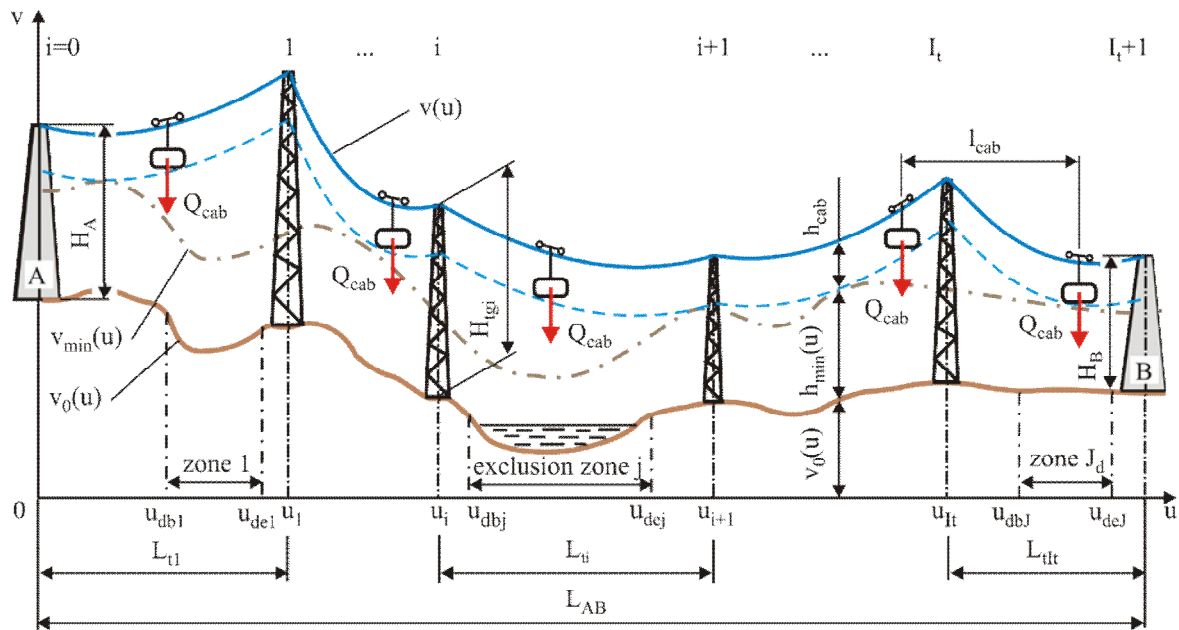


Рис. 5. Универсальная расчетная схема линии пассажирской подвесной канатной дороги [26]

ство пассажирских подвесных канатных дорог в урбанизированной среде мегаполисов и крупных городов.

Для интенсивно формирующихся в XXI веке крупных урбанистических образований типа городских конурбаций и агломераций [3], характеризующихся высокой степенью глобализации всех сторон социально-экономической деятельности на основе цифровых технологий, по-новому следует взглянуть и на грузовые подвесные канатные дороги. В указанных условиях они становятся перспективным видом внеуличного транспорта для грузовых перевозок между складскими погрузочно-разгрузочными кластерами и распределительными терминалами, так как позволяют существенно уменьшить парк необходимых перевозочных автотранспортных средств, снизить нагрузку на городскую транспортную сеть и объем токсичных газообразных и твердых выбросов в окружающую среду. Поэтому новым направлением научных исследований в БГУ им. акад. И.Г. Петровского стали исследования, направленные на разработку методов оптимального проектирования одно- и двухканатных грузовых канатных дорог циклического типа с повышенной протяженностью трассы. Для них, как и для пассажирских канатных дорог, основное влияние на стоимость строительства оказывают шаг расположения и высота

промежуточных опор, усилие натяжения несущих тяговых канатов. В [27, 28] была сформулирована и решена задача условной нелинейной оптимизации указанных факторов, обеспечивающая получение минимальной стоимости канатной дороги при различной проектной производительности до 600 т/ч. На основе анализа результатов выполненных расчетов были выявлены закономерности изменения оптимальных параметров промежуточных опор и несущих тяговых канатов при изменении проектной производительности дороги.

Перспективным видом транспортных систем для перевозки грузов и пассажиров в условиях труднодоступной или необорудованной местности являются мобильные канатные комплексы, технологическое оборудование которых установлено на грузовых автомобилях, спецшасси или иных транспортных средствах повышенной грузоподъемности и проходимости [3]. Общая схема мобильной канатной дороги приведена на рис. 6 [31]. Подобные транспортные системы могут быть использованы при строительстве объектов нефте- и газотранспортных систем, ликвидации последствий стихийных бедствий, при освоении труднодоступных и арктических земель.

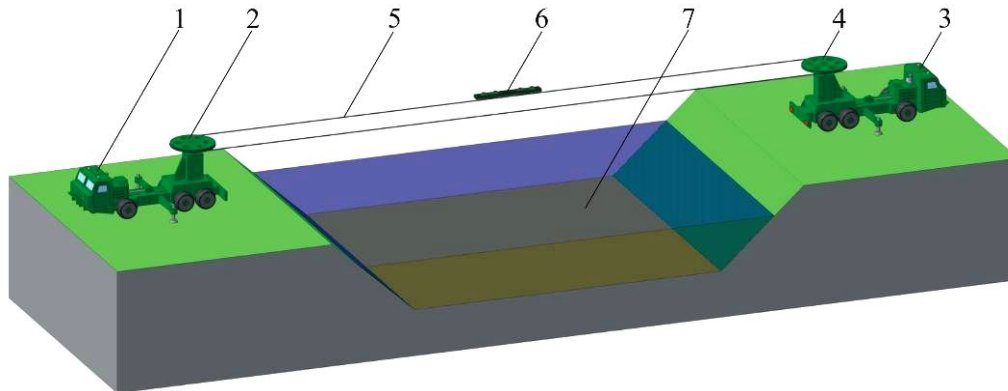


Рис. 6. Схема мобильной канатной дороги [31]

(1 – приводная базовая станция на базе специального колесного шасси; 2 – приводной шкив канатной дороги с приводом; 3 – неприводная базовая станция на базе специального колесного шасси; 4 – неприводной шкив канатной дороги с механизмом натяжения каната; 5 – кольцевой тягово-приводной канат; 6 – каретка для подвески груза; 7 – преодолеваемое препятствие)

Создание мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов практически только началось буквально в последние годы и поэтому в этом вопросе разработки исследователей БГУ им. акад. И.Г. Петровского [31-35], позволяющие дать научно обоснованные технико-экономические и технологические решения при проектировании и эксплуатации подобного типа машин, занимают лидирующие позиции. В работе [31] была предложена концепция создания грузо-пассажирских мобильных канатных дорог, оборудование которых смонтировано на специальных колесных шасси. Также сформулированы и подробно рассмотрены требования к составу и требуемым техническим характеристикам технологического оборудования. В составе данного оборудования важное место занимают манипуляционные системы, разрабатываемые в университете. Одновременно предложена классификация мобильных канатных комплексов, основанная на учете взаимных возможных сочетаний вида движения (циклического или маятникового) и функционального назначения канатов (тяговых, несущих или несуще-тяговых). Предложенная концепция была конкретизирована при создании комплексной математической модели [32, 33], позволяющей исследовать рабочие процессы мобильных канатных дорог, оборудование которых смонтировано на шасси различного типа. Комплексная математическая модель включает в себя ряд

взаимосвязанных подмоделей, с помощью которых моделируются рабочие процессы отдельных элементов рассматриваемой системы (рис. 7): подмодели деформируемого опорного основания, базового шасси, канатной системы, грузовой кабины с подвеской. Подмодели связаны между собой совместными параметрами, что позволяет учитывать при моделировании наличие обратных связей между подсистемами.

Основным направлением дальнейших исследований является разработка и совершенствование отдельных математических подмоделей комплексной модели, а также поиск с помощью комплексной модели количественных и качественных особенностей работы мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов в различных эксплуатационных режимах.

В рамках формирования математической модели оборудования канатной дороги были разработаны математическая модель гидропривода и реализующая ее компьютерная программа [12], а также математические модели расчета запаса общей устойчивости и прогнозирования процесса потери общей устойчивости базовыми колесными станциями [36, 37].

На модели гидропривода основано проведение компьютерного моделирования процессов изменения во времени таких основных технических характеристик гидропривода, как давления и объемные расходы ра-

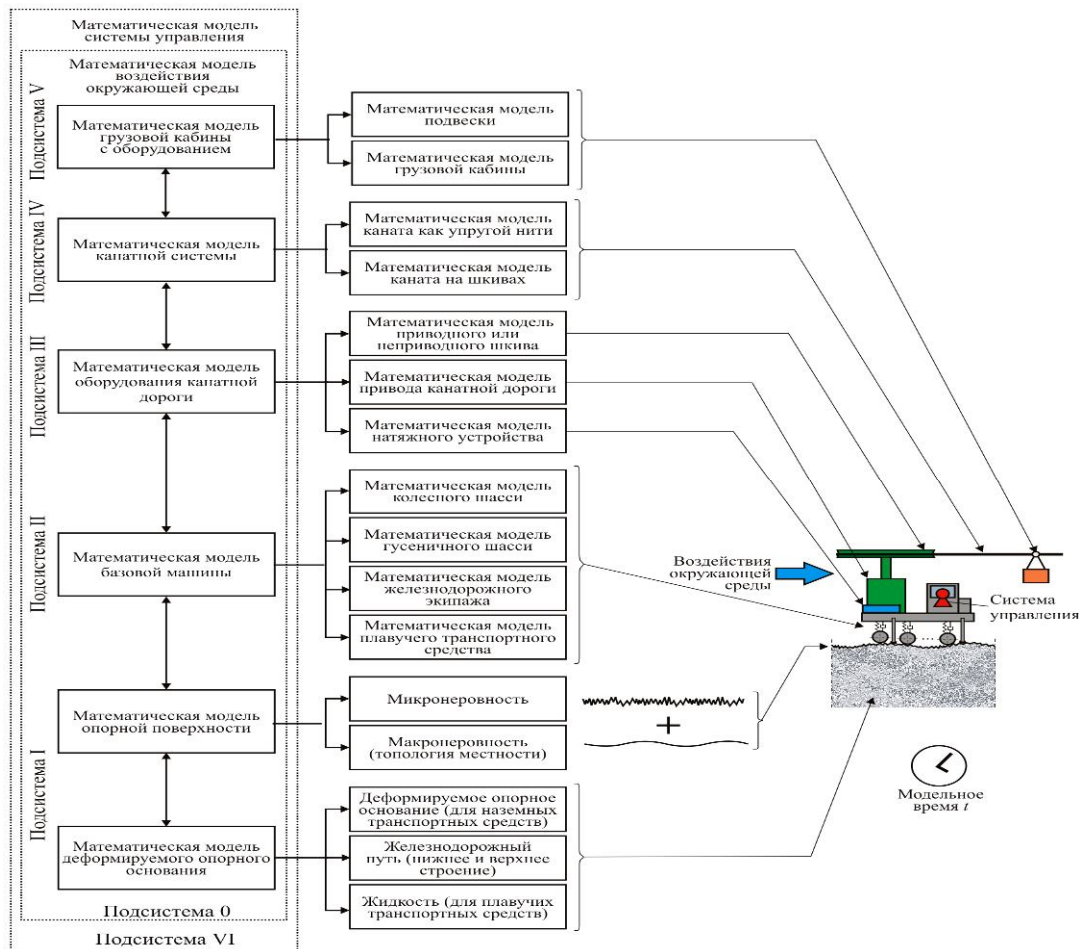


Рис. 7. Комплексная математическая модель мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов [32]

бочей 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 канатов (пройденного расстояния, линейной скорости и ускорения, требуемой мощности, преодолеваемых эксплуатационных нагрузок) 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.

Модель расчета запаса общей устойчивости колесных базовых станций позволила выполнить сравнительный анализ вариантов размещения ауригеров и анкерных опор на шасси базовых машин и выявить возможности ауригеров различного конструктивного исполнения по компенсации воздействия горизонтальных и вертикальных эксплуатаци-

онных нагрузок. Предложенные расчетные зависимости [37] позволяют произвести предварительную количественную оценку запаса общей устойчивости базовой станции мобильной канатной дороги в продольном и поперечном направлении. На конструкцию ауригера со встроенным анкерным устройством был получен патент № 186456 Российской Федерации [38], патентообладателем которого является БГУ им. акад. И.Г. Петровского. Модель прогнозирования процесса потери общей устойчивости базовыми колесными станциями была построена с учетом взаимодействия анкерного устройства с грунтом в рамках динамической системы «груз – манипуляционная система – базовое шасси – выносная опора – анкерное устройство – опорное основание». Она учитывает возможные варианты начального уплотнения грунта в районе внедрения анкерного устройства ауригера, что вызывает измене-

ние его жесткостных характеристик, учитываемых при моделировании.

4. Заключение

Для проводимых в Брянском государственном университете имени академика И.Г. Петровского научных исследований продолжает реализовываться традиционный подход, основанный на тесном сочетании конструкторских решений новых объектов промышленной собственности и их теоретического анализа на базе разработки соответ-

ствующих математических моделей и расчетных компьютерных программ.

Такой подход оказывается плодотворным с точки зрения разработки взаимосвязанных транспортно-логистических технологий в сфере машиностроения и транспорта, позволяет получать научно обоснованные технические решения применительно к манипуляционным системам мобильных транспортно-технологических машин, пассажирских и грузовых подвесных канатных дорог и мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов.

Список литературы

1. Научный сайт БГУ имени академика И.Г. Петровского. Режим доступа: <http://nauka-brgu.ru/> (дата обращения 22.12.2019).
2. Лагерев А.В., Лагерев И.А. Современная теория манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов. Моделирование рабочих процессов и проектирование элементов гидродвижения. Брянск: РИСО БГУ, 2019. 201 с. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.3268490>
3. Короткий А.А., Лагерев А.В., Месхи Б.Ч., Лагерев И.А., Панфилов А.В., Таричко В.И. Транспортно-логистические технологии и машины для цифровой урбанизированной среды. Ростов-на-Дону: ДГТУ, 2019. – 268 с. DOI: <http://doi.org/10.5281/zenodo.3551132>
4. Стратегия научно-технологического развития Российской Федерации: утв. распоряжением Правительства Российской Федерации от 24.06.2017 №1325-р. Режим доступа: <http://government.ru/docs/28270/> (дата обращения 22.12.2019).
5. Паспорт Национального проекта «Наука»: утв. президиумом Совета при Президенте Российской Федерации по стратегическому развитию и национальным проектам; протокол от 03.09.2018 № 10. Режим доступа: <http://government.ru/projects/selection/740/35565/> (дата обращения 22.12.2019).
6. Лагерев И.А., Лагерев А.В. Современная теория манипуляционных систем мобильных многоцелевых транспортно-технологических машин и комплексов. Конструкции и условия

References

1. Scientific site of the BSU named after Academician I.G. Petrovskii. Available at: <http://nauka-brgu.ru/> (In Russian)
2. Lagerev A.V., Lagerev I.A. *Sovremennaya teoriya manipulatsionnykh sistem mobilnykh mnogotselovykh transportno-tekhnologicheskikh mashin i kompleksov. Issledovanie rabochikh protsessov i proektirovanie elementov gidroprivoda* [Modern theory of manipulation systems of mobile multipurpose transport and technological machines and complexes. Research of working processes and design of hydraulic drive elements]. Bryansk, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, 2019. 201 p. ISBN 978-5-9734-0319-5. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.3268490> (In Russian)
3. Korotkiy A.A., Lagerev A.V., Meskhi B.Ch., Lagerev I.A., Panfilov A.V., Tarichko V.I. *Transportno-logisticheskie tekhnologii i mashiny dlya tsifrovoy urbanizirovannoy sredy* [Transport and logistics technologies and machines for the digital urban environment]. Rostov-on-Don, Don State Technical University, 2019. 268 p. DOI: <http://doi.org/10.5281/zenodo.3551132>
4. *Strategiya nauchno-tekhnologicheskogo razvitiya Rossiyskoy Federatsii* (Strategy for scientific and technological development of the Russian Federation). Available at: <http://government.ru/docs/28270/> (In Russian) (22.12.2019).
5. *Pasport Natsionalnogo proekta «Наука»*

- эксплуатации. Брянск: РИО БГУ, 2018. 190 с. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1294622>
7. Гидравлический кран-манипулятор мобильной машины / Лагерев А.В., Лагерев И.А. Патент РФ на полезную модель № 189827. Заявл. 13.03.2019. Опубл. 05.06.2019. Бюл. № 16.
8. Лагерев А.В., Лагерев И.А. Конструкция и оценка эксплуатационных характеристик энергоэффективной крано-манипуляторной установки для мобильных транспортно-технологических машин // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. №4. С. 450-461. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-450-461
9. Лагерев А.В., Лагерев И.А. Оптимизация конструкции крана-манипулятора машины для сварки магистральных трубопроводов при модернизации // Подъемно-транспортное дело. 2013. № 1. С. 4-6
10. Лагерев А.В., Лагерев И.А. Моделирование рабочих процессов в дроссельно-регулируемом гидроприводе манипуляционных систем мобильных машин при совместном движении звеньев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. №1. С. 59-82. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2019-05-01-59-82>
11. Лагерев А.В., Лагерев 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/10.22281/2413-9920-2019-05-02-187-209>
12. Лагерев А.В., Лагерев И.А. Синтез оптимальных законов частотного регулирования гидропривода манипуляционных систем мобильных машин // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. №3. С. 328-350. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2019-05-03-328-350>
13. Lagerev I.A., Lagerev A.V. Research of Dynamics of Hydraulic Loader Crane in Case of Conjoint Movement of Sections // Proceedings of the 4th International Conference on Industrial ka» (Passport of the National Project "Science"). Available at: <http://government.ru/projects/selection/740/35565/> (In Russian) (22.12.2019).
6. 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)
7. Patent RU 189827, B66C 23/16. *Gidravlicheskiy kran-manipulator 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)
8. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Design and evaluation of operational characteristics of energy efficient crane-manipulator installation for mobile transport-technological machines. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.4, pp. 450-461. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-450-461 (In Russian)
9. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Trunk pipeline welding machine crane-manipulator optimization during its modernization. *Podyemno-transportnoe delo*, 2013, No.1, pp. 4-7. (In Russian)
10. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Modeling of working processes in the throttle-adjustable hydraulic drive of manipulation systems with conjoint movement of links during operation of mobile machines. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.1, pp. 59-82. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2019-05-01-59-82> (In Russian)
11. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Modeling of working processes in the frequency-adjustable hydraulic drive of manipulation systems with separate movement of links dur-

- Engineering (ICIE 2018), 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-319-95630-5_246
14. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Optimization of Design and Power Characteristics of Hydraulically-Driven Three-Section Loader Cranes // *J. of Engineering Science and Technology Review*. 2019. Vol. 12. No. 3. P. 64-72. DOI: <https://doi.org/10.25103/jestr.123.09>
15. Лагереv И.А., Химич А.В. Моделирование рабочих процессов в гидроприводе стрелы крана-манипулятора // Научному прогрессу – творчество молодых: материалы Международной научной студенческой конференции по естественнонаучным и техническим дисциплинам. Йошкар-Ола: ПГТУ, 2019. Ч. 1. С. 150-152.
16. 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>
17. Лагереv А.В., Лагереv И.А. Моделирование дроссельно-регулируемого гидропривода манипуляционной системы мобильной машины при совместном движении звеньев: свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2018666946. Зарегистрир. в Реестре программ для ЭВМ 25.12.2018.
18. Лагереv А.В., Лагереv И.А. Предпроектная оптимизация манипуляционной системы мобильной машины: свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2017663317. Зарегистрир. в Реестре программ для ЭВМ 28.11.2017.
19. Лагереv И.А., Мильто А.А., Лагереv А.В. Снижение ударной нагрузки, вызываемой люфтом в шарнирных соединениях звеньев крано-манипуляторных установок // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2015. № 2. С. 37-43. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1198382>
20. Лагереv И.А., Мильто А.А., Лагереv А.В. Эффективность упругого демпфирования в шарнирных соединениях стрел крано-манипуляторных установок при повышенных зазорах // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2016. ing operation of mobile machines. *Nauchno-tekhnicheskiiy 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)
12. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Synthesis of optimal laws for frequency-adjustable hydraulic drives of manipulation systems of mobile machines. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.3, pp. 328-359. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2019-05-03-328-350> (In Russian)
13. Lagerev I.A., Lagerev A.V. (2019) Research of Dynamics of Hydraulic Loader Crane in Case of Conjoint Movement of Sections. In: Radionov A., Kravchenko O., Guzeev V., Rozhdestvenskiy Y. (eds) Proceedings of the 4th International Conference on Industrial Engineering. ICIE 2018. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-319-95630-5_246
14. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Optimization of Design and Power Characteristics of Hydraulically-Driven Three-Section Loader Cranes. *J. of Engineering Science and Technology Review (JESTR)*, 2019, Vol. 12, No. 3, pp. 64-72. DOI: <https://doi.org/10.25103/jestr.123.09>
15. Lagerev I.A., Khimich A.V. *Modelirovanie rabochikh protsessov v gidroprivoде strely kрана-mанипулятора* (Modeling of working processes in the hydraulic drive of the boom of a crane-manipulator). Materialy Mezhdunar. nauchn. studencheskoy konf. po estestvennonauchnym i tekhnicheskim distsiplinam “Nauchnomu progressu – tvorchestvo molodykh”, Yoshkar-Ola, PGU, 2019, Part 1, pp. 150-152.
16. Lagerev I.A. *Modelirovanie rabochikh protsessov manipulyatsionnykh sistem mobilnykh mnogotselovykh transportno-tekhnologicheskikh mashin i kompleksov* [Modeling of work processes in manipulation systems for mobile multi-purpose transport and technological machines and complexes]. Bryansk, RIO BГУ, 2016. 371 p. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1198980> (In Russian)

№1. С. 18-36.

DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.11984>

21. Lagerev, A.V., Lagerev, I.A. Impact of Viscoelastic Hinged Dampers on Formation of the Stress State of Mobile Machine Manipulators, *International Review on Modelling and Simulations*, 2019, Vol. 12, No. 2, pp. 103-112. DOI: <https://doi.org/10.15866/iremos.v12i2.16185>

22. Лагереv А.В. Влияние износа цилиндрических шарниров на кинетику динамической нагруженности шарнирно-сочлененных стрел кранов-манипуляторов / *Мат. Междунар. научно-техн. конф., Тюмень. – Тюмень: ТИУ, 2019. – С. 119-124.*

23. Устройство для соединения секций грузоподъемной стрелы крано-манипуляторной установки / Лагереv И.А., Ковальский В.Ф., Мильто А.А., Лагереv А.В. Патент РФ на полезную модель № 165377. Заявл. 27.04.2016. Опубл. 20.10.2016. Бюл. № 29. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1307459>

24. Умный город – концепция, технологии, перспективы развития. Режим доступа: <https://robo-sapiens.ru/stati/umnyi-gorod/> (дата обращения 22.12.2019).

25. Панфилов А.В., Короткий А.А., Панфилова Э.А., Лагереv И.А. Развитие транспортной инфраструктуры городской мобильности на основе технологий канатного метро // *Техника и технология транспорта*. 2019. № S13. С. 64.

26. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Design of Passenger Aerial Ropeway for Urban Environment // *Urban Rail Transit*. 2019. Vol.5. № 1. P. 17-28. DOI: <https://doi.org/10.1007/s40864-018-0099-z>

27. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Tarichko V.I. Impact of design capacity on optimal parameters of freight aerial mono-cable cableways. *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science* 378 (2019) 012063 (Int. Conf. on Innovations and Prospects of Development of Mining Machinery and Electrical Engineering 2019 24–27 April 2019, Saint-Petersburg Mining University, Saint-Petersburg, Russia). DOI: <https://doi.org/10.1088/1755-1315/378/1/012063>

28. Лагереv А.В., Таричко В.И., Лагереv И.А. Определение оптимальных параметров грузовых подвесных канатных дорог с различной проектной производительностью //

† 17. Lagerev A.V., Lagerev I.A. *Modelirovanie drosselno-reguliruemogo gidroprivoda manipulyatsionnoy sistemy mobilnoy mashiny pri sovmestnom dvizhenii zvenev. Svidetelstvo o gosudarstvennoy registratsii programm dlya EVM* [Modeling of the throttle-adjustable hydraulic drive of the manipulation system of the mobile machine during the joint movement of links]. The Certificate on official registration of the computer program]. No. 2018666946, 2018. (In Russian)

† 18. Lagerev A.V., Lagerev I.A. *Predproektnaya optimizatsiya manipulyatsionnoy sistemy mobilnoy mashiny* [Pre-optimization of the manipulator of the mobile machine. The Certificate on official registration of the computer program]. No. 2017663317, 2017. (In Russian)

† 19. Lagerev I.A., Milto A.A., Lagerev A.V. Reducing the impact load arising from the looseness in joints of articulating cranes. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2015, No.2, pp. 37-43.

† DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1198382> (In Russian)

† 20. Lagerev I.A., Milto A.A., Lagerev A.V. Effectiveness of elastic damping in the pivot joints of cargo boom of crane-manipulating installations at large gaps. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No.1, pp. 18-36.

† DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1198446> (In Russian)

† 21. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Impact of Viscoelastic Hinged Dampers on Formation of the Stress State of Mobile Machine Manipulators. *International Review on Modelling and Simulations (IREMOS)*, 2019, Vol. 12, No. 2, pp. 103-112. DOI: <https://doi.org/10.15866/iremos.v12i2.16185>

† 22. Lagerev A.V. Influence of wearing of cylindrical hinges on the kinetics of dynamic loading of articulating booms of crane-manipulators. *Materialy Mezhdunar. nauchno-tekhn. konf. "Nazemnye transportno-tekhnologicheskie komplekсы i sredstva"* [Proceedings of the Int. Scientific and Technical Conference "Ground transportation-

- Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2019. № 10. С. 443-451.
DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.355820>
29. Короткий А.А., Лагерев А.В., Месхи Б.Ч., Лагерев И.А., Панфилов А.В. Развитие транспортной инфраструктуры крупных городов и территорий на основе технологии канатного метро. Ростов-на-Дону: ДГТУ, 2017. 344 с.
DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1311913>
30. Лагерев А.В., Лагерев 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>
31. Таричко В.И., Лагерев И.А. Концепция создания мобильных канатных дорог на базе специальных колесных шасси // Сборник материалов Всероссийской научно-практической конференции «Инновационное развитие подъемно-транспортной техники». – Брянск: БГТУ, 2019.
32. Таричко В.И., Лагерев И.А. Комплексная математическая модель для исследования рабочих процессов мобильных канатных дорог // Сборник материалов XII Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов «Будущее машиностроения России». М: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2019. – С. 770-774.
33. Таричко В.И., Химич А.В. Комплексная математическая модель мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. № 4. С. 523-532. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-523-532
34. Лагерев И.А., Таричко В.И., Солдатчиков С.П., Игнатов Д.А. Создание экспериментального макета мобильной канатной дороги с использованием 3D-печати // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. №2. С. 221-230. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-221-230
35. Лагерев А.В., Таричко В.И., Лагерев И.А. Моделирование режимов работы гидроприводов с частотно-дрессельным регулированием мобильных транспортно-† technological complexes and facilities”].
† Tyumen, TIU, 2019, pp. 119-124. (In Russian)
† 23. Patent RU 165377. *Ustroystvo dlya*
† *soedineniya seksiy gruzopodemnoy strely kra-*
† *no-manipulyatornoy ustanovki* [Device for
† connecting sections hoisting boom crane-
† manipulator]. Lagerev I.A., Kovalskiy V.F.,
† Milto A.A., Lagerev A.V. Declared
† 27.04.2016. Published 20.10.2016. (In Russian)
† DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1307459>
† 24. *Umnyy gorod – kontseptsiya,*
† *tekhnologii, perspektivy razvitiya* (Smart city
† - concept, technology, development pro-
† spects). Available at: <https://robosapiens.ru/stati/umnyiy-gorod/> (22.12.2019).
† 25. Panfilov A.V., Korotkiy A.A., Pan-
† filova E.A., Lagerev I.A. Development of
† transport infrastructure of urban mobility on
† the basis of cable metro technologies. *Tekhnika i tekhnologia transporta*, 2019, No. S13,
† pp. 64.
† 26. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Design of
† Passenger Aerial Ropeway for Urban Envi-
† ronment. *Urban Rail Transit*, 2019, Vol.5,
† No.1, pp. 17-28. DOI:
† <https://doi.org/10.1007/s40864-018-0099-z>
† 27. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Tarichko
† V.I. Impact of design capacity on optimal pa-
† rameters of freight aerial mono-cable cable-
† ways. IOP Conf. Series: Earth and Environ-
† mental Science 378 (2019) 012063 (Int. Conf.
† on Innovations and Prospects of Development
† of Mining Machinery and Electrical Engi-
† neering 2019 24–27 April 2019, Saint-
† Petersburg Mining University, Saint-
† Petersburg) DOI: <https://doi.org/10.1088/1755-1315/378/1/012063>
† 28. Lagerev A.V., Tarichko V.I., Lagerev
† I.A. Determination of optimal parameters of
† freight aerial ropeway for various design ca-
† pacity. *Izvestiya Tulsogo gosudarstvennogo*
† *universiteta. Tekhnicheskie nauki*, 2019, No.
† 10, pp. 443-451. DOI:
† <https://doi.org/10.5281/zenodo.355820> (In
† Russian)
† 29. Korotkiy A.A., Lagerev A.V., Meskhi
† B.Ch., Lagerev I.A., Panfilov A.V. *Razvitie*
† *transportnoy infrastruktury krupnykh go-*
† *rodov i territoriy na osnove tekhnologii*
† *kanatnogo metro* [The development of

- перегрузочных канатных комплексов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2019. - №4. – С. 462-480. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-462-480
36. Лагереv И.А., Остроухов И.О., Химич А.В. Компьютерное моделирование процесса потери общей устойчивости мобильной машины, оснащенной стреловой манипуляционной системой // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. №1. С. 83-94. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2019-05-01-83-94>
37. Лагереv А.В., Таричко В.И., Солдатченков С.П. Обеспечение общей устойчивости базовых колесных станций мобильных канатных дорог // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2019. - №2. – С. 210-220. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2019-05-02-209-220>
38. Выносная опора мобильной грузоподъемной машины / Лагереv А.В., Лагереv И.А., Остроухов И.О. Патент РФ на полезную модель № 186456. Заявл. 17.10.18. Опубл. 21.01.19. Бюл. № 3. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.2550556>
- † 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)
- † 30. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Cable transport system “Kanatnoe metro” towers distance optimization. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2014, No.4, pp. 22-30. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1302237> (In Russian)
- † 31. Tarichko V.I., Lagerev I.A. Kontsepsiya sozdaniya mobilnykh kanatnykh dorog na baze specialnykh kolesnykh shassi. *Sbornik materialov Vseros. nauchno-prakt. konf. «Innovatsionnoe razvitie podemno-transportnoy tekhniki»*, Bryansk, BGTU, 2019. (In Russian)
- † 32. 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)
- † 33. Tarichko V.I., Khimich A.V. Comprehensive model of the mobile transport and overloading rope complex. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.4, pp. 523-532. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-523-532 (In Russian)
- † 34. Lagerev I.A., Tarichko V.I., Soldatchenkov S.P., Ignatov D.A. The experimental model creation of a mobile ropeway by 3D-printing. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.2, pp. 221-230. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-04-221-230 (In Russian)
- † 35. Lagerev A.V., Tarichko V.I., Lagerev I.A. Modeling operation modes of hydraulic drives with frequency-throttle regulation of mobile transport and overloading ropes complexes. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.4, pp. 462-480. DOI:

- ‡ 10.22281/2413-9920-2019-05-04-462-480 (In
‡ Russian)
- ‡ 36. Lagerev I.A., Ostroukhov I.O.,
‡ Khimitch A.V. Computer simulation of the
‡ general stability loss of the mobile transport
‡ and technological machines equipped with
‡ boom lift manipulator. *Nauchno-
‡ tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudar-
‡ stvennogo universiteta*, 2019, No.1, pp. 83-
‡ 94. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2019-05-01-83-94> (In Russian)
- ‡ 37. Lagerev A.V., Tarichko V.I., Sol-
‡ datchenkov S.P. General stability of a base
‡ vehicle of a mobile ropeway. *Nauchno-
‡ tekhnicheskij vestnik Bryanskogo gosudar-
‡ stvennogo universiteta*, 2019, No.2, pp. 210-
‡ 220. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2019-05-02-209-220> (In Russian)
- ‡ 38. Patent RU 186456, B66C 23/78. *Vy-
‡ nosnaya opora mobilnoy gruzopodemnoy
‡ mashiny* [Outrigger of mobile lifting ma-
‡ chine]. Lagerev A.V., Lagerev I.A., Ostrou-
‡ khov I.O. Declared 17.10.2018. Published
‡ 21.01.2019. (In Russian) DOI:
‡ <https://doi.org/10.5281/zenodo.2550556>

УДК (UDC) 629.1-44

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕЖИМОВ ДВИЖЕНИЯ МОБИЛЬНОЙ
ТРАНСПОРТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ МАШИНЫMOTION MODES SIMULATION
OF A MOBILE TRANSPORT AND TECHNOLOGICAL MACHINEТаричко В.И.¹, Лагереv И.А.², Черных А.А.²
Tarichko V.I.¹, Lagerev I.A.², Chernykh A.A.²¹ – АО «Брянский автомобильный завод» (Брянск, Россия)² – Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского (Брянск, Россия)¹ – Bryansk Automobile Plant JSC (Bryansk, Russian Federation)² – Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University (Bryansk, Russian Federation)

Аннотация. Величины действующих внешних нагрузок и воздействий на мобильную машину зависят от текущего режима движения и его параметров. В статье представлены подходы к имитационному моделированию режимов движения мобильной транспортно-технологической машины. Моделирование включает два этапа. На первом этапе с помощью имитационной модели определяются параметры режимов движения (порядок чередования различных режимов движения, скорости машины, продолжительность режимов) На втором этапе с помощью математической модели динамики исследуются рабочие процессы мобильной транспортно-технологической машины. Результаты моделирования представляют собой совокупность значений параметров движения, а также реализации процесса динамической нагруженности.

Ключевые слова: колесное шасси, грузовой автомобиль, режим движения, факторы нагруженности, имитационное моделирование.

Дата принятия к публикации: 11.12.2019
Дата публикации: 25.03.2020

Сведения об авторах:

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

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

ORCID: 0000-0002-0921-6831.

Черных Александр Андреевич – студент ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского», e-mail: ekzunt@mail.ru.

Abstract. The magnitude of the external loads and impacts on the mobile transport and technological machine depend on the current motion mode and its parameters. The article presents approaches to the simulation modeling of the motion modes of a mobile transport and technological machine. Modeling involves two stages. In the first stage, using simulation model are determined by parameters of the motion (a rotation of different modes of movement, machine speed, the duration of modes). In the second – with the help of mathematical model of dynamics examines the workflows of mobile transport technological machine. The results of the simulation are a set of values of the motion parameters, as well as the implementation of the dynamic loading process.

Keywords: wheeled chassis, truck, motion mode, load factors, simulation.

Date of acceptance for publication: 11.12.2019
Date of publication: 25.03.2020

Authors' information:

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

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

Alexandr A. Chernykh – Student, Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University, e-mail: ekzunt@mail.ru.

Благодарности

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

Acknowledgements

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

1. Введение

Имитационное моделирование факторов нагруженности является эффективным инструментом оценки внешних нагрузок и воздействий на технический объект [1, 2].

Имитационное моделирование может применяться для тестирования систем диагностики технического объекта, в том числе, с использованием технологий искусственного интеллекта. В этом случае имитационная модель объекта диагностики выступает в качестве его цифрового аналога и используется для выполнения моделирования нормальных рабочих процессов. Результаты имитационного моделирования используются для создания обучающей выборки для системы диагностики (нейросети). Искусственное искажение диагностических параметров позволяет смоделировать внештатные ситуации, что должно вызывать соответствующую реакцию системы диагностики [3, 4].

2. Алгоритм имитационного моделирования объекта исследования

Имитационное моделирование режимов движения мобильной транспортно-технологической машины выполняется с помощью разработанного программного модуля по следующему алгоритму.

На первом этапе методом статистических испытаний определяется последовательность чередования основных режимов движения мобильной транспортно-технологической машины. В работе рассматриваются следующие режимы – стоянка, разгон, движение с постоянной скоростью, притормаживание, полное служебное и экстренное торможение.

На втором этапе с использованием математической модели динамики мобильной транспортно-технологической машины для каждого режима движения проводится интегрирование уравнений движения, что по-

зволяет определить значения координаты x , скорости \dot{x} и ускорения \ddot{x} машины в любой момент модельного времени.

На третьем этапе в зависимости от значений x , \dot{x} и \ddot{x} вычисляются другие параметры мобильной транспортно-технологической машины. Для этого могут использоваться как детерминированные модели, так и метод статистических испытаний.

3. Моделирование последовательности режимов движения

При нормальном движении наблюдается постоянное чередование режимов движения мобильной транспортно-технологической машины. Рассмотрим режимы движения более подробно.

Стоянка (режим 0) – режим движения, при котором $x = const$, $\dot{x} = 0$, т.е. координата мобильной машины не изменяется, а скорость нулевая. Моделирование всегда начинается и заканчивается этим режимом.

Разгон (режим 1) – режим движения, при котором $\ddot{x} > 0$, т.е. происходит увеличение скорости мобильной машины от значения v_1 до значения v_2 ($v_2 > v_1$).

Движение МТТМ с постоянной скоростью (режим 2) – режим движения, при котором $\dot{x} = const$, $\ddot{x} = 0$.

Притормаживание (режим 3), полное служебное торможение (режим 4) и аварийное торможение (режим 5) являются частными случаями торможения мобильной машины, при всех этих режимах $\ddot{x} < 0$, т.е. происходит снижение ее скорости от значения v_1 до значения v_2 ($v_2 < v_1$).

При притормаживании мобильной машины скорость снижается, однако $v_2 \neq 0$. При полном служебном торможении $v_2 = 0$. При этом торможение производится с номинальным тормозным усилием R_{br} .

Для моделирования динамики мобильной транспортно-технологической машины необходимо смоделировать последовательность чередования режимов движения и их параметры методом статистических испытаний (метод Монте-Карло) [1, 2].

Общее количество смен режимов равно N_{reg} . Каждый конкретный режим движения в последовательности имеет номер j , при этом $j = 1 \dots N_{reg}$.

В дальнейшем, для удобства будем использовать не только названия режимов движения, но их цифровые обозначения. Например, вместо названия «движение с посто-

янной скоростью» будем использовать термин «режим 2» или индекс $m_{reg,j} = 2$.

Метод статистических испытаний заключается в определении на основании статистических исходных данных:

- вида режима движения, которым сменится текущий режим движения (например, после разгона будет торможение или движение с постоянной скоростью);
- новой скорости автомобиля (например, при торможении скорость снизится до 32 км/ч или 45 км/ч);
- продолжительности по времени стоянки или движения с постоянной скоростью.

Для наглядности рассмотрим процесс чередования режимов движения (рис. 1).

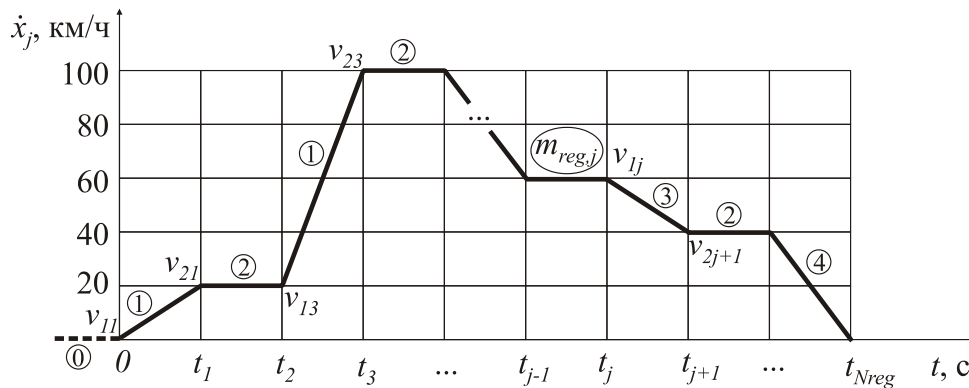


Рис. 1. Процесс чередования режимов движения

Тип режима движения, задаваемый индексом $m_{reg,j} = 1 \dots 5$, определяется методом статистических испытаний. На рис. 1 индекс $m_{reg,j}$ для каждого режима движения изображен в кружке. При моделировании следует учитывать дополнительные условия. После режимов 1 и 3 обязательно следует режим 2. После режимов 4 и 5 обязательно следует режим 0. После режима 0 обязательно следует режим 1.

Для режимов движения 1 и 3 необходимо методом статистических испытаний смоделировать значение новой скорости движения v_{2j} . Для остальных режимов оно определяется автоматически. Режимы 4 и 5 подразумевают полную остановку, т.е. $v_{2j} = 0$. Очевидно, что в режиме 0 $v_{2j} = 0$.

Каждый режим движения длится от момента времени t_{j-1} до момента времени t_j . Для режимов движения 0 и 2 значение t_j моделируется методом статистических испытаний. Для режимов движения 1, 3, 4, 5 длительность определяется автоматически в ходе интегрирования уравнений движения, т.е. режим движения заканчивается, когда скорость движения достигает заданной величины.

Рассмотрим процесс чередования режимов движения (рис. 1). Так как в начале моделирования мобильная транспортно-технологическая машина стоит ($m_{reg,0} = 0$), то согласно принятым дополнительным условиям при $j = 1$ режим движения $m_{reg,1} = 1$, а при $j = 2$ режим движения $m_{reg,2} = 2$. При $j = 1$ скорость движения со значения v_{11} увеличива-

ется до значения v_{21} . При $j=3$ методом статистических испытаний был определен режим движения $m_{reg3}=1$, когда скорость растет от значения v_{13} до значения v_{23} . Поэтому при $j=4$ обязательно $m_{reg4}=2$. Режим движения $m_{reg,j}=2$. Далее методом статистических испытаний определено, что $m_{reg,j+1}=3$. Скорость движения падает со значения v_{1j} до значения v_{2j+1} . После следует режим 2. При $j=N_{reg}$ методом статистических испытаний определено, что происходит полное служебное торможение $m_{regNreg}=4$.

Вычисление значений случайных величин методом статистических испытаний проводится следующим образом. Пусть x – случайная величина, $f(x)$ и $F(x)$ – плотность и функция распределения случайной величины x .

Смоделировать методом статистических испытаний случайную величину означает получить последовательность ее значений, распределенных по заданным законам. В основе моделирования лежит получение равномерно распределенных случайных чисел x_R [1, 2]. В основе построения искомой последовательности значений случайной величины x лежит следующее соотношение [1, 2]:

$$F(x) = \int_{-\infty}^x f(x)dx = x_R.$$

Решение данного уравнения имеет вид:

$$x = F^{-1}(x_R),$$

где F^{-1} – обратная функция для F [1, 2].

В работе исходные статистические данные представляются в виде блоков распределения случайных величин. Блок распределения (рис. 2, а) строится следующим образом. Весь диапазон изменения случайной величины $0 \dots Q_H$ делится на равные отрезки (их количество равно K). Эти отрезки называются ступенями блока. Каждой k -й ступени ($k=1 \dots K$) соответствует максимальное значение Q_k и вероятность ее появления μ_k (частота ступени блока) [1, 2].

Блок распределения на рис. 2,б имеет 4 ступени. Первая и вторая ступень имеют частоту 0,125, третья – 0,25, четвертая – 0,5.

В ходе моделирования методом статистических испытаний значения случайных величин также вычисляются с помощью генератора случайных чисел (рис. 2, б).

Сгенерированное число x_R ставится в соответствие с точкой на линии $\mu_k / \sum \mu_k$. Например, на рис. 2, б показано $x_R = 0,63$. Это соответствует 4-й ступени блока. Таким образом, в данном вычислительном опыте значение моделируемого параметра принимается равным значению 4-й ступени, т.е. $0,25Q_H$.

Существуют уточненные алгоритмы моделирования случайного распределения факторов нагруженности мобильных машин, позволяющие на основании ступенчатого блока и генератора случайных чисел моделировать непрерывные распределения значений. Для повышения точности моделирования рекомендуется пересчитывать частоты распределения ступеней блока после каждого вычислительного эксперимента [1].

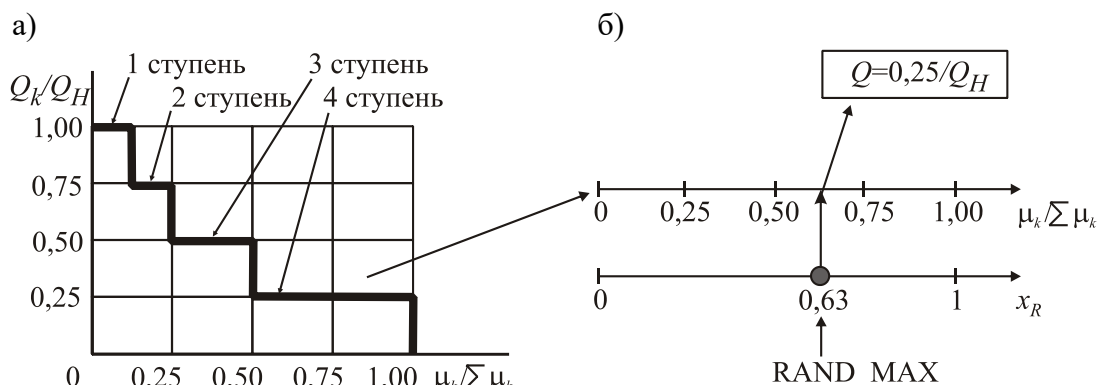


Рис. 2. Метод статистических испытаний при использовании блоков распределения:
 а – блок распределения; б – генерация значения случайно величины

Для проверки работоспособности алгоритма выполнено имитационное моделирование режимов движения базового шасси мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса [5]. Для выполнения имитационного моделирования мобильного канатного комплекса были использованы следующие исходные данные, представленные в виде блоков распределения параметров.

Если разгон происходит сразу после стоянки, то методом статистических испытаний определяется скорость движения v_{2j} , до которой выполняется разгон согласно следующему блоку распределения (табл. 1).

Таблица 1
Вероятность разгона до заданной скорости после стоянки

Скорость v_{2j} , км/ч	Вероятность
0...20	0,05
20...40	0,50
40...60	0,25
60...80	0,15
80...100	0,05

Если происходило движение с постоянной скоростью (режим 2), то методом статистических испытаний определяется, какой режим движения последует за движением с постоянной скоростью, согласно табл. 2.

Таблица 2
Вероятность следования режима за движением с постоянной скоростью

Тип режима, следующего за движением с постоянной скоростью	Вероятность
Разгон (режим 1)	0,40
Притормаживание (режим 3)	0,45
Полное служебное торможение (режим 4)	0,1499
Аварийное торможение (режим 5)	0,0001

Если происходит притормаживание (режим 3), то необходимо определить, на сколько упадет скорость движения. Для удобства определяем это согласно табл. 3 не в

абсолютных, а в относительных единицах. При этом $v_{2j} = k_{br} v_{1j}$.

Таблица 3
Вероятность притормаживания до заданной скорости

Коэффициент k_{br}	Вероятность
0,9	0,05
0,8	0,05
0,7	0,10
0,6	0,15
0,5	0,30
0,4	0,15
0,3	0,10
0,2	0,05
0,1	0,05

Если происходит разгон (режим 1), то необходимо определить, на сколько увеличится скорость движения после разгона. Для удобства определяем это согласно табл. 4 не в абсолютных, а в относительных единицах.

При этом $v_{2j} = k_{br} v_{1j}$. Блок (табл. 4) используется только после движения с постоянной скоростью. При определении скорости разгона сразу после стоянки используется другой блок (табл. 1).

Таблица 4
Вероятность разгона до заданной скорости

Коэффициент k_{br}	Вероятность
1,05	0,05
1,1	0,05
1,15	0,10
1,2	0,15
1,25	0,30
1,3	0,15
1,35	0,10
1,4	0,05
1,45	0,05

Продолжительность стоянки (режим 0) или движения с постоянной скоростью (режим 2) определяется на основе блока распределения (табл. 5).

Таблица 5
 Вероятность продолжительности стоянки или движения с постоянной скоростью

Промежуток $t_j - t_{j-1}$, с	Вероятность
0...60	0,50
61...120	0,20
121...180	0,15
181...240	0,10
241...300	0,05

Данные блоки распределения получены на основе анализа результатов экспериментальных гистограмм пробега базового шасси мобильного транспортно-технологического канатного комплекса. Они будут уточняться в ходе дальнейших исследований.

Пример результатов имитационного моделирования режимов движения мобильного канатного комплекса и их параметров приведены на рис. 3.

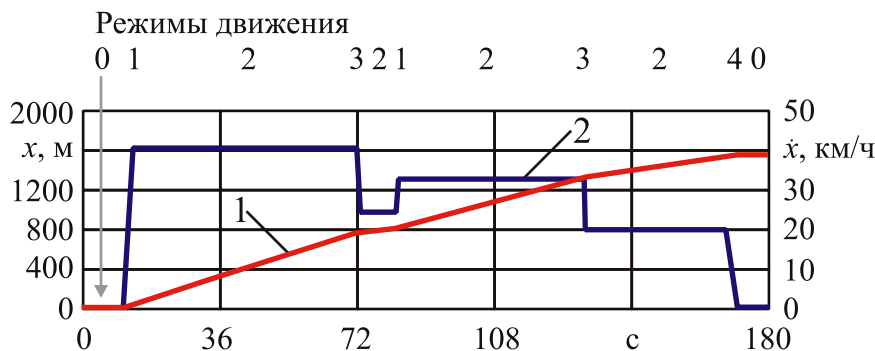


Рис. 3. Результаты имитационного моделирования режимов движения базового шасси МТПКК: 1 – координата МТПКК на трассе; 2 – скорость движения

4. Моделирование динамики мобильного канатного комплекса с учетом результатов моделирования режимов движения

Для моделирования динамической нагруженности мобильной машины с учетом установленной последовательности режимов движения используются математические модели. Для исследуемого мобильного транспортно-технологического канатного комплекса рекомендуется использовать комплексную математическую модель, учитывающую взаимодействие всех его подсистем [6].

Структура комплексной математической модели выглядит 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 момен-

тов 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: $F_i = F(\{x\}, \{\dot{x}\}, \{\ddot{x}\})$ [6-8].

Продолжительность режима разгона или торможения определяется в процессе численного интегрирования уравнений движения, входящих в комплексную математическую модель.

Пример моделирования характеристик нагруженности базовой станции мобильного транспортно-технологического канатного комплекса приведен на рис. 4. Исходные параметры модели приведены в работе [6].

5. Заключение

На основании проведенных исследований можно сделать вывод, что имитационное моделирование позволяет прогнозировать характеристики нагруженности элементов

мобильного транспортно-технологического канатного комплекса. Использование при этом результатов моделирования режимов движения мобильной машины позволяет не только определить параметры законов изменения характеристик нагруженности (например, построить блоки циклических напряжений в опасных сечениях конструкции), но и оценить историю нагружения

(процессы чередования высоких и низких значений амплитуд колебаний), что особенно важно при оценки живучести.

Рекомендуется применять предложенный подход при оценке нагруженности на этапе проектирования инновационных образцов мобильных транспортно-технологических канатных комплексов.

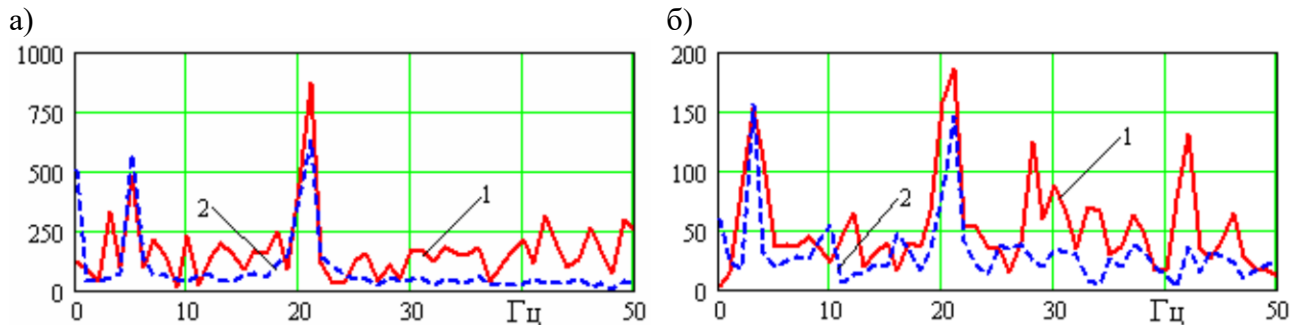


Рис. 4. Спектральные плотности динамических нагрузок в элементах базовой станции мобильного канатного комплекса: а – в задней подвеске; б – в районе кресла водителя (1 – движение по грунтовой дороге; 2 – движение по асфальтобетонному покрытию)

Список литературы

1. Лагереv И.А. Имитационное моделирование факторов нагруженности металлоконструкции мостового крана // Вестник Брянского государственного технического университета. 2009. №4(24). С. 65-70.
2. Лагереv И.А. Моделирование факторов нагруженности металлоконструкции мостового крана на основе сетевой имитационной модели // Вестник Брянского государственного технического университета. 2010. №2(26). С. 74-81.
3. Куликов Г.Б. Методика диагностики технического состояния механических систем привода полиграфического оборудования с использованием искусственных нейронных сетей // Вестник Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана. Серия Машиностроение. 2008. №4(73). С. 90-112.
4. Пашков А.А., Чернавина Т.В. Исследование возможности диагностики двигателя внутреннего сгорания автомобиля с применением нейронной сети // Инновационные направления развития в образовании, экономике, технике и технологиях: сборник статей.

References

1. Lagerev I.A. Simulation modeling of loading factors of bridge crane metal structure. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2009, No. 4(24), pp. 65-70. (In Russian)
2. Lagerev I.A. Modeling of loading factors of bridge crane metal structure on the basis of network simulation model. *Vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*, 2010, No. 2(26), pp. 74-81. (In Russian)
3. Kulikov G.B. Technique of Diagnostics of Technical Status of Mechanical Systems of Polygraphic Equipment Drive Using Artificial Neuron Networks. *Vestnik Moskovskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. N.Eh. Baumana. Seriya Mashinostroenie*, 2008, No.4(73), pp 90-112. (In Russian)
4. Pashkov A.A., Tchernavina T.V. Research of possibility of diagnostics of the internal combustion engine of the car with application of a neural network. In: *Innovatsionnye napravleniya razvitiya v obrazovanii, ekonomike, tekhnike i tekhnologiyakh*. Stavropol, DGTU, 2016, pp. 136-139. (In Russian)

Ставрополь: ДГТУ, 2016. С. 136-139.

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

6. Таричко В.И., Химич А.В. Комплексная математическая модель мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. №4. С. 523-532. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2019-05-04-523-532>.

7. 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>.

8. 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>.

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

†
† 6. Tarichko V.I., Khimich A.V. Comprehensive model of the mobile transport and overloading ropes complex. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.4, pp. 210-220. DOI: 10.22281/2413-9920-2019-05-02-210-220 (In Russian)

†
† 7. 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)

†
† 8. Lagerev A.V., Tolkachev E.N., Goncharov K.A. *Modelirovanie rabochnik 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)

УДК (UDC) 625.76.08

К ОЦЕНКЕ СПЕКТРАЛЬНОЙ ПЛОТНОСТИ МОМЕНТА СОПРОТИВЛЕНИЯ
НА РАБОЧЕМ ОРГАНЕ ДОРОЖНОЙ ФРЕЗЫ НА СТАДИИ ПРОЕКТИРОВАНИЯTO ESTIMATE THE POWER SPECTRAL DENSITY OF THE MOMENT
ON THE MILLING DRUM OF THE ROAD MILL AT THE DESIGN STAGEФомин К.В.
Fomin K.V.Тверской государственный технический университет (Тверь, Россия)
Tver State Technical University (Tver, Russian Federation)

Аннотация. В настоящее время фрезерование является одним из основных рабочих процессов, применяемых при строительстве и ремонте автомобильных дорог. При выполнении технологической операции на рабочем органе возникают резко переменные, случайные нагрузки. Это связано с периодическим характером взаимодействия режущих элементов с обрабатываемым материалом и случайным характером условий и режимов работы агрегата. В статье рассмотрена модель формирования момента сопротивления на фрезе. Представлен случай, когда она состоит из участков, каждый из которых имеет несколько плоскостей резания и различное число ножей, равномерно расположенных в плоскости. В статье предложена аналитическая методика определения взаимных спектральных плотностей моментов сопротивления, формируемых на различных участках, которая позволяет на стадии проектирования рассчитывать спектральную плотность момента на рабочем органе с учетом его конструкции, угловой скорости, случайной изменчивости физико-механических свойств обрабатываемой среды, глубины фрезерования. Вероятностные характеристики нагрузок на фрезе служат исходной информацией для динамического анализа системы привода и конструкции агрегата, его прочностного анализа, выбора оптимальных параметров и режимов работы.

Ключевые слова: дорожная фреза, фрезерный барабан, модель момента сопротивления, взаимная спектральная плотность.

Дата принятия к публикации: 10.01.2020
Дата публикации: 25.03.2020

Сведения об авторе:

Фомин Константин Владимирович - доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Механизация природообустройства и ремонт машин», ФГБОУ ВО «Тверской государственный технический университет», e-mail: fomin_tver@mail.ru.

ORCID:0000-0002-8153-1115

Abstract. Milling is the main workflow for trailer and self-propelled road mills, recyclers and process complexes for road construction and repair. Their application allows achieving high quality of works, to provide complex mechanization and to provide high productivity. In process of technological operation, sharply variable random loads occur on working element. The paper discusses the model of forming the resistance moment on the mill. The case is presented when it consists of sections, each of which has several cutting planes, with different number of knives in the plane and radius along the ends of cutting elements. The article proposes a method of calculating mutual spectral densities of resistance moments at different sections of the mill. Expressions are obtained, which make it possible at design stage to calculate spectral density of moment on working member taking into account its design, angular velocity, random variability of physical and mechanical properties of treated medium, depth of milling. Probabilistic characteristics of the mill loads serve as initial information for dynamic analysis of the drive system and unit design, its strength analysis, selection of optimal parameters and operating modes.

Keywords: road mill, milling drum, model of moment of resistance, spectral density of moments.

Date of acceptance for publication: 10.01.2020
Date of publication: 25.03.2020

Author's information:

Konstantin V. Fomin – Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Head of Department “Mechanization of environmental and repair machines” at Tver State Technical University, e-mail: fomin_tver@mail.ru.

ORCID:0000-0002-8153-1115

1. Введение

В настоящее время фрезерование является одним из основных и наиболее эффективных рабочих процессов, применяемым при строительстве и ремонте автомобильных дорог [1-5]. Его использование позволяет достичь высокого качества работ, обеспечить комплексную механизацию и высокую производительность.

При выполнении технологических операций применяются различные типы фрезерных барабанов [3-5]:

- стандартные и грубые, используемые для фрезерования бетонных покрытий и полного удаления дорожного полотна;
- точные для удаления локальных неровностей, создание «гладких» поверхностей и корректирования дорожных профилей;
- сверхточные для создания высокошероховатых поверхностей с целью повышения сцепления колеса с дорогой, фрезерования покрашенных поверхностей.

Фрезерные барабаны отличаются большим разнообразием конструкцией, схемами расположения, количеством режущих элементов и режимами работы.

В процессе эксплуатации на рабочий орган дорожной фрезы действуют переменные случайные силы и моменты [6]. Такой характер обусловлен периодическим взаимодействием резцов с обрабатываемым материалом и случайными свойствами изменения условий работы, определяемые глубиной фрезерования, наличием дефектов на полотне дороги, физико-механическими свойствами обрабатываемой среды, числом оборотов фрезы и скоростью ее перемещения. Кроме того, существенное влияние на формирование силовых воздействий оказывает вид выполняемой технологической операции, тип фрезерного барабана, конструкция его подвески и ее параметры, система управления рабочим органом, износ режущих элементов [4, 5-7].

Это предопределяет высокий уровень динамических нагрузок в элементах конструкции агрегата, что уменьшает его надежность, приводит к снижению энергетических показателей работы двигателя [7], к

ухудшению качества выполнения технологической операции и технико-экономических показателей работы дорожной фрезы.

В [8] была разработана модель формирования момента сопротивления на фрезе. Представлен случай, когда она состоит из K_ξ участков, каждый из которых имеет несколько плоскостей резания M_ξ , с различным числом ножей L_ξ , равномерно расположенных в плоскости (рис. 1). Радиус по концам режущих элементов внутри каждого из участков одинаков.

Момент сопротивления на рабочем органе дорожной фрезы равен [8]

$$M(t) = \sum_{\xi=1}^{K_\xi} M_{C\xi}(t),$$

где $M_{C\xi}(t)$ – момент сопротивления на ξ -м участке:

$$M_{C\xi}(t) = \sum_{m=1}^{M_\xi} \sum_{n=-\infty}^{\infty} M_{C0\xi}(t - t_{mn\xi}; P_{mn\xi}),$$

где $M_{C0\xi}(t; P_{mn\xi})$, $t_{mn\xi}$, $P_{mn\xi}$ – момент сопротивления на резце при единичном акте взаимодействия с обрабатываемой средой, момент появления и случайные параметры n -го импульса на m -й плоскости резания ξ -го участка.

Параметры импульсов сопротивления на ноже имеют случайный характер. Их математические ожидания, дисперсии, спектральные плотности, плотности распределения зависят от вероятностных характеристик изменения физико-механических свойств обрабатываемого материала, глубины фрезерования, скорости резания рабочего органа и перемещения агрегата. Они определяют кинематические параметры, такие как подача на один режущий элемент, характеристику снимаемой стружки и энергетические показатели взаимодействия ножей со средой.

В работе [8] получены выражения для определения спектральной плотности момента сопротивления при выполнении технологической операции

$$S(\omega) = \sum_{\xi=1}^{K_\xi} S_{C\xi}(\omega) + \sum_{\xi=1}^{K_\xi} \sum_{\substack{\eta=1 \\ \xi \neq \eta}}^{K_\xi} S_{\xi\eta}(\omega),$$

где $S_{c\xi}(\omega)$ – спектральная плотность момента на ξ -м участке фрезы; $S_{\xi\eta}(\omega)$ – взаимные спектральные плотности моментов для ξ -го и η -го участков.

Для использования полученных выражений в случае статистической зависимости моментов сопротивления на различных участках рабочего органа необходимо знание взаимных спектральных плотностей $S_{\xi\eta}(\omega)$ моментов.

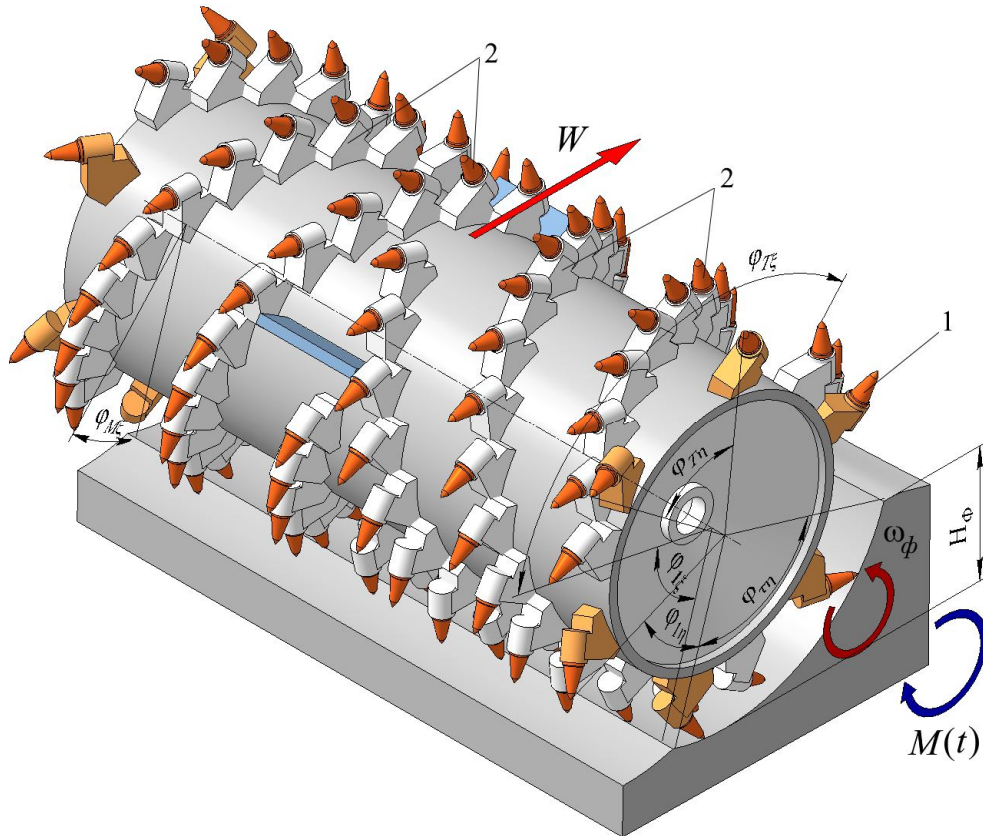


Рис.1. Схема рабочего органа фрезерного типа:
 1 – режущие элементы η -го участка; 2 – режущие элементы ξ -го участка

2. Определение взаимных спектральных плотностей моментов сопротивления на различных участках рабочего органа

Для взаимных спектральных плотностей моментов сопротивления на ξ -м и η -м участках рабочего органа дорожной фрезы, которые представляют собой случайные процессы, используя аппарат теории вероятности можно записать [9, 10]:

$$S_{\xi\eta}(\omega) = F_{\xi\eta}(\omega) - 2\pi m_{\xi} m_{\eta} \delta(\omega);$$

$$S_{\eta\xi}(\omega) = F_{\eta\xi}(\omega) - 2\pi m_{\eta} m_{\xi} \delta(\omega),$$

где $F_{\xi\eta}(\omega)$, $F_{\eta\xi}(\omega)$ – взаимные энергетические спектры моментов [9]:

$$F_{\xi\eta}(\omega) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{2}{(2N+1)T} m_1 \{ Z_{\xi}^{(k)}(j\omega) Z_{\eta}^{*(k)}(j\omega) \}; \quad (1)$$

$$F_{\eta\xi}(\omega) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{2}{(2N+1)T} m_1 \{ Z_{\eta}^{(k)}(j\omega) Z_{\xi}^{*(k)}(j\omega) \}, \quad (2)$$

где $2N+1$ – число импульсов в реализациях процессов; T – средний период импульсов нагрузки; $m_1 \{ \}$ – знак усреднения; $Z_{\xi}^{(k)}(j\omega)$, $Z_{\eta}^{(k)}(j\omega)$ – соответственно, преобразования Фурье k -ых реализаций ξ -го и η -го процессов (в дальнейшем в выражениях индекс k опускаем); знак * указывает на комплексно-сопряженную величину; m_{ξ} , m_{η} – соответственно, математические ожидания ξ -го и

η -го случайных процессов; $\delta(\omega)$ – дельта-функция.

Рассмотрим аналитический подход к определению взаимных спектральных плотностей моментов на ξ -м и η -м участках рабочего органа фрезерующего агрегата (рис. 1). Разные участки могут иметь различное число ножей в плоскости резания, количество плоскостей и радиус по концам режущих элементов. Соответственно, последовательности импульсов для различных участков будут иметь различающиеся периоды повторности, длительности и амплитуды. Поэтому за период T в выражениях (1) и (2)

примем величину, равную $2\pi/\omega_\phi$, где ω_ϕ – угловая скорость вращения фрезы.

Представим момент сопротивления на ξ -м участке в виде (рис. 2):

$$M_{C\xi}(t) = \sum_{m=1}^{M_\xi} \sum_{n=-\infty}^{\infty} M_{Cm\xi}(t - t_{m\xi} - nT; P_{m\xi}), \quad (3)$$

где n – номер оборота рабочего органа относительно начальной точки отсчета; $t_{m\xi} = \varphi_{m\xi}/\omega_\phi$ – интервал времени между импульсами моментов сопротивления на m -й плоскости резания и начальной точкой отсчета для ξ -го участка фрезы (рис. 2);

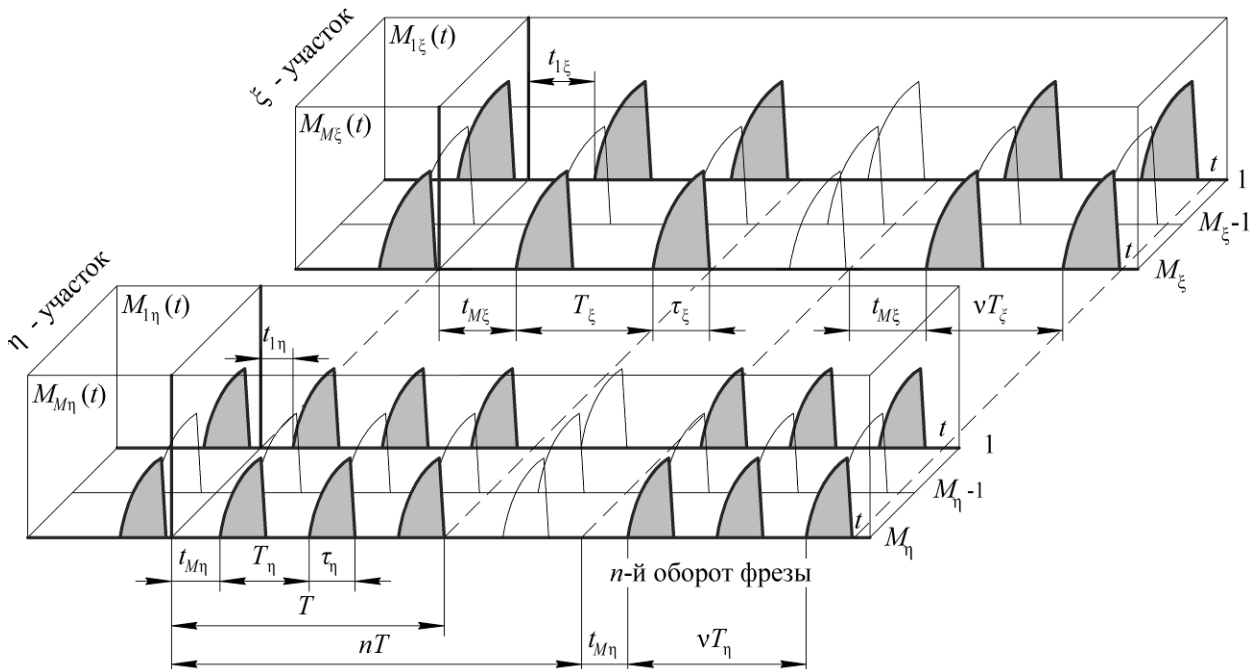


Рис.2. Модель формирования момента сопротивления на участках

$$M_{Cm\xi}(t; P_{m\xi}) = \sum_{v=0}^{L_\xi-1} M_{C0\xi}(t - vT_\xi; P_{m\xi}),$$

где $T_\xi = \varphi_{T\xi}/\omega_\phi$ – период повторности импульсов на одиночной плоскости резания для ξ -го участка фрезы (рис. 2); $\varphi_{m\xi}$, $\varphi_{T\xi}$ – соответственно, углы сдвига между начальной точкой отсчета (начальная точка отсчета одинакова для резцов всех участков) и режущими элементами в m -й плоскости резания и угол между соседними резцами в одной плоскости резания для ξ -го участка (рис. 2).

В начале, определим взаимные энергетические спектры моментов сопротивления, считая величину угловой скорости рабочего органа постоянной.

Если в пределах одного оборота, параметры импульсов можно считать постоянными (в случае, когда они изменяются достаточно плавно за время нескольких оборотов фрезы), используя свойства преобразования Фурье для спектров моментов на ξ -м и η -м участках (3) получим:

$$Z_{M\xi}(j\omega; \omega_\phi) = \sum_{m=1}^{M_\xi} \sum_{n=-N}^N S_{C_{mn\xi}}(j\omega; \omega_\phi) \exp\left(-j \frac{\omega}{\omega_\phi} \varphi_{m\xi}\right) \exp\left(-j \frac{\omega}{\omega_\phi} 2\pi n\right); \quad (4)$$

$$Z_{M\eta}(j\omega; \omega_\phi) = \sum_{m=1}^{M_\eta} \sum_{n=-N}^N S_{C_{mn\eta}}(j\omega; \omega_\phi) \exp\left(-j \frac{\omega}{\omega_\phi} \varphi_{m\eta}\right) \exp\left(-j \frac{\omega}{\omega_\phi} 2\pi n\right), \quad (5)$$

где M_η – количество плоскостей резания η -м участке; $S_{C_{mn\xi}}(j\omega; \omega_\phi; P_{mn\xi})$, $S_{C_{mn\eta}}(j\omega; \omega_\phi; P_{mn\eta})$ – соответственно, преобразование Фурье мо-

ментов сопротивления на ξ -м и η -м участках m -й плоскости резания в течении n -го оборота рабочего органа:

$$S_{C_{mn\xi}}(j\omega; \omega_\phi) = S_{C_{0\xi}}(j\omega; \omega_\phi; P_{mn\xi}) \sum_{v=0}^{L_\xi-1} \exp\left(-j \frac{\omega}{\omega_\phi} v\varphi_{T\xi}\right);$$

$$S_{C_{mn\eta}}(j\omega; \omega_\phi) = S_{C_{0\eta}}(j\omega; \omega_\phi; P_{mn\eta}) \sum_{v=0}^{L_\eta-1} \exp\left(-j \frac{\omega}{\omega_\phi} v\varphi_{T\eta}\right),$$

где $S_{C_{0\xi}}(j\omega; \omega_\phi; P_{mn\xi})$, $S_{C_{0\eta}}(j\omega; \omega_\phi; P_{mn\eta})$ – соответственно, спектры одиночных импульсов моментов сопротивления на режущем элементе ξ -го и η -го участков:

$$S_{C_{0\xi}}(j\omega; \omega_\phi; P_{mn\xi}) = \int_0^{\varphi_{\xi\xi}/\omega_\phi} M_{C_{0\xi}}(\omega_\phi t; P_{mn\xi}) \exp(-j\omega t) dt;$$

$$S_{C_{0\eta}}(j\omega; \omega_\phi; P_{mn\eta}) = \int_0^{\varphi_{\eta\eta}/\omega_\phi} M_{C_{0\eta}}(\omega_\phi t; P_{mn\eta}) \exp(-j\omega t) dt,$$

где $P_{mn\eta}$, $\varphi_{T\eta}$, $M_{C_{0\eta}}(t; P_{mn\eta})$ – соответственно, случайные параметры, угол между соседними резцами в одной плоскости резания и функция, описывающая момент сопротивления при единичном акте взаимодействия ножа для n -го оборота фрезы для импульса на m -й плоскости резания η -го участка (рис. 2); $\varphi_{m\eta}$ – углы сдвига между начальной точкой отсчета и режущими элементами в m -й плоскости резания для η -го участка; L_η – число ножей в плоскости резания η -го участка; $\varphi_{\tau\xi}$, $\varphi_{\tau\eta}$ – соответственно, углы контакта ножей с обрабатываемой средой ξ -го и η -го участков.

Углы контакта резцов с обрабатываемым материалом $\varphi_{\tau\xi}$ и $\varphi_{\tau\eta}$ зависят от радиусов по

концам режущих элементов для соответствующих участков, угловой скорости рабочего органа, скорости перемещения дорожной фрезы, изменения профиля поверхности и схемы подвески фрезы, которые определяют глубину фрезерования, а также от перемещений, вызванных воздействием сил резания и силами, связанными с ее неуравновешенностью.

Используя выражения (1) и (2) с учетом выражений (4) и (5), в случае если вероятностные характеристики параметров не зависят от точки отсчета (при стационарном характере распределения условий работы дорожной фрезы), получим:

$$F_{\xi\eta}(\omega) = \frac{2}{T} \left[\sum_{m=1}^{M_\xi} \sum_{l=1}^{M_\eta} \sum_{q<s} \left[\frac{\partial^2 G_{l\xi\eta}(\omega; \omega_\phi; P)}{\partial P_q \partial P_s} \right]_m K_{qsm l \xi\eta} \exp\left[-j \frac{\omega}{\omega_\phi} (\varphi_{m\xi} - \varphi_{l\eta})\right] + \right.$$

$$\begin{aligned}
 & + \lim_{N \rightarrow \infty} 2 \sum_{p=1}^{2N} \left(1 - \frac{p}{2N+1}\right) \sum_{m=1}^{M_\xi} \sum_{l=1}^{M_\eta} \sum_{q < s} \left[\frac{\partial^2 G_{2\xi\eta}(\omega; \omega_\phi; P)}{\partial P_q \partial P_s} \right]_m K_{qsm\ell p\xi\eta} \exp \left[-j \frac{\omega}{\omega_\phi} (\varphi_{m\xi} - \varphi_{l\eta}) \right] \cos \left(\frac{\omega}{\omega_\phi} 2\pi p \right) + \\
 & + \sum_{m=1}^{M_\xi} \sum_{l=1}^{M_\eta} \left[G_{2\xi\eta}(\omega; m_q) + \frac{1}{2} \sum_{q=1}^Q \left[\frac{\partial^2 G_{2\xi\eta}(\omega; \omega_\phi; P)}{\partial P_q^2} \right]_m D_q \right] \exp \left[-j \frac{\omega}{\omega_\phi} (\varphi_{m\xi} - \varphi_{l\eta}) \right] \omega_\phi \sum_{r=-\infty}^{\infty} \delta(\omega - r\omega_\phi); \quad (6)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_{\eta\xi}(\omega) & = \frac{2}{T} \left[\sum_{m=1}^{M_\eta} \sum_{l=1}^{M_\xi} \sum_{q < s} \left[\frac{\partial^2 G_{1\eta\xi}(\omega; \omega_\phi; P)}{\partial P_q \partial P_s} \right]_m K_{qsm\ell\eta\xi} \exp \left[-j \frac{\omega}{\omega_\phi} (\varphi_{m\eta} - \varphi_{l\xi}) \right] + \right. \\
 & + \lim_{N \rightarrow \infty} 2 \sum_{p=1}^{2N} \left(1 - \frac{p}{2N+1}\right) \sum_{m=1}^{M_\eta} \sum_{l=1}^{M_\xi} \sum_{q < s} \left[\frac{\partial^2 G_{2\eta\xi}(\omega; \omega_\phi; P)}{\partial P_q \partial P_s} \right]_m K_{qsm\ell p\eta\xi} \exp \left[-j \frac{\omega}{\omega_\phi} (\varphi_{m\eta} - \varphi_{l\xi}) \right] \cos \left(\frac{\omega}{\omega_\phi} 2\pi p \right) + \\
 & \left. + \sum_{m=1}^{M_\eta} \sum_{l=1}^{M_\xi} \left[G_{2\eta\xi}(\omega; m_q) + \frac{1}{2} \sum_{q=1}^Q \left[\frac{\partial^2 G_{2\eta\xi}(\omega; \omega_\phi; P)}{\partial P_q^2} \right]_m D_q \right] \exp \left[-j \frac{\omega}{\omega_\phi} (\varphi_{m\eta} - \varphi_{l\xi}) \right] \omega_\phi \sum_{r=-\infty}^{\infty} \delta(\omega - r\omega_\phi) \right], \quad (7)
 \end{aligned}$$

где m_q , D_q – соответственно, математические ожидания и дисперсии параметров импульсов; $K_{qsm\ell\xi\eta}$, $K_{qsm\ell p\xi\eta}$, $K_{qsm\ell\eta\xi}$, $K_{qsm\ell p\eta\xi}$ – коэффициенты корреляции и взаимной корреляции случайных однородных и разно-

родных параметров импульсов моментов нагружения на m -й и l -й плоскости резания ξ -го и η -го участков; $p = n - i$.

В выражениях (6) и (7) введены обозначения:

$$\begin{aligned}
 G_{\xi\eta 1}(j\omega; \omega_\phi; P) & = S_{C0\xi}(j\omega; \omega_\phi; P_{m\xi}) S_{C0\eta}^*(j\omega; \omega_\phi; P_{l\eta}) \sum_{v=0}^{L_\xi-1} \sum_{\mu=0}^{L_\eta-1} \exp \left[-j \frac{\omega}{\omega_\phi} (v\varphi_{T\xi} - \mu\varphi_{T\eta}) \right]; \\
 G_{\xi\eta 2}(j\omega; \omega_\phi; P) & = S_{C0\xi}(j\omega; \omega_\phi; P_{m\xi}) S_{C0\eta}^*(j\omega; \omega_\phi; P_{l\eta}) \sum_{v=0}^{L_\xi-1} \sum_{\mu=0}^{L_\eta-1} \exp \left[-j \frac{\omega}{\omega_\phi} (v\varphi_{T\xi} - \mu\varphi_{T\eta}) \right]; \\
 G_{\eta\xi 1}(j\omega; \omega_\phi; P) & = S_{C0\eta}(j\omega; \omega_\phi; P_{m\eta}) S_{C0\xi}^*(j\omega; \omega_\phi; P_{l\xi}) \sum_{v=0}^{L_\eta-1} \sum_{\mu=0}^{L_\xi-1} \exp \left[-j \frac{\omega}{\omega_\phi} (v\varphi_{T\eta} - \mu\varphi_{T\xi}) \right]; \\
 G_{\eta\xi 2}(j\omega; \omega_\phi; P) & = S_{C0\eta}(j\omega; \omega_\phi; P_{m\eta}) S_{C0\xi}^*(j\omega; \omega_\phi; P_{l\xi}) \sum_{v=0}^{L_\eta-1} \sum_{\mu=0}^{L_\xi-1} \exp \left[-j \frac{\omega}{\omega_\phi} (v\varphi_{T\eta} - \mu\varphi_{T\xi}) \right].
 \end{aligned}$$

При определении усредненных значений в выражениях (1) и (2) было использовано разложение функций в ряд Тейлора в окрестности точки с координатами, соответствующи-

ми средним значениям параметров с ограничением членами до второго порядка [8].

При выводе выражений (6) и (7) учтено, что:

$$\lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{(2N+1)} \sum_{n=-N}^N \sum_{\substack{i=-N \\ n \neq i}}^N \exp \left[-j \frac{\omega}{\omega_\phi} 2\pi(n-i) \right] = \omega_\phi \sum_{r=-\infty}^{\infty} \delta(\omega - r\omega_\phi) - 1,$$

а так же

$$G_{1\xi\eta}(\omega; m_q) = G_{2\xi\eta}(\omega; m_q); \quad G_{1\eta\xi}(\omega; m_q) = G_{2\eta\xi}(\omega; m_q);$$

$$\frac{1}{2} \sum_{q=1}^Q \left[\frac{\partial^2 G_{1\xi\eta}(\omega; P_{m\xi}; P_{l\eta})}{\partial P_q^2} \right]_m D_q = \frac{1}{2} \sum_{q=1}^Q \left[\frac{\partial^2 G_{2\xi\eta}(\omega; P_{m\xi}; P_{l\eta})}{\partial P_q^2} \right]_m D_q ;$$

$$\frac{1}{2} \sum_{q=1}^Q \left[\frac{\partial^2 G_{1\eta\xi}(\omega; P_{m\eta}; P_{l\xi})}{\partial P_q^2} \right]_m D_q = \frac{1}{2} \sum_{q=1}^Q \left[\frac{\partial^2 G_{2\eta\xi}(\omega; P_{m\eta}; P_{l\xi})}{\partial P_q^2} \right]_m D_q .$$

Окончательно, используя метод рандомизации [10], усредним выражения (6) и (7) по угловой скорости вращения рабочего органа.

Таким образом, для взаимных энергетических спектров имеем:

$$F_{\xi\eta}(\omega) = \frac{2}{T} \left[\sum_{m=1}^{M_\xi} \sum_{l=1}^{M_\eta} \sum_{q<s} \Psi_{1ml\xi\eta}(\omega) K_{qsm l\xi\eta} + \lim_{N \rightarrow \infty} 2 \sum_{p=1}^{2N} \left(1 - \frac{p}{2N+1} \right) \sum_{m=1}^{M_\xi} \sum_{l=1}^{M_\eta} \sum_{q<s} \Psi_{2ml\xi\eta}(\omega) K_{qsm l p\xi\eta} + \sum_{r=-\infty}^{\infty} \left(G_{2\xi\eta}(r; m_q) + \frac{1}{2} \sum_{q=1}^Q \left[\frac{\partial^2 G_{2\xi\eta}(r; P)}{\partial P_q^2} \right]_m D_q \right) \sum_{m=1}^{M_\xi} \sum_{l=1}^{M_\eta} \exp[-jr(\varphi_{m\xi} - \varphi_{l\eta})] \frac{\omega}{r^2} W\left(\frac{\omega}{r}\right) \right];$$

$$F_{\eta\xi}(\omega) = \frac{2}{T} \left[\sum_{m=1}^{M_\eta} \sum_{l=1}^{M_\xi} \sum_{q<s} \Psi_{1ml\eta\xi}(\omega) K_{qsm l\eta\xi} + \lim_{N \rightarrow \infty} 2 \sum_{p=1}^{2N} \left(1 - \frac{p}{2N+1} \right) \sum_{m=1}^{M_\eta} \sum_{l=1}^{M_\xi} \sum_{q<s} \Psi_{2ml\eta\xi}(\omega) K_{qsm l p\eta\xi} + \sum_{r=-\infty}^{\infty} \left(G_{2\eta\xi}(r; m_q) + \frac{1}{2} \sum_{q=1}^Q \left[\frac{\partial^2 G_{2\eta\xi}(r; P)}{\partial P_q^2} \right]_m D_q \right) \sum_{m=1}^{M_\eta} \sum_{l=1}^{M_\xi} \exp[-jr(\varphi_{m\eta} - \varphi_{l\xi})] \frac{\omega}{r^2} W\left(\frac{\omega}{r}\right) \right],$$

где

$$\Psi_{1ml\xi\eta}(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} \left[\frac{\partial^2 G_{1\xi\eta}(\omega; \omega_\phi; P)}{\partial P_q \partial P_s} \right]_m \exp\left[-j \frac{\omega}{\omega_\phi} (\varphi_{m\xi} - \varphi_{l\eta})\right] W(\omega_\phi) d\omega_\phi ;$$

$$\Psi_{2ml p\xi\eta}(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} \left[\frac{\partial^2 G_{2\xi\eta}(\omega; \omega_\phi; P)}{\partial P_q \partial P_s} \right]_m \exp\left[-j \frac{\omega}{\omega_\phi} (\varphi_{m\xi} - \varphi_{l\eta})\right] \cos\left(\frac{\omega}{\omega_\phi} 2\pi p\right) W(\omega_\phi) d\omega_\phi ;$$

$$\Psi_{1ml\eta\xi}(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} \left[\frac{\partial^2 G_{1\eta\xi}(\omega; \omega_\phi; P)}{\partial P_q \partial P_s} \right]_m \exp\left[-j \frac{\omega}{\omega_\phi} (\varphi_{m\eta} - \varphi_{l\xi})\right] W(\omega_\phi) d\omega_\phi ;$$

$$\Psi_{2ml p\eta\xi}(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} \left[\frac{\partial^2 G_{2\eta\xi}(\omega; \omega_\phi; P)}{\partial P_q \partial P_s} \right]_m \exp\left[-j \frac{\omega}{\omega_\phi} (\varphi_{m\eta} - \varphi_{l\xi})\right] \cos\left(\frac{\omega}{\omega_\phi} 2\pi p\right) W(\omega_\phi) d\omega_\phi ,$$

где $W(\omega_\phi)$ – плотность распределения угловой скорости вращения фрезы.

Полученные выражения показывают, что взаимные спектральные плотности определяются спектром функции описывающей изменение момента сопротивления на режущем элементе при одиночном акте взаимодействия с обрабатываемой средой, коэффициентами корреляции и взаимной корреля-

ции параметров импульсов. Они зависят от расстановки режущих элементов на участках рабочего органа, числа ножей в плоскости резания и плотности распределения угловой скорости вращения фрезы. Причем даже в случае равенства нулю коэффициентов корреляции и взаимной корреляции параметров значения взаимных энергетических спектров не становятся равными нулю:

$$F_{\xi\eta}(\omega) = \frac{2}{T} \sum_{r=-\infty}^{\infty} \left(G_{2\xi\eta}(r; m_q) + \frac{1}{2} \sum_{q=1}^Q \left[\frac{\partial^2 G_{2\xi\eta}(r; P)}{\partial P_q^2} \right]_m D_q \right) \sum_{m=1}^{M_\xi} \sum_{l=1}^{M_\eta} \exp[-jr(\varphi_{m\xi} - \varphi_{l\eta})] \frac{\omega}{r^2} W\left(\frac{\omega}{r}\right);$$

$$F_{\eta\xi}(\omega) = \frac{2}{T} \sum_{r=-\infty}^{\infty} \left(G_{2\eta\xi}(r; m_q) + \frac{1}{2} \sum_{q=1}^Q \left[\frac{\partial^2 G_{2\eta\xi}(r; P)}{\partial P_q^2} \right]_m D_q \right) \sum_{m=1}^{M_\eta} \sum_{l=1}^{M_\xi} \exp[-jr(\varphi_{m\eta} - \varphi_{l\xi})] \frac{\omega}{r^2} W\left(\frac{\omega}{r}\right).$$

Выражения для определения взаимных спектральных плотностей моментов сопротивления, формируемых на различных участках, позволяют на стадии проектирования рассчитать спектральную плотность момента сопротивления на рабочем органе с помощью подхода, представленного в [8].

Вероятностные характеристики нагрузок на фрезу служат исходной информацией для динамического анализа системы привода и конструкции агрегата, его прочностного анализа, выбора оптимальных параметров и режимов работы.

3. Заключение

Рассмотрен случай, когда рабочий орган дорожной фрезы состоит из нескольких

участков, каждый из которых может иметь несколько плоскостей резания с различным числом ножей в плоскости. Радиус по концам режущих элементов внутри каждого из участков одинаков.

Для расчета спектральной плотности момента сопротивления на фрезе в случае статистической зависимости моментов сопротивления на ее различных участках необходимо знание взаимных спектральных плотностей моментов.

В статье предложен аналитический метод определения взаимных спектральных плотностей на рабочем органе на стадии проектирования с учетом его конструкции, режимов работы, и условий эксплуатации.

Список литературы

1. Баловнев В.И., Беляев М.А. Машины для содержания и ремонта городских и автомобильных дорог / под общ. ред. В.И. Баловнева. – М. – Омск: ОАО «Омский дом печати», 2005. – 768 с.
2. Баловнев В.И. Оценка инновационных предложений в дорожной и строительной технике. – М.: МАДИ, 2008. – 100 с.
3. WIRTGEN. Cold Recycling Technology. – Wirtgen GmbH, 2012. – 370 p.
4. WIRTGEN. Cold milling manual. Technology and application. – Wirtgen GmbH, 2013. – 244 p.
5. Селиверстов Н.Д. Влияние режимов работы дорожных фрез и износа режущих элементов на профиль формируемой поверхности // Интерстроймех 2014: Междунар. научно-техн. конф., 2014. – С. 77-81.
6. Ma Peng-yu, Hu Yong-biao, Zhang Zhong-hai. The dynamical model of a cold milling machine and its adaptive power control

References

1. Balovnev V.I., Belyaev M.A. *Mashiny dlya sodержaniya i remonta gorodskikh i avtomobilnykh dorog* [Machines for maintenance and repair of urban and motor roads]. Moscow, Omsk, ОАО «Omskiy dom pechaty», 2005. 768 p. (In Russian)
2. Balovnev V.I. *Otsenka innovatsionnykh predlozheniy v dorozhnoy i stroitelnoy tekhnike* [Evaluation of innovative proposals in road and construction equipment]. Moscow, MADI, 2008. 100 p. (In Russian)
3. WIRTGEN. Cold Recycling Technology, 1 st. edition. Wirtgen GmbH, 2012. 370 p.
4. WIRTGEN. Cold milling manual. Technology and application. Wirtgen GmbH, 2013. 244 p.
5. Seliverstov N.D. *Vliyanie rezhimov raboty dorozhnykh frez i iznosa rezhushchikh elementov na profil formiruemoy poverkhnosti* [The influence of operating modes of road mills and wear of cutting elements on the pro-

simulation // Simulation. 2011. Vol. 87 (9). P. 809-817. DOI: <https://doi.org/10.1177/0037549710371385>

7. Peng-yu Ma, Yong-biao Hu, Xin-rong Zhang. Selection of Adaptive Power Control Parameters for a Cold Milling Machine and its Simulation // Simulation. Vol. 83(12). P. 843-850. DOI: <https://doi.org/10.1177/0037549708089111>

8. Фомин К.В. Моделирование и расчет вероятностных характеристик момента сопротивления на рабочем органе дорожной фрезы // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. № 3. С. 407-417. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2019-05-03-407-417>

9. Левин Б.Р. Теоретические основы статистической радиотехники. М.: Радио и связь, 1989. 656 с.

10. Тихонов В.И. Статистическая радиотехника. М.: Радио и связь, 1982. 625 с.

† file of the formed surface]. Interstroyemekh-2014, Mezhd. nauchno-tekhn. konf. 2014. P. 77-81. (In Russian)

† 6. Ma Peng-yu, Hu Yong-biao, Zhang Zhong-hai. The dynamical model of a cold milling machine and its adaptive power control simulation. *Simulation*, 2011, Vol. 87, No. 9, pp. 809-817. DOI: <https://doi.org/10.1177/0037549710371385>

† 7. Peng-yu Ma, Yong-biao Hu, Xin-rong Zhang. Selection of Adaptive Power Control Parameters for a Cold Milling Machine and its Simulation. *Simulation*, Vol. 83, No.12, pp. 843-850. DOI: <https://doi.org/10.1177/0037549708089111>

† 8. Fomin K.V. Modeling and calculation of probabilistic characteristics resistance moment on the working body of the road mill. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2019, No.3, pp. 407-417. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2019-05-03-407-417>. (In Russian)

† 9. Levin B.R. *Teoreticheskie osnovy statisticheskoy radiotekhniki* [Theoretical bases of statistical radio engineering]. Moscow, Radio i svyaz, 1989. 656 p. (In Russian)

† 10. Tihonov V.I. *Statisticheskaya radiotekhnika* [Statistical radio engineering]. Moscow, Radio i svyaz, 1982. 625 p. (In Russian)

УДК (UDC) 630.36(075.8)

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ РАБОЧЕГО ОРГАНА
ВАЛОЧНО-ПАКЕТИРУЮЩЕЙ МАШИНЫ ЛП-19A MOVEMENT IMPROVEMENT OF THE WORKING BODY
OF THE FELLING AND BULKING LP-19 MACHINEБогданов Е.Н., Полянин И.А., Егоров А.В., Багаутдинов И.Н.
Bogdanov E.N. , Polyenin I.A. , Egorov A.V., Bagautdinov I.N.Поволжский государственный технологический университет (г. Йошкар-Ола, Россия)
Volga State University of Technology (Yoshkar-Ola, Russian Federation)

Аннотация. Разработана математическая модель шарнирно-сочлененного манипулятора валочно-пакетирующей машины типа ЛП-19, позволяющая выявлять законы движения стрелы и рукояти, а также стойки захватно-срезающего устройства в зависимости от объема рабочей жидкости в приводных гидроцилиндрах. На основании результатов математического моделирования разработан способ и средство управления траекторией рукояти, стрелы и захватно-срезающего устройства машины типа ЛП-19 одним комплексным устройством управления, которое обеспечивает движение захватно-срезающего устройства близкого к плоскопараллельному. Выявлены зависимости положения захватно-срезающего устройства в вертикальной плоскости от вылета стрелы и рукояти при использовании и без использования разработанного комплексного устройства управления траекторией рукояти, стрелы и захватно-срезающего устройства. Использование разработанного комплексного устройства управления траекторией рукояти, стрелы и захватно-срезающего устройства машины типа ЛП-19 обеспечивает отклонения от вертикали захватно-срезающего устройства при горизонтальном перемещении стрелы и рукояти в диапазоне от +5 до -11 см. Использование разработанного комплексного устройства управления обеспечивает относительное снижение отклонения от вертикали захватно-срезающего устройства при горизонтальном перемещении стрелы в диапазоне от 150 до 1600% по сравнению с базовой конструкцией машины типа ЛП-19. Экспериментально установлено, что использование разработанного комплексного устройства управления обеспечивает сокращение времени осуществления операции наводки захватно-срезающего устройства машины типа ЛП-19 (изменение вылета стрелы) с 13,2 с до 7,7 с. Экспериментально установлено, что при использовании разработанного комплексного устройства управления среднее время производства одного кубического метра древесины меньше чем у базовой машины, что позволило увеличить производительность на 17 %.

Abstract. A LP-19 mathematical model of the felling and bulking LP-19 machine articulated manipulator has been developed, which allows to reveal the laws of movement of the boom and stick, as well as the working body racks depending on the volume of working fluid in the hydraulic cylinders of the boom drive. Based on the results of mathematical modeling, a method and means for controlling the trajectory of the stick, boom and working body is developed by one integrated control device that provides working body movement close to plane-parallel. The dependences of the position of the working body in the vertical plane on the outreach of the boom and handle were revealed when using the developed integrated control device for the trajectory of the handle, boom and working body and without its use. Using the developed integrated device for controlling the trajectory of the handle, boom and working body provides deviations from the vertical working body with horizontal movement of the boom and handle in the range from +5 to -11 cm. Using the developed integrated device for controlling the trajectory of the handle, booms and working body provides a relative reduction in deviation from the vertical of the working body with horizontal boom movement in the range from 150 to 1600% compared with the base felling and bulking LP-19 machine. It has been experimentally established that the use of the developed integrated control device provides a reduction in the time of the guidance operation of the working body (changing the boom outreach) from 13.2 s up to 7.7 s. It was experimentally established that when using the developed integrated control device, the average production time of 1 m³ of wood is less than that of the base machine, which allowed to increase the productivity of felling and bulking LP-19 machine by 17%.

Ключевые слова: плоскопараллельное движение, захватно-срезающее устройство, валочно-пакетирующая машина.

Дата принятия к публикации: 12.03.2020
Дата публикации: 25.03.2020

Сведения об авторах:

Богданов Евгений Николаевич – аспирант кафедры транспортно-технологических машин ФГБОУ ВО «Поволжский государственный технологический университет»,
e-mail: bogdanoven@volgatech.net.

Полянин Игорь Александрович – доктор технических наук, профессор кафедры транспортно-технологических машин ФГБОУ ВО «Поволжский государственный технологический университет»,
e-mail: polyaninia@volgatech.net.

Егоров Алексей Васильевич – доктор технических наук, профессор кафедры транспортно-технологических машин ФГБОУ ВО «Поволжский государственный технологический университет»,
e-mail: aleg1976@me.com.

Багаутдинов Ильдар Нургаязович – кандидат технических наук, доцент кафедры эксплуатации машин и оборудования ФГБОУ ВО «Поволжский государственный технологический университет»,
e-mail: ooobin@mail.ru.

Keywords: plane-parallel movement, gripping-cutting device, feller buncher.

Date of acceptance for publication: 12.03.2020
Date of publication: 25.03.2020

Authors' information:

Evgenii N. Bogdanov – graduate student of the Department “Transport and technological machines” at Volga State University of Technology,
e-mail: bogdanoven@volgatech.net.

Igor A. Polyaniin – Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department “Transport and technological machines” at Volga State University of Technology,
e-mail: polyaninia@volgatech.net.

Aleksey V. Egorov – Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department “Transport and technological machines” at Volga State University of Technology,
e-mail: aleg1976@me.com.

Idar N. Bagautdinov – Candidate of Technical Sciences, Assistant professor of the Department "Operation of machines and equipment" at Volga State University of Technology,
e-mail: ooobin@mail.ru.

1. Введение

Анализ работ в области плоскопараллельного движения рабочих органов манипуляторных машин показывает, что исследования направлены на разработку новых типов плоскопараллельных манипуляторов, обеспечивающих максимальную скорость выполнения технологических операций [1-5].

Существует большое количество манипуляторных машин (в том числе для заготовки леса), при работе которых плоскопараллельное движение рабочего органа не реализуется. Широкое распространение на лесозаготовках в Российской Федерации получили валочно-пакетирующие машины ЛП-19. Гидравлические системы и конструкции этих машин не обеспечивают синхронную работу гидродвигателей манипуляторов, необходимую для снижения времени технологических операций. Отсутствие технических решений по обеспечению плоскопараллельного движения рабочего органа в значительной степени сдерживает развитие автоматизации технологических операций машины ЛП-19.

Таким образом, настоящая работа является актуальной, так как ее успешная реализация позволит перейти к решению задач автоматизации технологических операций машины ЛП-19.

Объектом исследования является механизм пространственного перемещения рабочего органа (захватно-срезающего устройства) валочно-пакетирующие машины ЛП-19. Цель исследования – улучшение параметров плоскопараллельного движения ее рабочего органа.

Для достижения обозначенной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Разработать математическую модель манипулятора машины, позволяющую оценить пространственное перемещение элементов манипулятора при движении рабочего органа, близкого к плоскопараллельному.
2. Выявить зависимости расхода рабочих жидкостей в гидроцилиндрах привода стрелы и рукояти при осуществлении плоскопараллельного движения рабочего органа.
3. Разработать способ и средство управления траекторией движения рукояти и стрелы манипулятора машины ЛП-19 одним комплексным устройством (джойстиком),

обеспечивающим реализацию плоскопараллельного движения рабочего органа.

4. Обосновать сокращение времени рабочего цикла наводки и подтягивания спиленного дерева при использовании средства управления траекторией движения рукояти и стрелы одним комплексным устройством, обеспечивающего движение рабочего органа близкого к плоскопараллельному.

2. Расчетная схема машины

Решение задачи обеспечения плоскопараллельного движения рабочего органа валочно-пакетирующей машины ЛП-19 может потребовать дополнительного нагружения насосной станции машины. Поэтому необходимо найти возможности использования перетоков рабочей жидкости между полостями приводных гидроцилиндров при совершении рабочих операций в целях обеспечения плоскопараллельного движения рабочего органа. Для этого необходимо разработать математическую модель изменения пространственного положения элементов манипулятора и определить количество рабочей жидкости вытесняемой и всасываемой приводными гидроцилиндрами.

На рис. 1 представлена исходная расчетная схема с нанесенной расчетной сеткой и исходными осями. Преобразуем ее в эквивалентную схему (рис. 2), которая позволит осуществить математическое моделирование плоскопараллельного движения захватно-срезающего устройства.

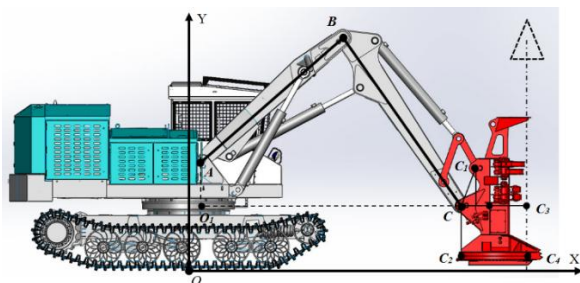


Рис. 1. Исходная расчетная схема валочно-пакетирующей машины ЛП-19

Плоскопараллельное движение рабочего органа характеризуется постоянством положения угла наклона рабочего органа

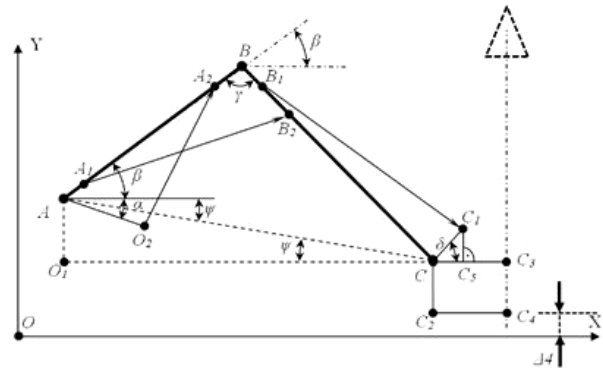


Рис. 2. Эквивалентная расчётная схема валочно-пакетирующей машины ЛП-19

($\angle \delta = \text{const}$, ΔCC_1C_5 и $\square CC_2C_4C_3$). Таким образом, зная траекторию движения точки С и ее величину, в процессе изменения вылета манипулятора с минимального значения до максимального от оси поворота платформы, необходимо определить изменения длин гидроцилиндров стрелы ($\Delta 1$), рукояти ($\Delta 2$) и рабочего органа ($\Delta 3$) (рис. 3).

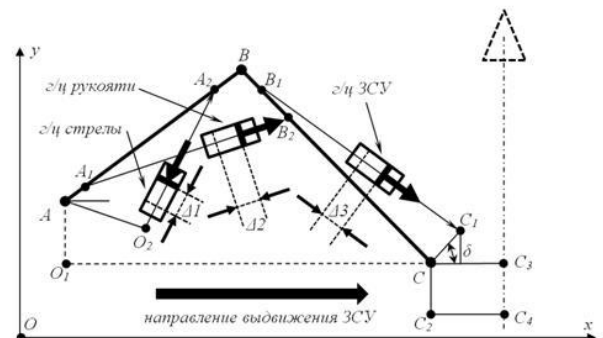


Рис. 3. Схема работы гидроцилиндров при выдвигении рабочего органа

Таким образом, необходимо решить обратную задачу по известной величине вылета манипулятора и кинематическим параметрам. Эти величины взаимосвязаны с расходами жидкости в гидроцилиндрах, что позволяет определить количество рабочей жидкости, вытесняемой и всасываемой приводными гидроцилиндрами манипулятора.

3. Математическое моделирование

В расчетной схеме (рис. 2) плоскопараллельного движения рабочего органа известными величинами являются:

1) Длины звеньев: AB – стрела; BC – рукоять; AB – стрела; ΔCC_1C_5 и $\square CC_2C_4C_3$; и дру-

гие геометрические параметры звеньев по рис. 2;

- 2) высота пня спиленного дерева $\Delta 4$;
- 3) начальные величины углов β , γ ;
- 4) угол положения гидроцилиндра стрелы манипулятора α .

Переменными (искомыми) величинами являются:

- 1) углы положения стрелы β и рукояти γ ;
- 2) длины (вылет) гидроцилиндров стрелы ($\Delta 1$), рукояти ($\Delta 2$) и захватно-срезающего устройства ($\Delta 3$).

Определим зависимости объемов жидкостей в гидроцилиндрах от изменения углов образуемых, стрелой, рукоятью, рабочим органом. Из рис. 3 видно, что при осуществлении плоскопараллельного движения рабочего органа (в момент наведения на дерево) рассматриваемая схема работает следующим образом. Для увеличения вылета стрелы гидроцилиндры втягиваются, таким образом излишки жидкости из поршневой полости можно использовать для привода других гидроцилиндров манипуляторов. В момент увеличения вылета рукояти и рабочего органа гидроцилиндры выдвигаются, жидкости штоковых полостей которых можно также использовать. Таким образом, выдвигание манипулятора сопровождается выработкой излишек жидкостей в приводных гидроцилиндрах. Появляется возможность их взаимного использования. Уравнивающий объем жидкости, зависмый от величины вылета манипулятора (объем перераспределяемой рабочей жидкости), можно вычислить следующим образом:

$$V = V_{гц.порш.рук.} + V_{гц.порш.зу} - 2V_{гц.порш.стр.}$$

где $V_{гц.порш.стр.}$, $V_{гц.порш.рук.}$, $V_{гц.порш.зу}$ – объемы поршней приводных гидроцилиндров стрелы, рукояти и рабочего органа.

Таким образом

$$|V| = 0.5S_{пн} \left[\left(4A_1B_2^2 - 16A_1B \times BB_2 \sin \left(\frac{\gamma_1 + \gamma_2}{2} \right) \times \sin \left(\frac{\gamma_1 - \gamma_2}{2} \right) \right)^{0.5} - 2A_1B_2 \right] + 0.5S_{пн} \left[\left(4B_1C_1^2 - 16B_1C \times CC_1 \sin \left(\frac{2\beta + 2\gamma - \delta_1 - \delta_2}{2} \right) \times \sin \left(\frac{\delta_2 - \delta_1}{2} \right) \right)^{0.5} - 2B_1C_1 \right] -$$

$$- S_{пн} \left[\left(4AO_2^2 - 16AO_2 \times AA_2 \sin \left(\frac{2\alpha + \beta_1 + \beta_2}{2} \right) \times \sin \left(\frac{\beta_1 - \beta_2}{2} \right) \right)^{0.5} - 2A_2O_2 \right],$$

где $S_{пн}$ – вылет манипулятора.

На рис. 4. представлен график зависимости хода гидроцилиндров стрелы и рукояти от вылета манипулятора. Вылет манипулятора изменяется от минимального до максимального значения. На рис. 5 представлен график изменения объема жидкости в полостях гидроцилиндров стрелы и рукояти в зависимости от вылета манипулятора.

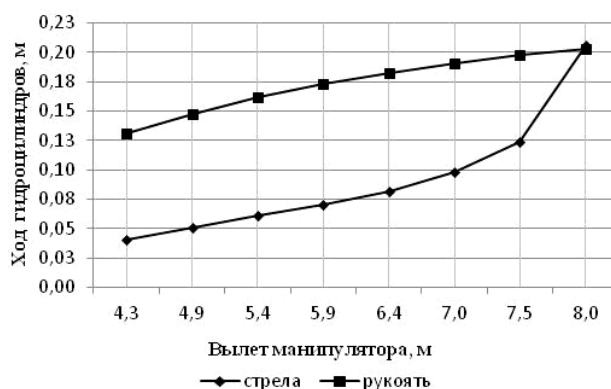


Рис. 4. Зависимость хода гидроцилиндров стрелы и рукояти от вылета захватно-срезающего устройства

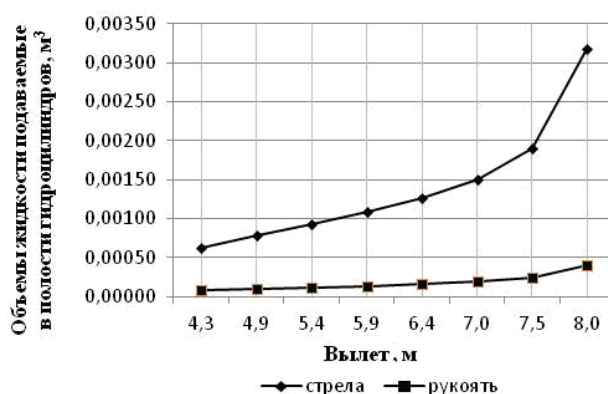


Рис. 5. Зависимость объема жидкости, подаваемой в полости гидроцилиндров вылета стрелы и рукояти, от вылета

Сравнительный анализ показал, что объемы жидкости вытесняемые гидроцилиндром стрелы по объему сопоставимы с объемами, потребляемыми гидроцилиндром привода рукояти на совершение рабочего хода. Таким образом, использование объема жид-

кости, вытесняемого гидроцилиндром стрелы, позволяет избежать дополнительного нагружения насосной станции машины и организовать работу гидравлической системы валочно-пакетирующей машины ЛП-19 таким образом, чтобы обеспечить движение рабочего органа близкого к плоскопараллельному [6, 7].

На рис. 6 представлен дополнительный элемент (дивертор Р6) и его местоположение в гидросистеме валочно-пакетирующей машины ЛП-19, позволяющий организовать движение рабочего органа, близкое к плоскопараллельному.

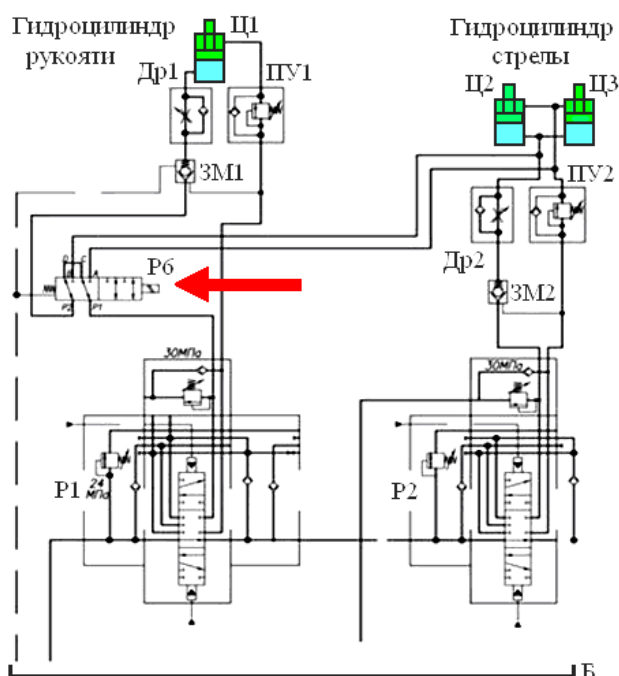


Рис. 6. Схема установки дивертора в гидросистеме машины ЛП-19

4. Экспериментальные исследования

С целью подтверждения результатов теоретических исследований плоскопараллельного движения рабочего органа валочно-пакетирующей машины ЛП-19 и эффективности работы дивертора проведены экспериментальные исследования в сборочном цехе ООО фирма «Лестехком», выпускающего машины рассматриваемого типа.

Для проведения экспериментальных исследований согласно рекомендациям [8, 9]

на площадке был организован стенд (рис. 7, а). Измерения положения элементов стрелы манипулятора и рабочего органа машины выполнялись (рис. 7, б, в):

- по вертикали – с помощью контрастной метрики, нанесенной на торце оси крепления рабочего органа к рукояти;

- по горизонтали – с помощью мерной шкалы, состоящей из расположенных на расстоянии 500 мм мерных индикаторов, установленных на поверхности пола цеха с расположенными.

Выполненные натурные эксперименты позволили оценить пространственное положение рабочего органа.

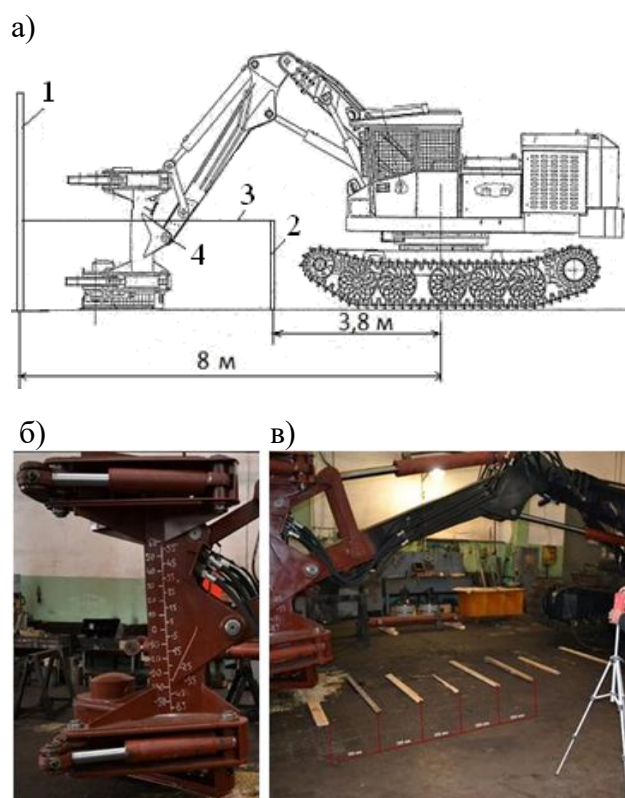


Рис. 7. Экспериментальная установка для исследования работы манипулятора валочно-пакетирующей машины ЛП-19: а – схема экспериментальной установки; б – вертикальная мерная шкала; в – горизонтальная мерная шкала; 1 – шест (длина 4 метра); 2 – стойка (длина 1,5 м); 3 – луч лазерного уровня; 4 – ось крепления рабочего органа машины

Средние результаты измерения зависимости вертикального положения рабочего органа от вылета показаны на рис. 8. Нулевая

соответствует положение рабочего органа на максимальном вылете.

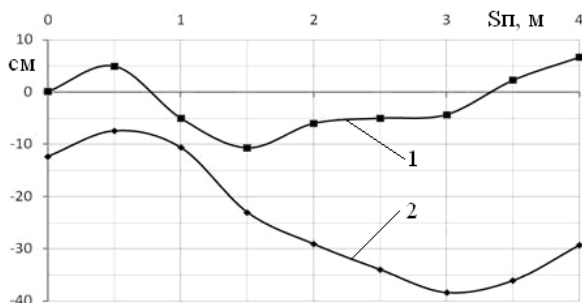


Рис. 8. Зависимость вертикальных перемещений рабочего органа от вылета: 1 – с дивертором; 2 – без дивертора

Уравнение движения рабочего органа (зависимость вертикальной координаты рабочего органа y от горизонтальной – x) в случае использования стандартной гидравлической схемы с достоверностью 99,2% описывается уравнением:

$$y = 0,1191x^6 - 1,0447x^5 + 1,806x^4 + 9,1571x^3 + 37,028x^2 + 27,291x - 12,4.$$

Уравнение движения рабочего органа в случае использования в гидравлической схеме дивертора с достоверностью 98,4% описывается уравнением:

$$y = -1,1384x^6 + 14,825x^5 + 74,014x^4 + 175,64x^3 + 193,24x^2 + 71,817x + 0,0355.$$

При проведении экспериментов фиксировалась длительность выполнения операций наводки и подтягивания спиленного дерева.

Применение дивертора позволило обеспечить сокращение времени осуществления операции наводки рабочего органа (изменения вылета стрелы) с 13,2 с до 7,7 с.

В процессе выполнения экспериментальных исследований первоначально принят и в последствие путем сравнения расчетного и табличного коэффициента Фишера подтвержден нормальный закон распределения измеряемых величин [10]. Статистическая обработка экспериментальных данных с учетом точности применяемых измерительных приборов показала, что для получения достоверных данных необходимо проведение не

менее 7 измерений вертикальных перемещений рабочего органа в каждой точке конечных и промежуточных положений и не менее 7 измерений времени наводки рабочего органа из позиции минимального вылета до позиции максимального вылета.

5. Выводы

На основе полученных результатов сделаны следующие выводы.

1. Разработана математическая модель шарнирно-сочлененного манипулятора валочно-пакетирующей машины ЛП-19, позволяющая выявлять законы движения стрелы, рукояти и стойки рабочего органа в зависимости от объема рабочей жидкости в гидроцилиндрах привода стрелы и рукояти.

2. На основании результатов математического моделирования разработан способ и средство управления траекторией рукояти, стрелы и рабочего органа одним комплексным устройством управления, которое за счет использования дивертора обеспечивает движение рабочего органа близкого к плоскопараллельному.

3. Выявлены зависимости положения рабочего органа в вертикальной плоскости от вылета стрелы и рукояти при использовании и без использования дивертора.

4. Использование дивертора обеспечивает отклонение рабочего органа от вертикали при горизонтальном перемещении стрелы и рукояти в диапазоне от +5 до -11 см.

5. Использование дивертора обеспечивает относительное снижение отклонения рабочего органа от вертикали при горизонтальном перемещении стрелы в диапазоне от 150 до 1600% по сравнению с базовой конструкцией.

6. Экспериментально установлено, что использование дивертора обеспечивает сокращение времени осуществления операции наводки рабочего органа (изменения вылета стрелы) с 13,2 с до 7,7 с, что обеспечивает увеличение производительности на 17 %.

Список литературы

1. Круглов В.С., Барман М.А. Валочно-пакетирующая машина ЛП-19. М.: Лесная промышленность, 1982. 288 с.
2. Руководство по эксплуатации валочно-пакетирующей машины ЛП-19А с сервоуправлением, отечественным гидрооборудованием и импортными механизмами передвижения и механизмом поворота. Йошкар-Ола: ООО фирма «Лестехком», 2008.
3. Лагереv А.В. Нагруженность подъемно-транспортной техники. Брянск: БГТУ, 2010. 180 с.
DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1306614>
4. Лагереv И.А. Сравнительный анализ гидравлических кранов-манипуляторов транспортно-технологических машин и гидравлических манипуляторов промышленных роботов // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2016. № 3. С. 16-49. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1198767>
5. 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>.
6. Виногоров Г.К. Технологические циклы валочно-пакетирующих машин // Труды ЦНИИМЭ. 1974. № 141. С. 5-15.
7. Багин Ю.И., Ерахтин Д.Д. Гидросистемы лесозаготовительных машин. М.: Лесная промышленность, 1983. 231 с.
8. Пижурин А.А. Методика планирования экспериментов и обработки их результатов при исследовании технологических процессов в лесной и деревообрабатывающей промышленности. Ч.1. М., 1972. 52 с.
9. Лагереv И.А., Таричко В.И., Солдатченков С.П., Игнатов Д.А. Создание экспериментального макета мобильной канатной дороги с использованием 3D-печати // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2019. №2. С. 221-230. DOI: <https://doi.org/10.22281/2413-9920-2019-05-02-221-230>.
10. Длин А.М. Математическая статистика в технике. М.: Книга по Требованию, 2013. 468 с.

References

1. Kruglov V.S., Barman M.A. *Valochno-paketiruyushchaya machina [Feller Buncher LP-19]*. Moscow, Timber industry, 1982. 288 p. (In Russian)
2. *Rukovodstvo po ekspluatatsii valochno-paketiruyushchey mashiny LP-19A s servoupravleniem, otechestvennym gidrooborudovaniem i importnymi mekhanizmami peredvidzeniya i mekhanizmom povorota* [Operation manual for feller buncher LP-19A with servo control, domestic hydraulic equipment and imported: movement mechanisms and rotation mechanism]. Yoshkar-Ola, Lestekhkom LLC, 2008. (In Russian)
3. Lagerev A.V. *Nagruzhennost podemno-transportnoy tekhniki* [Load lifting and transport equipment]. Bryansk, BGTU, 2010. 180 p. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1306614> (In Russian)
4. Lagerev I.A. Comparative analysis of hydraulic crane-manipulating installations transport and technological machines and industrial robots hydraulic manipulators. *Nauchno-tekhnicheskiiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*, 2016, No.3, pp. 16-49. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1198767> (In Russian)
5. Lagerev I.A. *Modelirovanie rabochikh protsessov manipulyatsionnykh sistem mobilnykh mnogotselovykh transportno-tekhnologicheskikh mashin i kompleksov* [Modeling of work processes in manipulation systems for mobile multi-purpose transport and technological machines and complexes]. Bryansk, RIO BGU, 2016. 371 p. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.1198980> (In Russian)
6. Vinogorov G.K. Technological cycles of feller bunchers. *Proceedings of TsNIIME*, 1974, No. 141, pp. 5-15. (In Russian)
7. Bagin Yu.I., Erakhtin D.D. Hydraulic systems of forestry machines. Moscow, Timber industry, 1983. 231 p. (In Russian)
8. Pizhurin A.A. *Metodika planirovaniya eksperimenta i obrabotki ikh rezultatov pri issledovanii tekhnologicheskikh protsessov v lesnoy i derevoobrabatyvayushchey promyshlennosti. Chast 1* [Methods of planning experiments and processing their results in the study of technological processes in the

‡ forest and woodworking industries. Textbook
‡ for FPKP and graduate students. Part 1]. Mos-
‡ cow, 1972. 52 p. (In Russian)

‡ 9. Lagerev I.A., Tarichko V.I.,
‡ Soldatchenkov S.P., Ignatov D.A. The experi-
‡ mental model creation of a mobile ropeway by
‡ 3D-printing. *Nauchno-tehnicheskij vestnik*
‡ *Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta,*
‡ 2019, No.2, pp. 221-230. DOI: 10.22281/2413-
‡ 9920-2019-05-02-221-230 (In Russian)

‡ 10. Dlin A.M. *Matematicheskaya statistika*
‡ *v tekhnike* [Mathematical statistics in technol-
‡ ogy]. Moscow, Kniga po trebovaniyu, 2013.
‡ 468 p.

УДК (УДК) 553.061: 553.41: 553.493: 553.44 (575)

**ПЕТРОЛОГИЯ И МИНЕРАЛОГО-ГЕОХИМИЧЕСКАЯ ОЦЕНКА ПЕРСПЕКТИВ
 РУДОНОСНОСТИ УЛЬТРАБАЗИТОВ И БАЗИТОВ ТЕСКУДУК-
 ЧЕНГЕЛЬДИНСКОГО МАССИВА (ТАМДЫТАУ, ЗАПАДНЫЙ ТЯНЬ-ШАНЬ)**

**PETROLOGY AND MINERALOGICAL-GEOCHEMICAL ESTIMATION OF
 PROSPECTS OF ORE BEARING OF ULTRABAZITES AND BASITES OF THE
 TESKUDUK-CENGELDI MASSIF (TAMDYTAU, WESTERN TIEN SHAN)**

Мамарозиков У.Д.
 Mamarozikov U.D.

Институт геологии и геофизики имени Х.М. Абдуллева (Ташкент, Узбекистан)
 Institute of geology and geophysics named after H.M. Abdullaev (Tashkent, Uzbekistan)

Аннотация. Изложены результаты петрографических и петрохимических исследований ультрабазитов и базитов Тескудук-Ченгельдинского массива Северного Тамдытау (Западный Тянь-Шань). Определены формы нахождения и вещественные составы главных минералов-носителей и минералов-концентраторов хрома, никеля и кобальта, платиноидов, золота, серебра и редкоземельных металлов. С использованием масс-спектрометрического анализа (ICP-MS) получена геохимическая характеристика пород массива и подтверждена специализация их на хром, никель и кобальт. Содержания золота, серебра и сопутствующих им элементов (Se, Sb, Te, As, Bi) увеличиваются от перидотитов к габброидам и их дериватам. Сделан вывод о формировании рудно-магматической системы Тескудук-Ченгельдинского массива в условиях спрединга, эволюция которой сформировала хром-никелевое оруденение с платиноидно и золото-серебряной нагрузкой.

Ключевые слова: ультрабазиты, базиты, минералы-концентраторы, минералы-носители, геохимическая специализация, хром-никелевое оруденение.

Дата принятия к публикации: 00.00.2000
Дата публикации: 00.00.2000

Сведения об авторе:

Мамарозиков Усмонжон Довронович – доктор геолого-минералогических наук, заведующий отделом изучения рудообразующих процессов Института геологии и геофизики имени Х.М. Абдуллева, Государственный комитет по геологии и минеральным ресурсам Республики Узбекистан,
 e-mail: udmamarozikov@rambler.ru.

1. Введение

Полигенное строение ультрабазит-базитовых комплексов обычно с основанием

Abstract. The article describes the results of petrographical and petrochemical studies of ultrabasites and basites of the Teskuduk-Chengeldi massif of the Northern Tamdytau (Western Tien Shan). The main minerals-carriers and minerals-concentrators of chromium, nickel and cobalt, platinumoids, gold, silver and rare-earth metals are determined. Using the mass-spectrometric analysis (ICP-MS), a geochemical characterization of the rocks of the massif was obtained and their specialization in chromium, nickel and cobalt was confirmed. The contents of gold, silver, and related elements (Se, Sb, Te, As, Bi) increasing from peridotites to gabbroids and their derivatives. The conclusion is made about the formation of the ore-magmatic system of the Teskuduk-Chengeldi massif under spreading conditions, the evolution of which formed chrome-nickel mineralization with platinum and gold-silver loading.

Keywords: ultrabasites, basites, minerals-concentrators, minerals-carriers, geochemical specialization, chromium-nickel mineralization.

Date of acceptance for publication: 00.00.2000
Date of publication: 00.00.2000

Author's information:

Usmonjon D. Mamarozikov – Doctor of Geological and Mineralogical Sciences, Head of the Department for the study of ore formation processes, Institute of geology and geophysics named after H.M. Abdullaev, State Committee of the Republic of Uzbekistan on Geology and mineral Resources,
 e-mail: udmamarozikov@rambler.ru.

офиолитовой ассоциации отмечено давно. Не составляет исключения и Тескудук-Ченгельдинский массив Северного Тамдытау. Однако несмотря на многолетние исследования

подобных комплексов, до сих пор не выработана единая теория, объясняющая их петро- и рудогенез. В связи с этим, детальное геологическое изучение габбро-гипербазитовых комплексов офиолитов, выявление характерных особенностей петрографии, петрохимии, минералогии и геохимии слагающих их пород, в первую очередь, с привлечением современных тонких методов анализа, должно внести значительный вклад в решение данной проблемы.

Кроме научного интереса, изучение перспектив хромитоносности пород Тескудук-Ченгельдинского массива является актуальным с экономической точки зрения. Обусловлено это главным образом резким дефицитом хромитового сырья в Узбекистане. Северный Тамдытау оказался в центре внимания исследователей и в первую очередь территория Тескудук-Ченгельдинского массива, где известен ряд хромитовых рудопроявлений, которые по своим запасам, качеству руд, степени обогатимости вполне могут соответствовать требованиям металлургической промышленности [1-4].

Большинство ультрабазит-базитовых массивов офиолитов традиционно относятся либо к хромитоносным, либо к платиноносным. Первые, как правило, сложены магнезиальными, а вторые - железистыми ультрамафитами. В то же время, в последние годы появилось много свидетельств того, что в пределах единых массивов возможно совмещение различных формационных типов гипербазитов с присущими для них хромитовой и платиноидной минерализацией [5-19].

2. Геологическая позиция Тескудук-Ченгельдинского массива

Гипербазит-габбро-плагиогранитная формация или тескудукский гипербазит-габбро-плагиогранитный комплекс в литературе известен как Тескудук-Ченгельдинский «массив» и протрузия. Распространена в пределах Тескудукской пластины. Общая площадь 12 км²: Тескудук, Тюменбай, Каратас, Кудукча. Отдельные небольшие выходы отмечены в окрестностях Кулкудук, Джаманкынбир. По данным И.А. Масленниковой [8] этот ком-

плекс представлен разрозненными чешуями, пластинами серпентинизированных ультрамафитов, габброидов и плагиогранитов. Наиболее крупное тело ультрамафитов (9 км²) по пологому надвику контактирует с Аяккумарской и Ченгельдинской пластинами. Отмечается следующая последовательность залегания отдельных членов офиолитовой ассоциации: нижняя часть офиолитов представлена серпентинитами, измененными верлитами, клинопироксенитами, дунитами, вебстеритами, которые постепенно переходят в габброиды (общая мощность 100...120 м); средняя часть (~ 200 м) – феррогаббро, мелко-, лейкогаббро, до тоналитов; верхняя часть – плагиограниты.

Ультрабазит-базитовые тела размещаются среди песчано-сланцевых, кремнистых и эффузивных пород кынгырской (S₂ld) и балпантауской (S₂-D₁) свит. Обломки этих пород встречаются в отложениях карбона.

Тескудук-Ченгельдинская полоса по площади обнаженности является самым крупным из всех выделенных участков гипербазит-базитов в Тамдытау. Эта полоса шириной от 25 метров до 1,5 км прослеживается в направлении с юго-востока на северо-запад от верховьев сая Ченгельды через бассейны Тескудук до сая Коскудук на расстоянии свыше 5 км. Общее падение заключенных в этой полосе интрузивных тел на запад и юго-запад под углом 30...60° (рис. 1).

Вмещающими породами базитов и ультрабазитов является песчано-сланцевая толща кынгырской свиты верхнего силура. Ультрабазит-базитовый комплекс включает в себя перидотит-габбро-плагиогранитовую, metabазальтовую, лейкобазальтовую и трахибазальтовую формации. Среди пород перидотит-габбро-плагиогранитовой формации преобладают апоперидотитовые серпентиниты, амфиболитизированное, катаклазированное габбро. Реже встречаются небольшие шпир и блоки дунитов, пироксенитов. Форма сохранившихся тел пластообразная, контакты тектонические. Несмотря на отчетливо выраженную тектонизацию – катаклаз и милонитизация, исследователи отмечают, что в случаях совместного нахождения, гипербазиты гипсометрически выше сменяются

габброидами, а последние – плагиогранитами, альбитофирами. Ультраосновные породы в составе формации представлены апоперидотитовыми, апопироксенитовыми серпентинитами. Редко среди них в виде шлиров встречаются верлиты, дуниты, пироксениты.

Характер контактов ультрабазитов с вмещающими породами тектонической. Следы тектонических деформаций проявляются в интенсивном расланцевании, дроблении и брекчировании как вмещающих пород, так и ультрабазитов, появлении структур будинажа, зеркал скольжения, перемещении оторванных блоков серпентинитов вдоль тектонически ослабленных зон. Контактково-термальные изменения вмещающих пород вокруг гипербазитовых массивов отсутствуют.

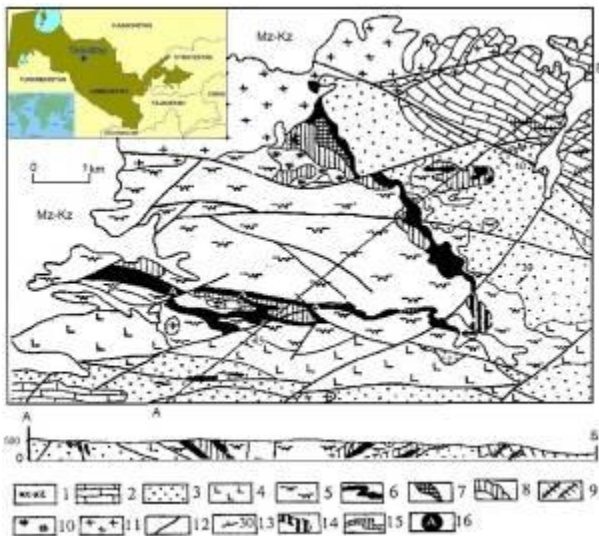


Рис. 1. Схематическая геологическая карта Тескудук-Ченгельдинского ультрабазит-базитового массива (по [17]).

На рис. 1 обозначено: отложения: 1 – мезо-кайнозойские (Mz-Kz): пески, песчаники, алевролиты, глины; карбонатные (D₁-C₂): известняки, доломиты, мраморы; 3 – нерасчлененные терригенные (Є-S): песчаники, алевролиты, конгломераты, гравелиты, аргиллиты, сланцы с прослоями известняков, доломитов и кремней; 4 – вулканогенно-осадочные (S₂): плагиоклазовые порфириды, туфопесчаники, алевролиты, альбитофиры, актинолитовые сланцы, базальтовые порфириды; 5 - метаморфиче-

ские (условно R): амфиболовые, хлорит-серецит-кварцевые сланцы, гнейсы, амфиболиты с прослоями и горизонтами черных кремней, доломитов, песчаников, алевролитов. Ультрабазит и базиты Тескудук-Ченгельдинского массива (C₁): 6 - серпентиниты и пироксениты с вкрапленностью платиноносного хромита; 7 - серпентинизированные перидотиты и дуниты с аксессуарными (0,4...1,5 %) и рудными (в виде сегерации и сплошных тел) хромитами; 8 – габбро и габбро-амфиболиты с платиноносными сульфидными сегерациями; 9 – дайки и штоки габбро-диабазов; 10 – плагиограниты. Тамдынский гранитоидный массив (P₁): 11 – мелко- и крупнозернистые аляскитоидные граниты. Прочие: 12 – разломы; 13 - элементы залегания пород; 14 – место возможного соединения двух крыльев лополитоподобных структур; 15 – родингитовые изменения; 16 – проявления хризотил-асбеста.

3. Минералого-петрографические особенности пород: минералы-носители и минералы-концентраторы рудных элементов

Главную массу петрофонда Тескудук-Ченгельдинского ультрабазит-базитового массива составляют серпентиниты и габброиды (габбро-пироксенит, амфиболовые габбро, лейкогаббро) а реже встречаются и небольшие выходы серпентинизированных дунитов и лерцолитов [1-6, 8, 17].

Серпентинизированные дуниты. Эти породы отмечаются в центральной части Тескудук-Ченгельдинской полосы на участках развития хромитовых шлиров [8]. Они мелкозернистые породы бурого цвета, сложены в основном из оливина, серпентина (до 40%) и хромшпинелидами (до 7 %). Акцессорные минералы представлены образующими включения в оливине магнетитами (до 3 %) и очень редкими зернами сульфидов (пирротин, пентландит). Дуниты нередко подвержены интенсивной серпентинизации вплоть до полного замещения их лизардит-антигоритовыми и антигоритовыми серпентинитами (рис. 2).

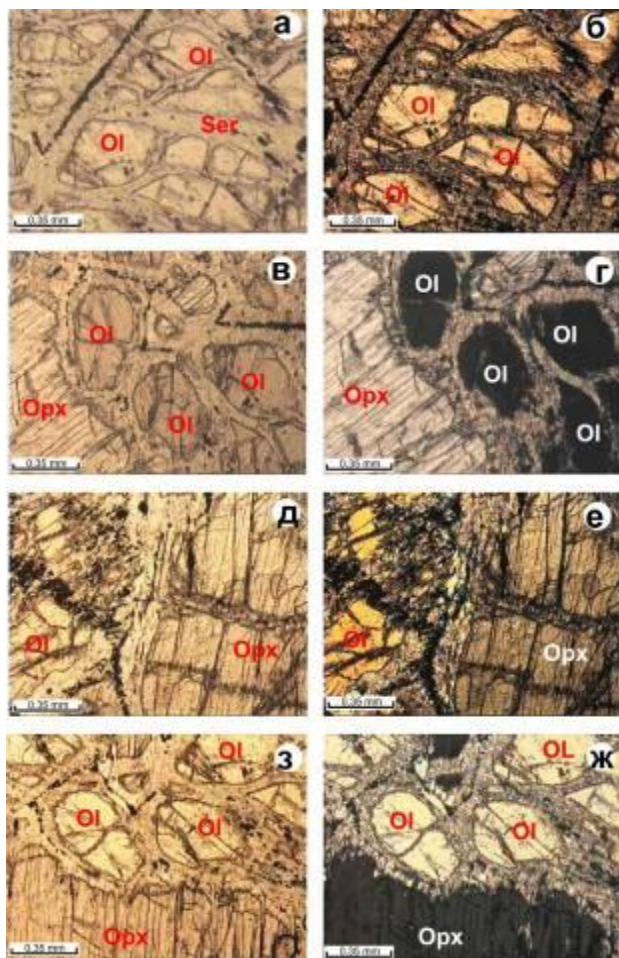


Рис. 2. Фотоснимки формы находений и взаимоотношений оливина (Ol), ортопироксена (Orx), серпентина (Ser) в серпентинизированных дунитах (а, б) и лерцолитах (д, е, з, ж)
а, в, д, з – снимки получены без анализатора, б, г, у, ж – с анализатором

Оливин представлен в виде идиоморфных, иногда гипидиоморфных зерен, разбитых петельчатыми трещинками, заполненными лизардитом с магнетитом.

Шпинелиды представлены двумя разновидностями: темной зеленовато-бурой и светло-зеленой прозрачной. Первая разновидность - идиоморфные зерна хромшпинелидов размером до 1 мм, которые обычно с периферии часто замещены магнетитом.

В зернах хромшпинелидов обнаруживается концентрическая зональность со сменой от центра к периферии феррихромита на феррихромпикотит. Вторая разновидность шпинелей (герциниты) наблюдается в виде

зерен неправильной формы либо их агрегатов и встречается только в интерстициях между индивидами оливина.

Сульфиды встречены только в слабоизмененных разновидностях дунитов и представлены преимущественно железистым пентландитом. Последний образует самостоятельные округлые зерна размером до 0,2 мм. Сульфидная вкрапленность обычно тесно ассоциирует с хромшпинелидами.

Структура серпентинизированных дунитов гранобластовая и петельчатая, связанная с серпентинизацией оливина.

Серпентинизированные перидотиты (лерцолиты) слагают небольшие по размерам отдельные тела среди серпентинитов. Выходы их отмечаются в южной и юго-западной частях площади. Все они в той или той степени серпентинизированы, причем процент серпентинизации не ниже 50 %. Слабосерпентинизированные разности перидотитов (лерцолитов) представляют собой массивную среднюю- и крупнозернистую породу темно-зеленого цвета, иногда пятнистую окраску, что связано с наличием участков светло-зеленого пироксена на фоне зеленовато-черной существенно серпентинитовой массы.

Минералогический состав серпентинизированных перидотитов (лерцолитов): оливин (60...70 %), ромбический пироксен (10...40 %), серпентин с отдельными реликтами оливина (20...35 %), моноклинный пироксен (10...15 %). Акцессорные минералы – хромшпинелид, магнетит, гранат, пентландит и др.

Оливин (форстерит) в большинстве случаев замещен желто-зеленым лизардитом и хризотилом с образованием петельчатой и решетчатой структур. В породе определяется по сохранившимся многоугольникам и округлым реликтам среди серпентинитов (рис. 2., табл. 1.). В них чаще присутствуют хром (Cr_2O_3 до 0,23 %) и никель (NiO – 0,27 %), редко кобальт (CoO – 0,93 %), золото (Au – 0,09 %), платина (Pt – 0,15%).

Ромбический пироксен представлен отдельными зернами, по данным микрозондового анализа соответствует энстатиту, содержащему примесь хрома (Cr_2O_3 – 0,31 %; табл. 1).

Таблица 1

Результаты микронзондовых анализов фемических породообразующих минералов и серпентинов пород Тескудук-Ченгельдинского ультрабазит-базитового массива (Северный Тамдытау), в %

Название породы	n	SiO ₂	TiO ₂	Al ₂ O ₃	FeO*	MnO	V ₂ O ₅	Cr ₂ O ₃	MgO	CaO	Na ₂ O	K ₂ O	P ₂ O ₅	Cl	SO ₃	NiO	CoO	Ag ₂ O	Au	Pt	Всего
Оливин																					
Лерцолит, ТМ-10	9	53,87	0,97	2,52	11,06	0,22	0,04	0,23	30,03	0,67	0	0	0	0	0	0,17	0,93	0,01	0,09	0,15	100,96
Серпентинизирован. лерцолит, ТМ-7	4	49,68	0,02	2,11	3,05	0,14	0	0,06	44,67	0,62	0	0	0	0	0	0,27	0,01	0	0	0	100,63
Серпентинизирован. лерцолит, ТМ-8	1	48,48	0,03	1,86	4,93	0,10	0	0,22	44,28	0,05	0	0	0	0	0	0,22	0	0	0	0	100,17
Диопсид																					
Габбро, ТМ-12	10	55,13	0,04	2,74	10,69	0,26	0,08	0,31	17,78	13,20	0,30	0,15	0	0,19	0,07	0,01	0	0	0	0	100,95
Энстатит																					
Лерцолит, ТМ-10	4	55,17	0,27	5,80	5,09	0,13	0,11	0,30	21,11	11,86	0	0	0	0	0	0,26	0,04	0	0	0,07	100,21
Авгит, ферроавгит																					
Габбро, ТМ-12	2	48,03	0,29	9,95	11,03	0,15	0,20	0	15,77	12,53	1,00	0,15	0	0	0	0	0	0	0	0	99,10
Диабаз, ТМ-15	13	48,94	0,12	3,37	24,00	0,48	0,13	0,05	9,03	11,61	0,02	0,13	0,32	0,01	0	0,02	0	0	0	0	98,23
Роговая обманка																					
Габбро, ТМ-12	2	42,23	0,11	21,46	10,59	0,20	0,06	0,37	19,92	2,83	1,22	0,97	0	0,01	0,02	0	0	0	0	0	99,99
	2	46,91	0,30	29,87	3,16	0,07	0	0,10	6,42	9,99	2,11	1,11	0	0,03	0	0	0	0	0	0	100,07
	2	53,37	0,13	25,04	2,76	0,03	0	0,12	6,53	6,91	4,35	0,59	0	0,14	0,07	0	0	0	0	0	100,04
	2	53,13	0,11	25,95	10,59	0,20	0,06	0,37	1,99	2,83	4,80	0,97	0	0,06	0,06	0	0	0	0	0	101,12
Диабаз, ТМ-15	2	56,89	0,59	15,31	10,45	0	0,01	0	3,29	8,33	2,84	1,14	0,84	0,02	0,12	0	0	0	0	0	99,83
Гроссуляр																					
Габбро, ТМ-12	2	39,20	0	30,78	3,74	0,06	0	0	1,18	24,94	0,10	0,07	0	0	0	0	0	0	0	0	100,07
Диабаз, ТМ-15	2	38,65	0	28,22	7,40	0,36	0	0	0,31	24,73	0	0,04	0,32	0	0	0	0	0	0	0	100,03
Серпентин																					
Лерцолит, ТМ-10	4	54,38	0,06	2,01	5,64	0,19	0,06	0,33	26,24	0,17	0	0	0	0	0	0,07	0,33	0	0,07	0,11	89,66
Серпентинизирован. лерцолит, ТМ-8	3	43,64	0,01	1,70	3,67	0,08	0,04	0	38,90	0,02	0	0	0	0	0	0,20	0,04	0	0	0	88,30
Серпентинит, ТМ-11	3	42,07	0,03	0,62	2,64	0,10	0,03	0,04	38,16	0,03	0	0	0,46	0	0,20	0,25	0,05	0,11	0,03	0,32	85,14
	4	43,18	0,01	0,62	3,22	0,09	0,04	0,10	40,87	0,02	0	0	0	0	0	0,17	0,02	0,10	0	0,09	88,53

Примечание: Здесь и далее в таблицах: FeO* = FeO+Fe₂O₃; n – количества определений; содержания CO₂ и H₂O – не определены; микронзондовые анализы выполнены У.Д.Мамарозиковым в Институте геологии и геофизики им. Х.М.Абдуллаева.

Клинопироксен в шлифе светло-зеленый, присутствует в виде неправильных порфиризовидных зерен, иногда встречаются слегка округлые короткопризматические зерна, образующие в ассоциации с оливином пойкилобластовые сростания. Клинопироксен соответствует диопсиду ($C: Ng = 40^0$).

Наибольшие содержания хром-магнетита, хромшпинелида и хромита характерны для серпентинизированных перидотитов (лерцолитов) и серпентинитов Северного Тамдытау, в которых количество их иногда достигает 5...10 % от объема породы.

Нередко отмечается сгущение акцессорной вкрапленности вплоть до образования хромистых серпентинизированных перидотитов. Характерно также замещение хромшпинелидов магнетитом по периферии зерен и по трещинам (рис. 3 и 4).

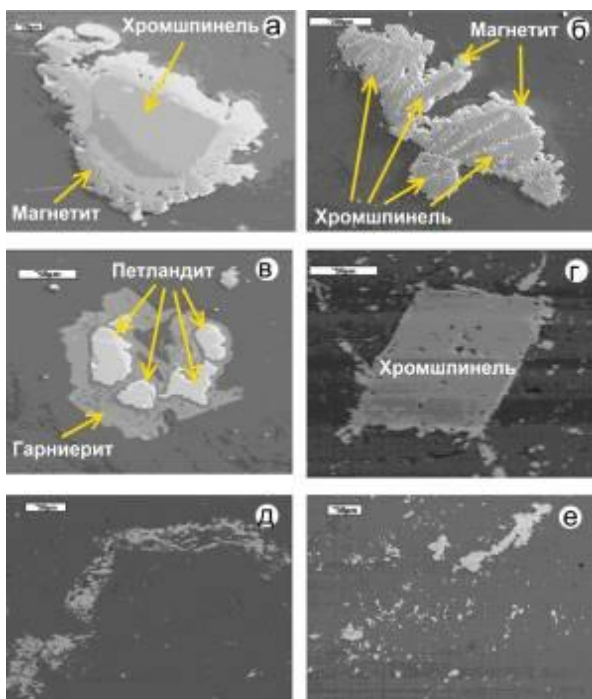


Рис. 3. Растровые снимки фрагментов замещения хромшпинелида магнетитом (а, б, г), пентландита гарниеритом (в) по периферии зерен и микроформы вторичной магнетит-хромитовой смеси - «конского хвоста» (д), пылевидных частиц в серпентине (е)

Магнетит наблюдается в виде ксеноморфных зерен размером 0,01...0,05 мм. На участ-

ках с повышенным содержанием рудного минерала (3...5%) перидотиты приобретают сидеронитовую структуру, причем магнетит обычно располагается на стыке зерен оливина и серпентина или в серпентиновой массе. Кроме того, при серпентинизации оливина развивается тонко распыленный магнетит, иногда образуют микроформу «конского хвоста» (рис. 3). В некоторых зернах оливина отчетливо наблюдаются структуры распада в виде тонких ламелей магнетита. Причем магнетит, замещающий по краям зерна хромшпинелида, практически идентичен по составу магнетиту, присутствующему в виде ламелей в зернах оливина. Кроме того, встречаются единичные зерна хромистого магнетита.

Акцессорный магнетит часто содержит примеси хрома (Cr_2O_3 0,09...1,79 %), никеля (NiO 0,32...0,35%), кобальта (CoO 0,03...0,07 %) и платиноидов (ЭПГ 0,06...0,42 %), редко меди (CuO 0,03 %), цинка (ZnO 0,07 %), золота (Au 0,04...0,05 %) и серебра (Ag_2O до 0,31 %). В отдельных зернах магнетита с помощью микрозондовых анализов установлены кластеры FeO_xAg_2O , содержащие (в %): FeO – 45,41; MgO – 1,52; Ag_2O – 50,78; Au – 0,40; Cl – 0,11; SO_3 – 0,27 (табл. 2).

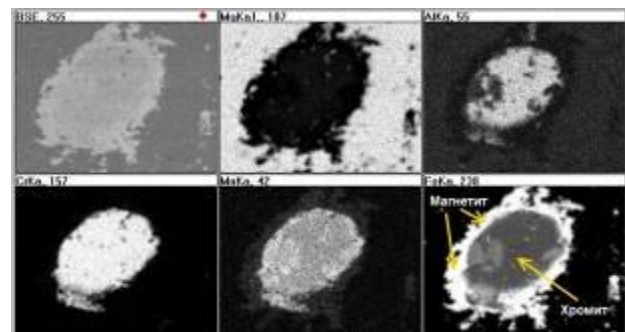


Рис. 4. Растровый снимок замещение хромшпинелида магнетитом по периферии зерен. Серпентинизированный лерцолит

Пентландит является главным минералом-концентратом никеля в породах ультрабазит-базитовых комплексов. С помощью электронного-микроанализатора JXA-8800 (Jeol) этот минерал и замещающий его гарниерит были установлены в серпентинизированных лерцолитах Северного Тамдытау (рис. 3 и 5, табл. 3 и 4).

Таблица 2.

Результаты микронзондовых анализов рудных минералов пород Тескудук-Ченгельдинского ультрабазит-базитового массива
(Северный Тамдытау), в %

Название породы	n	SiO ₂	TiO ₂	Al ₂ O ₃	FeO*	MnO	V ₂ O ₅	Cr ₂ O ₃	NiO	CoO	MgO	CaO	CuO	ZnO	Ag ₂ O	Au	ЭПГ	Всего
Магнетит																		
Лерцолит, ТМ-10	6	1,00	0,17	0,15	97,01	0,23	0,04	0,16	0,33	0,06	0,63	0,01	0	0	0,01	0,05	0,25	100,10
Серпентинизирован лерцолит, ТМ-7	2	0,70	0,01	0,16	95,85	0,19	0,03	1,79	0,35	0,07	0,80	0	0,03	0,07	0	0,04	0,42	100,51
Серпентинизирован. лерцолит, ТМ-8	3	0,42	0,04	0,53	96,61	0,45	0	0,09	0,32	0,03	1,10	0,01	0	0	0,31	0	0,06	99,97
Серпентинит, ТМ-11	5	0,39	0,01	0,06	97,83	0,17	0,02	0,60	0,54	0,07	0,61	0	0,02	0,02	0,06	0	0,03	99,03
	2	0,10	0	0,04	89,49	0,18	0	0,10	8,30	0,07	0,29	0,09	0	0	0,07	0	0,30	99,29
Габбро, ТМ-12	6	0,91	2,08	0,21	95,06	0,24	0,11	0,05	0,05	0,01	0,23	0,07	0	0	0,05	0,02	0,20	99,05
Диабаз, ТМ-15	4	0,72	4,93	0,18	91,08	1,23	0,25	0,06	0,06	0,02	0,11	0,05	0	0	0,11	0,03	0,22	90,05
Хром-магнетит																		
Серпентинизирован. лерцолит, ТМ-8	2	0,20	0,03	0,14	77,58	1,90	0,12	17,82	0,36	0	1,41	0	0	0	0,34	0	0,11	100,01
Хромшпинель																		
Серпентинизирован. лерцолит, ТМ-7	4	0,39	0,18	19,12	32,93	0,38	0,19	39,34	0,15	0,05	6,25	0,06	0	0,31	0	0,05	0,42	99,82
Серпентинизирован. лерцолит, ТМ-8	4	0,75	0,25	18,83	30,00	0,38	0,14	40,55	0,14	0	8,85	0,02	0	0,18	0,09	0	0,02	100,20
Серпентинит, ТМ-11	6	0,14	0,16	12,86	41,73	0,93	0,18	37,46	0,11	0,15	5,66	0,06	0,04	0,28	0,07	0,05	0,22	100,10
Ильменит																		
Диабаз, ТМ-15	5	1,90	48,42	0,27	39,18	8,17	0,51	0	0	0	0	1,59	0	0	0	0	0	100,04

Примечание: ЭПГ – элементы группы платиноидов.

Пентландит и гарниерит - главный источник выплавляемого никеля. Около 90% никеля в мире добывается из пентландитсодержащих руд. Из этих же руд, помимо никеля, извлекаются также медь, кобальт, платиноиды, серебро. Характерной чертой пентландита и гарниерита ультрабазитов Тамдытау является высокое содержание в них также редкоземельных элементов (TR_2O_3 8...9 %).

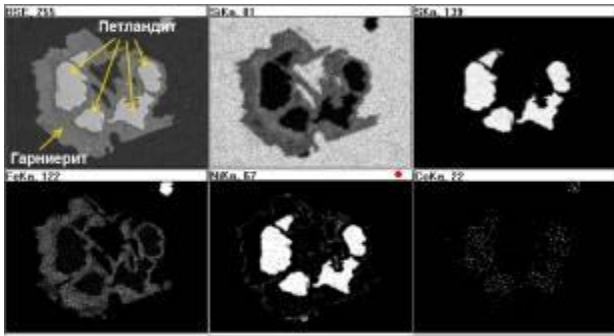


Рис. 5. Растровый снимок замещение пентландита гарниеритом по периферии зерен. Серпентинизированный лерцолит

Серпентин в серпентинизированных дунитах и лерцолитах является обычным продуктом изменения оливина. Главными морфологическими разновидностями серпентина являются хризотил, антигорит, серпофит и бастит [4].

Серпентиниты аподунитовые и апопериidotитовые лизардит-хризотилового, реже антигоритового состава являются наиболее распространенной ультраосновной породой Тамдытау [1-6, 8, 17]. Ими сложена значительная часть Тескудук-Ченгельдинской полосы. Характеризуются зеленой и черно-зеленой окраской, тонкозернистой структурой, массивной и сланцеватой текстурой. Иногда они рассланцованы и перетерты. Структура основной массы зависит от состава серпентинового минерала, формы и пространственного расположения его зерен. Выделяются следующие виды структур: петьчатая, пластинчатая, чешуйчатая, параллельно- и спутано-волокнистая, сетчатая. В аполерцолитовых серпентинитах структура бластопорфировая и пойкилитовая (рис. 6).

Таблица 3

Результаты микронзондовых анализов пентландита серпентинизированных лерцолитов Тескудук-Ченгельдинского ультрабазит-базитового массива, в %

Номер анализа	Si	Al	Fe	Mn	V	Cr	Ni	Co	S	TR	Сумма
1	0,07	0,20	17,25	0,03	0,04	0,01	40,30	3,70	30,09	8,04	99,73
2	0,09	0,26	17,20	0,02	0,02	0,05	39,14	3,79	30,17	9,26	100
3	0,06	0,24	17,63	0	0,07	0	39,54	3,65	30,42	9,00	100,61
4	0,10	0,33	17,18	0	0,02	0,09	39,57	3,79	30,14	8,86	100,08
Ср. из 4.	0,08	0,26	17,32	0,01	0,04	0,04	39,64	3,73	30,20	8,80	100,12

Примечание: TR – редкоземельные элементы.

Таблица 4

Результаты микронзондовых анализов гарниерита серпентинизированных лерцолитов Тескудук-Ченгельдинского ультрабазит-базитового массива, в %

Номер анализа	SiO ₂	Al ₂ O ₃	FeO*	MnO	V ₂ O ₅	Cr ₂ O ₃	CaO	NiO	CoO	ZnO	TR ₂ O ₃	SO ₃	Сумма
1	19,49	1,48	49,63	0,04	0,03	1,83	1,76	16,48	0,79	0,13	7,98	0,42	100,06
2	19,96	1,71	49,89	0,02	0,07	1,46	1,86	15,62	0,61	0	8,55	0,26	100,01
Ср. из 2.	19,72	1,60	49,76	0,03	0,05	1,65	1,81	16,05	0,70	0,06	8,27	0,34	100,04
3	20,59	0	59,57	0	0	0	1,77	16,83	0	0	0	0,46	99,22

Минералогический состав серпентинитов по А.А. Мусаеву [1]: хризотил, антигорит, серпофит, бастит, хромшпинель, хромит, магнетит, магнезиально-железистый карбонат, тальк, тремолит, актинолит и др. Они обнаружены только в пределах асбестовых зон вблизи хромитовых тел в виде небольших участков со стороны лежачего контакта гипербазитов. Хризотиловый серпентинит главным образом состоит из хризотила, составляющего 70-80 до 90% объема породы и в подчиненном количестве магнетита, антигорита и хромита.

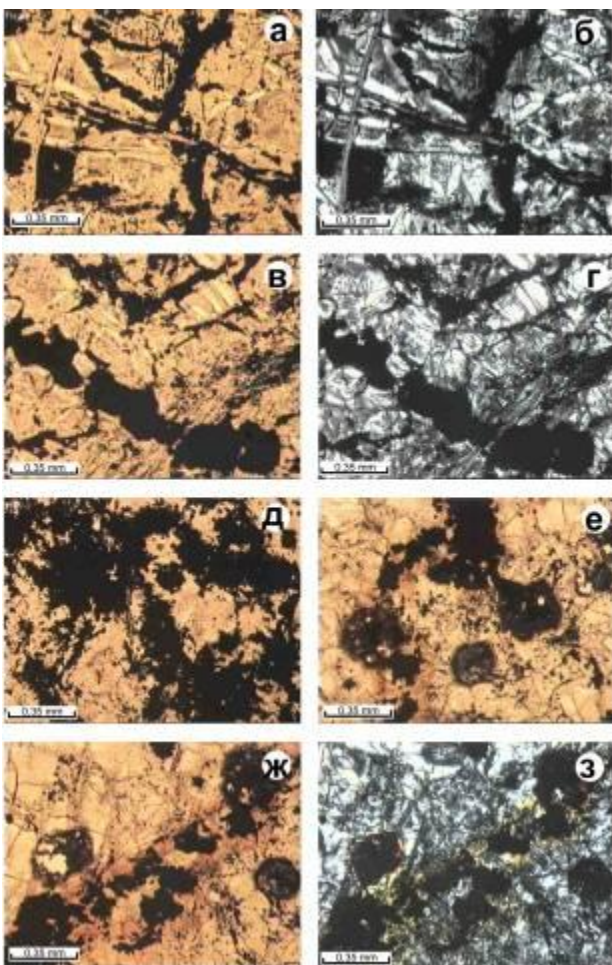


Рис. 6. Фотоснимки выделений магнетита в виде сетки (а, б), шнурков (в, г) и пятен (д-з) в серпентинитах
(а, в, д, е, ж – снимки получены без анализатора, остальные с анализатором)

Иногда встречается тальк и хромовый хлорит (кочубейт, родохром). Хризотил выделяется в виде шнурочков и, располагаясь, образует характерную для породы петельча-

тую структуру. Имеются участки с решетчатым расположением шнурочков хризотила.

Магнетит в породе выделяется в виде сетки, шнурков и пятен (рис. 6)

Из магматических минералов сохранились только зерна хромита и хромшпинелида, превышающие 1...5 % объема породы. В некоторых случаях он выделяется в виде вкрапленников, составляя 7...9 % объема. Размер хромитовых и хромшпинелидовых зерен 0,3...0,8 мм.

Хризотил-серпофитовые серпентиниты имеют большое распространение, чем хризотиловые. Они слагают участки в районе асбестовых проявлений и к югу от них. Макроскопически эта порода очень сходна с хризотитовым серпентинитом. Под микроскопом количество серпофита колеблется от 30 до 50%, иногда и больше.

Габбро-пироксениты и габбро в пределах массива пользуются значительным распространением. Главные их выходы, шириной 400 м, обнажаются в северо-западной части Тескудук-Ченгельдинской ультрабазитовой полосы на участке прорывания их Тамдынским гранитоидным массивом (рис.1). Небольшие выходы пироксенитов и габбро-пироксенитов шириной 10...15 м отмечаются в пределах асбестовых зон и правого борта сая Тескудук. В своем развитии пироксениты и габбро-пироксениты приурочены исключительно к висящему контакту гипербазитовых тел и являются промежуточным звеном между серпентинитами и амфиболовыми габбро. Макроскопически они представляют собой в основном среднезернистые и иногда крупнозернистые породы зеленого, темно-зеленого с коричневатым оттенком, цветов. Они состоят на 70...80 % из клинопироксена и на 20...25% из плагиоклаза (рис. 7).

Зерна клинопироксена по периферии и по трещинам спайности замещаются амфиболом, а так же в меньшей степени хлоритом. Они по составу соответствуют диопсиду, авгиту и ферроавгиту отличающемуся от ортопироксена (энстатита) из серпентинизированных лерцолитов повышенным содержанием примесей Al_2O_3 , TiO_2 и Na_2O (табл. 4). Клинопироксен в проходящем свете бесцвет-

ный, образует короткопризматические зерна. С: Ng=43-50°.

Амфибол, замещающий клинопироксен, по составу соответствует роговой обманке (табл. 4). Так же вблизи псевдоморфоз амфибола по клинопироксену отмечены игольчатые расщепленные зерна тремолита.

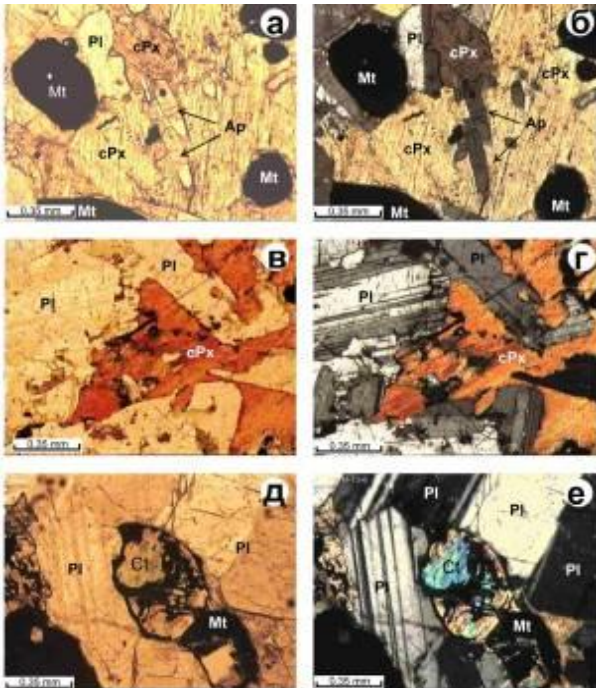


Рис. 7. Микрофотографии прозрачных шлифов пироксенита (а, б), габбро-пироксенита (в, г) и габбро (д, е) (а-б – формы находений и взаимоотношений клинопироксена (сРх), плагиоклаза (Pl), апатита (Ap) и магнетита (Mt) в пироксените; в-г – формы находений и взаимоотношений клинопироксена (сРх), плагиоклаза (Pl) и сыпание рудной пыли в габбро-пироксените; д-е – мелких чешуек ксеногенного биотита (Vt) в клинопироксените; а, в, д – снимки получены без анализатора, б, г, е – с анализатором)

Серпентин представлен микролистоватым антигоритом, изотропным серпофитом и волокнистым хризолитом. В серпентинизированной части породы отмечаются выделения неправильной, местами изометрической формы зерен магнетита.

Главная часть габброидных пород сосредоточена в Тескудук-Ченгельдынском массиве (рис. 1). Здесь они встречаются в тесной связи с гипербазитами. Они, как последние, образуют межформационные залежи. Наиболее крупный массив габброидных пород, мощностью более 500 метров и протяженностью около 3 км, расположен в западной части массива. Габброиды залегают исключительно в висячих боках залежей гипербазитов. Это особенно отчетливо выражено в пределах участков асбестопроявлений, где отдельные сопки и возвышенности рельефа в верхних частях сложены габбро, а внизу – гипербазитами.

Микроскопически среди габбро различаются габбро, роговообманковые габбро и габбро-амфиболиты. Все эти разновидности габброидов постепенно переходят друг в друга. Из жильных дериватов габброидов выделены габбро-диабазы и диабаз-порфиры (рис. 8).

Габбро распространены главным образом в пределах зон асбестопроявлений. Они постепенно сменяются амфиболами габбро, в составе которого пироксен отсутствует, и определяются только по отдельным реликтам среди заместившего его амфибола. Выходы габбро в своем развитии тяготеют к зонам тектонических нарушений.

Макроскопически габбро средне- и мелкозернистые массивные серого и зеленоватого цвета породы. Размер зерен 0,5...1 мм. В шлифах обнаруживается габбровая, реже офитовая и еще реже пойкилито-офитовая структура. Состав породы не постоянный и меняется от обнажения к обнажению. В среднем она состоит из сосюритизированного плагиоклаза 55...60 %, уралитизированного пироксена - 35%, отдельных зерен апатита. Иногда темноцветные минералы в породе представлены обыкновенной роговой обманкой и уралитом. В эндоконтакте с гранитоидами в составе их появляются кварц около 2...3%, эпидот, цоизит и пренит.

Плагиоклаз в шлифе сосюритизирован. Его можно различить по оставшимся реликтам среди сосюритовой массы. Образует изометричные, пластинчатые округлые и

иногда неправильные формы. Определены три генерации плагиоклаза в редко сохранившихся свежих реликтах с полисинтетическими двойниками, показывающие эволюции магматического расплава и соответствующие $An_{83} \rightarrow An_{76} \rightarrow An_{66}$. Встречаются единичные зерна анортклаза ($An_{46}Or_{38}Ab_{17}$).

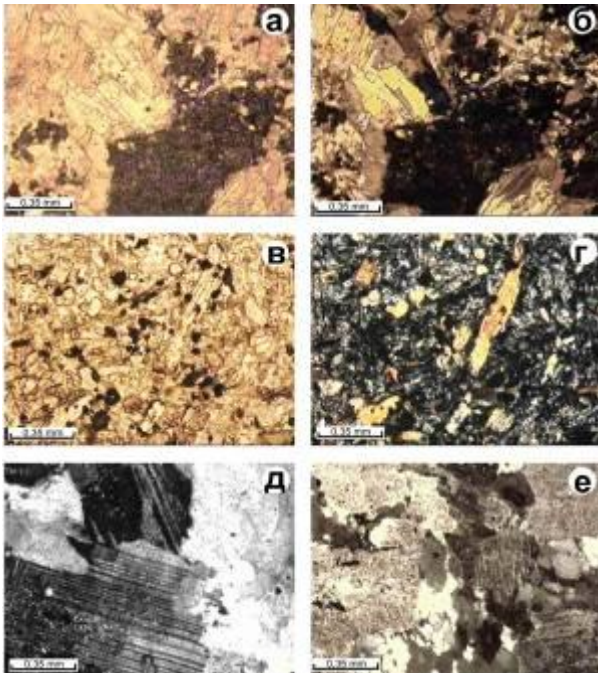


Рис. 8. Строение габбро-диабазов, диабазов и плагиогранит-порфиров параллельных даек (а, б – полнокристаллический мелкозернистый габбро-диабаз с гипидиоморфными зернами сосюритизированного плагиоклаза и с тонкодисперсным углеродистым веществом; в, г – вкрапленники амфибола и микролиты сосюритизированного плагиоклаза, рассеянные пылевидные частицы рудных минералов в матрице диабазовой дайки; д, е – катаклализированные зерна кварца и серицитизированного кислого плагиоклаза (альбита) в дайке плагиогранит-порфира; а, в – снимки получены без анализатора, б, г, д, е – с анализатором)

Моноклинный пироксен образует короткопризматические и неправильные зерна. В параллельных николях бесцветный, $S: Ng=44...46^0$, что соответствует диопсиду, авгитам и ферооавгитам (табл. 1)

Амфибол представлен обыкновенной роговой обманкой и уралитом. Форма выделе-

ния роговых обманок призматическая. Они находятся в промежутке зерен сосюритизированного плагиоклаза. В параллельных николях – роговая обманка светло-зеленого цвета с ясным плеохроизмом в зеленых тонах. $S: Ng=15...16^0$.

Роговообманковые габбро распространены в основном в северо-западной части Ченгельды-Тескудукской полосы гипербазитов. По содержанию роговых обманок габбро варьирует от нормального до меланократового с постепенным переходом друг в друга. Среди габбро выделяются габбро-амфиболиты, имеющие сланцеватую текстуру. Они также постепенно переходят в другие разновидности габбро. По внешнему виду габбро представлены массивными, серыми, темно-серыми, зелеными породами средне- и мелкозернистой, и в редких случаях порфировидной структуры. Сложены они главным образом плагиоклазами (40...50 до 70%), представленными номерами от 40 до 96, обыкновенными роговыми обманками, актинолитом, цоизитом, сосюритом, лейкоксеном, титанитом.

Плагиоклазы в этой разновидности габбро образуют идиоморфные призматические зерна с ясно выраженными двойниками. Размер зерен в среднем 1,5...2 мм. В шлифе отмечены пойкилитовые включения плагиоклазов в зернах роговых обманок. Плагиоклазы чаще всего подвержены цоизитизации и серицитизации.

Роговые обманки в шлифе составляют от 40 до 60% и более. Под микроскопом они представлены крупными до 2...2,5 мм призматическими, а также мелкими чешуйчатыми образованиями.

В эндоконтакте с гранитоидами в габбро наблюдается сильное изменение, как в структуре, так и в минералогическом составе. Здесь порода макроскопическая и под микроскопом напоминает диабазы. Главные породообразующие минералы – плагиоклазы и роговые обманки подвергнуты сильному изменению. Высока роль актинолитизации и карбонатизации.

Из аксессуарных минералов в габброидах отмечаются ильменит, лейкоксен, сфен и редко апатит. Ильменит образует каплевидные формы. Сфен вместе с лейкоксеном об-

разует зерна изометрической и неправильной формы. В меланократовой разности габбро наблюдается как вкрапленники пирротина и халькопирита.

Дайки габбро-диабазов и диабазов встречаются в северной части главной полосы гипербазитов, вблизи Тамдынского гранитоидного массива в виде даек северо-восточного простирания, мощностью 1...1,5 м. Это массивные мелкозернистые породы темно-серого и серого цвета. Под микроскопом отмечается диабазовая структура. Плагиоклаз в породе составляет около 50...55 %. Он более идиоморфен, чем темноцветные минералы. В породе также встречаются единичные микролиты анортоклаза.

Роговые обманки выделяются в виде призматических и короткопризматических зерен с ясным плеохроизмом в зеленых тонах, $C: Ng=12...18^0$.

В породах базитовых даек представлены выделения преимущественно магнетита, титаномагнетита, ильменита, характеризующиеся неравномерным распространением.

Преобладающая масса рудных вкрапленников имеет ксеноморфную форму с извилистыми прямолинейными границами, определяемыми контурами прилегающих к ним нерудных кристаллов (плагиоклаза и пироксенов). Размеры рудных выделений обнаруживают отчетливую зависимость от структуры пород, в мелкозернистых породах они изменяются от 0,1...0,5 до 1,0...1,5 мм.

Магнетиты интрузивных тел габброидов и их дериватов являются минералами-носителями золота ($Au - 0,02...0,03 \%$), серебра ($Ag_2O - 0,05...0,11 \%$) и платиноидов (ЭПГ – 0,02...0,22 %).

В матрице базитовых даек Северного Тамдытау с помощью микрозондового анализа определен марганецсодержащий ильменит и лейкоксен - в породе составляют до 3...3,5 % объема породы.

К характерным чертам акцессорной минерализации базитовых даек также можно отнести содержание в них хлорапатита, содержащего до 4 % редкие земли (табл. 6).

Таблица 6

Результаты микрозондовых анализов апатита параллельных диабазовых даек Тескудук-Ченгельдинского ультрабазит-базитового массива, %

Номер анализа	SiO ₂	Al ₂ O ₃	FeO*	MgO	CaO	P ₂ O ₅	Cl	TR ₂ O ₃	Сумма
1	0,93	0,12	0,96	0,31	52,36	41,43	0,95	3,45	100,51
2	0,80	0,56	1,17	0,14	52,48	41,13	0,70	3,02	100
3	0,88	0,98	0,74	0,22	52,14	41,05	0,26	3,72	99,99
4	2,06	1,07	1,11	0,23	52,25	40,05	0,66	2,68	100,11
5	0,60	0,56	0,84	0,10	52,90	41,35	0,45	3,33	100,13
Ср. из 5.	1,26	0,25	0,96	0,20	52,43	41,00	0,50	3,24	99,84

4. Петрохимические особенности и геохимическая специализация

По химизму и петрохимическим особенностям породы Тескудук-Ченгельдинского ультрабазит-базитового массива соответствуют нормальному магматическому ряду, характеризующие эволюции доорогенного мантийного магматизма (табл. 7). Они имеют закономерно повышающиеся содержания SiO₂ от ультрабазитов к базитам и охватывают широкий спектр пород. От ультрабазитов (перидотиты) к базитам (пироксенит, габбро-

пироксенит, габбро, диабаз) постепенно повышается щелочность пород (значение Na₂O+K₂O в перидотитах до 0,36 %; пироксенитах – до 1,20 %; габбро – 1,5...5,28 %; габбро-диабазовых и диабазовых дайках – 2,89...4,57 %, базальтах – 1,98...6,37 %).

Таблица 7

Химический состав и петрохимические коэффициенты пород Тескудук-Ченгельдинского ультрабазит-базитового массива, в %

№ проб	SiO ₂	TiO ₂	Al ₂ O ₃	Fe ₂ O ₃	FeO	MnO	MgO	CaO	Na ₂ O	K ₂ O	P ₂ O ₅	CO ₂	H ₂ O	SO ₃	П.п.п.	Всего	Na ₂ O+ K ₂ O	Na ₂ O/ K ₂ O	al'	f'	Mg#	Kf
Перидотиты, апонеридотитовые серпентиниты																						
1	44,01	0,09	2,22	5,37	3,33	0,06	26,56	10,64	0,07	0,02	0,02	0,04	0,27	0,04	6,42	99,16	0,09	3,5	0,06	32,08	75,33	24,67
6003	42,52	0,21	1,99	9,7	3,46	0	25,04	9,75	0,1	0,04	0	0	0,68	0	6,12	99,61	0,14	2,5	0,05	34,95	65,55	34,45
411-9	39,25	0,2	1,79	14	1,26	0,17	29,33	0,28	0,2	0,1	0,03	0,6	1,24	0,12	11,6	100,17	0,3	2	0,04	44,96	65,78	34,22
411-10	39,6	0,15	2,23	7,18	3,15	0,1	34,66	0,57	0,24	0,06	0,03	0,94	0,5	0,07	11,46	100,94	0,3	4	0,05	45,24	77,04	22,96
411-11	39,75	0,15	2,23	7,02	4,07	0,1	34,05	0	0,2	0,04	0,03	0,28	0,92	0,06	11,23	100,13	0,24	5	0,05	45,39	75,43	24,57
411-13	43,55	0,15	2,5	4,23	3,13	0,08	34,05	0,57	0,22	0,1	0,03	0,44	1,01	0,04	11,2	101,3	0,32	2,2	0,06	41,64	82,23	17,77
411-17	39,45	0,1	8,21	1,36	2,08	0,07	34,05	1,15	0,4	0,1	0,03	0,55	1,09	0,09	12,84	101,48	0,4	4	0,2	37,66	90,82	9,18
411-18	39,9	0,15	3,12	6	2,98	0,1	34,05	0,86	0,26	0,1	0,03	0,71	1	0,07	11,84	101,17	0,36	2,6	0,07	43,28	79,13	20,87
TM-11	41,9	0,02	0,85	6,13		0,08	39,27	0,02	0	0	1,08	0,6	1,21	0,45	7,58	99,19	0	0	0,02	45,4	86,5	13,50
9	38,78	0,06	1,43	5,92	3,42	0,18	36,25	1,29	0,09	0,02	0,03	0,74	0,24	0,06	10,91	99,42	0,11	4,5	0,03	42,41	79,51	20,49
2167	37,26	0,1	2,78	7	3,23	0,14	36,1	0,2	0	0	0	0	0,4	0	12,03	99,64	0	0	0,06	43,34	77,92	22,08
57	37,9	0,01	2,38	4,38	6,25	0,13	35,9	1,4	0	0	0	0	0,4	0	11	99,75	0	0	0,05	40,42	77,15	22,85
Пироксениты																						
2	46,13	0,2	3,88	4,9	6,25	0,18	20,41	13,57	0,16	0,06	0,02	1,21	0,13	0,13	2,77	100	0,22	2,67	0,12	25,69	64,67	35,33
5	49,5	0,05	3,12	0,35	3,56	0,08	22	18,2	0	0	0	0	0,65	0	2,35	99,86	0	0	0,12	22,48	84,91	15,09
7020	46,55	0,26	5,49	7,66	6,34	0,23	17,24	14,15	0,12	0,05	0	0	0,24	0	1,2	99,75	0,17	2,4	0,18	25,39	55,19	44,81
411-24	51,9	0,15	3,21	0,86	4,06	0,12	18,73	17,59	0,4	0,06	0,03	0,44	0,17	0,1	2,44	99,53	0,46	6,67	0,14	23,92	79,20	20,80
411-36	50,36	0,07	7,14	0	5,46	0,14	17,01	14,71	1	0,2	0,03	0,44	0,25	0,06	3,75	100,62	1,2	5	0,32	22,68	75,70	24,30
411-61	47,43	0,2	2,67	2,09	6,39	0,12	25,7	11,77	0,36	0,06	0,06	1,87	0,58	0,22	0,88	100,4	0,42	6	0,08	34,5	75,19	24,81
Габброиды																						
TM-12	50,95	0,18	11,47	8,04		0,21	13,57	13,41	0,57	0,93	0,44	0	0	0,01	0	99,78	1,5	0,61	0,53	22	62,88	37,21
7529	45,22	0,31	16,26	8,31	5,76	0,08	6,64	13,35	0,16	1,08	0,03	0	0,4	0	2,33	99,93	1,24	0,15	0,79	15,34	32,06	67,94
июл.72	50,37	0,51	14,41	6,87	7	0,13	6,22	9,9	0,84	1,83	0	0	0	0	1,38	99,46	2,67	0,46	0,72	13,73	30,96	69,04

Продолжение табл. 7

№ проб	SiO ₂	TiO ₂	Al ₂ O ₃	Fe ₂ O ₃	FeO	MnO	MgO	CaO	Na ₂ O	K ₂ O	P ₂ O ₅	CO ₂	H ₂ O	SO ₃	П.п.п.	Всего	Na ₂ O+ K ₂ O	Na ₂ O/ K ₂ O	al'	f'	Mg#	Kf
2202	48,43	0,42	19,18	0,78	7,39	0,14	7,13	8,79	3,4	1	0,1	0,22	0,15	0,09	2,43	99,65	4,4	3,4	1,25	8,47	46,6	53,40
2204	50,17	0,32	14,48	1	7,4	0,13	11,49	7,94	3,1	0,4	0,07	0,2	0,1	0,05	2,58	99,43	3,5	7,75	0,73	12,94	57,78	42,23
2263	49,53	0,62	12,57	2,08	6,32	0,12	12,9	6,66	4,6	0,33	0,03	0,11	0,15	0,23	3,98	100,23	4,93	13,94	0,59	15,72	60,56	39,44
3036	47,42	1,55	16,52	0,9	8,47	0,1	8,65	5,87	2,97	1,95	0,33	0,1	0,2	0	4,6	99,63	4,92	1,52	0,92	11,2	48	52
3044	48,65	1,75	17,01	2,01	8,62	0,11	5,75	7,84	3,28	1,21	0,26	0	0,1	0	2,86	99,45	4,49	2,71	1,04	9,62	35,1	64,65
3045	47,2	1,65	17,4	3,46	7,7	0,12	5,7	8,26	3,2	1,3	0,29	0	0	0	3,36	99,64	4,5	2,46	1,03	10,93	33,81	66,19
3046	47,6	1,6	17,78	0,82	8,93	0,11	5,6	8,99	3,17	1,18	0,29	0	0,1	0	3,26	99,43	4,35	2,69	1,16	8,13	36,48	63,52
6	48,27	0,36	17,01	0,96	6,74	0,13	10,1	8,35	2,56	1,22	0,09	0,13	0,13	0,04	3,46	99,55	3,78	2,1	0,96	11,55	56,74	43,26
7	46,36	0,91	11,57	10,77	7,74	0,13	6,76	11,51	1,11	1,38	0,01	0	0,6	0,11	1,42	100,38	2,49	0,8	0,46	18,57	26,75	73,25
K-184	48,93	0,49	16,19	3,4	5,67	0,12	8,39	10,35	3,16	0,65	0	0	0,56	0	2,2	100,11	3,81	4,86	0,93	18,07	48,05	51,95
K-438	44,17	1,86	16,57	0,01	5,21	0,12	1,88	13,2	4,44	0,84	0	0	2,33	0	8,11	98,74	5,28	5,29	2,33	9,08	26,48	73,52
411-26	45,8	0,7	17,05	0	5,39	0,12	10,37	13,55	1,64	0,36	0,03	1,43	2,9	0,04	0,5	99,88	2	4,56	1,08	16,58	65,80	34,20
411-28	46,45	0,15	13,74	1,73	6,36	0,13	13,3	10,67	1,4	0,4	0,03	1,26	3,6	0,04	3,54	99,8	1,8	3,5	0,64	21,67	62,18	37,82
411-34	43,75	0,1	15,35	2,6	8,48	0,06	7,65	14,13	0,9	0,4	0,03	1,43	3	2,04	0,31	100,23	1,3	2,25	0,82	18,89	40,84	59,16
411-37	48,84	0,2	14,67	0,96	4,53	0,13	11	13,57	1,9	0,5	0,07	1,1	1,92	0	0	99,39	2,4	3,8	0,89	16,82	66,71	33,29
411-38	49,76	0,2	13,96	1,32	5,53	0,15	12,25	11,26	2,14	0,34	0,05	0,66	1,64	0,1	0	99,36	2,48	6,29	0,73	19,45	64,14	35,86
411-39	48,58	0,2	16,11	0,84	4,96	0,14	11,73	10,37	1,76	0,4	0,05	0,55	1,96	0,11	1,6	99,36	2,16	4,4	0,92	17,87	66,91	33,09
411-43	50,7	0,1	20,05	0,89	3,88	0,11	8,3	9,39	1,8	0,8	0,05	0,39	2,94	0,05	0	99,45	2,6	2,25	1,53	13,28	63,50	36,50
411-46	49,86	0,34	17,54	1,3	6,07	0,15	7,99	8,95	2,3	1,72	0,05	0,66	2,6	0,04	0	99,57	4,02	1,34	1,14	15,85	52,02	47,98
411-69	49,64	0,3	15,21	1,4	6,72	0,17	10,38	7,94	3,1	0,4	0,07	1,15	2,9	0,08	0	99,46	3,5	7,75	0,82	18,97	56,11	43,89
411-72	51,64	0,3	15,21	1,06	6,47	0,2	9,96	8,95	3,6	0,44	0,05	0,14	2,14	0,05	0	100,21	4,04	8,18	0,87	17,99	56,95	43,05
411-51	48,01	0,4	16,78	1,38	6,12	0,18	9,27	11,77	1,8	0,4	0,03	0,55	1,9	0,23	1,52	100,34	2,2	4,5	1,00	17,35	55,28	44,72
411-52	48,63	0,45	15,35	3	6,17	0,17	9,87	10,6	2	0,48	0,03	0,77	2,28	0,24	1,15	100,19	2,48	4,17	0,81	19,66	51,84	48,16
411-57	48,03	0,45	16,6	1,94	5,82	0,14	7,96	12,95	2	0,4	0,03	0,66	2,02	0,22	0,96	100,18	2,4	5	1,06	16,31	50,64	49,36

Окончание табл. 7

№ проб	SiO ₂	TiO ₂	Al ₂ O ₃	Fe ₂ O ₃	FeO	MnO	MgO	CaO	Na ₂ O	K ₂ O	P ₂ O ₅	CO ₂	H ₂ O	SO ₃	П.п.п.	Всего	Na ₂ O+K ₂ O	Na ₂ O/K ₂ O	al'	f'	Mg#	Kf
411-63	51,95	0,5	15,17	0,75	7,25	0,14	10,89	4,42	3,72	0,4	0,02	0,22	3,46	0,1	1,68	100,67	4,12	9,3	0,80	19,53	57,65	42,35
Дайки базитов																						
8	47,71	1,64	17,17	1,8	8,43	0,11	6,42	7,76	3,16	1,41	0,29	0	0,1	0	3,52	99,52	4,57	2,24	1,03	9,97	38,56	61,44
TM-15	57,01	0,59	11,79	0,23	12,44	0,05	3,98	9,55	2,17	0,72	2	0	0	0,05	0	100,58	2,89	3,01	0,72	17,55	24,24	76,10
Базальты																						
13-A	52,23	0,45	14,86	1,03	6,68	0,03	9,8	9,1	2,84	0,5	0,05	0,38	0,14	0,1	1,92	100,11	3,34	5,68	0,85	17,99	55,97	44,03
13-B	47,03	0,47	15,57	1,33	7,87	0,03	14,8	6,06	1,78	0,2	0,03	0,06	0,14	0,17	5,34	100,88	1,98	8,9	0,65	24,5	61,67	38,33
14-G	51,44	0,72	14,68	2	6,25	0,03	6,4	6,21	4,08	0,28	0,12	1,32	0,04	0,52	5,92	100,01	4,36	14,57	1,00	15,4	43,69	56,31
14-E	55,67	0,7	14,81	0,38	5,96	0,09	6,65	5,34	3,2	0,62	0,18	0,42	0,16	0,36	5,78	100,32	3,82	5,16	1,14	13,78	51,19	48,81
15-D	54,76	0,6	14,99	0,46	7,83	0,06	5,44	8,8	3,84	0,76	0,11	0,66	0,06	0,17	2	100,54	4,6	5,05	1,09	14,39	39,62	60,38
15-I	51,63	0,75	14,1	1,03	9,62	0,08	6,65	8,95	3,84	0,42	0,06	0,66	0,02	0,1	1,82	99,73	4,26	9,14	0,82	18,13	38,44	61,56
2554-1	48	0,61	14,4	1,64	6,54	0,18	7	7,35	4,35	0,2	0,1	5,2	0,42	0,1	4,2	100,29	4,55	21,75	0,95	15,97	46,11	53,89
2554-2	43,56	0,6	16,33	1,6	8,37	0,21	7,8	7,3	3,6	0,17	0,08	5,2	0,43	0,1	4,9	100,25	3,77	21,18	0,92	18,58	43,89	56,11
2554-3	57,4	0,67	18,14	0,92	5,53	0,11	4,75	2,3	5,8	0,57	0,14	0,71	0,3	0,1	3,26	100,7	6,37	10,18	1,62	11,98	42,41	57,59
2554-4	56,87	0,66	18,36	0,97	5,75	0,14	6	1,98	5,3	0,42	0,12	0,2	0,32	0,1	3,14	100,33	5,72	12,62	1,44	13,52	47,17	52,83
2554-5	48,98	0,64	16,98	1,36	7,62	0,15	7,2	5	4	0,42	0,1	0,27	0,45	0,1	7,1	100,37	4,42	9,52	1,05	16,97	44,50	55,50
2554-6	49,24	0,66	16,84	1,37	8,38	0,19	7,66	3,56	4,77	0,14	0,1	1,98	0,43	0,1	4,62	100,04	4,91	34,07	0,97	18,26	44	56,00

Примечание: пробы №№ ТМ-11, ТМ-12 и ТМ-15 по автору; 1-9, 2167, 2202, 2204, 2263, 3036, 3044, 3045, 3046 – по А.А. Мусаеву [1]; остальные по И.А. Масленниковой [8]. В таблице петрохимические коэффициенты: Na₂O+K₂O (щелочность), Na₂O/K₂O (серия), Mg#=MgOx100/MgO+Fe₂O₃+FeO (магнезиальность), K_f=(Fe₂O₃+FeO)x100/Fe₂O₃+FeO+MgO (железистость); al'=Al₂O₃/Fe₂O₃+FeO+MgO (глиноземистость), f'= Fe₂O₃+FeO+MnO+MgO+TiO₂ (фемичность).

По петрохимическим коэффициентам они относятся к натриевым сериям (в перидотитах $\text{Na}_2\text{O}/\text{K}_2\text{O} = 2...5$; пироксенитах – 2,4...6,67; габброидах – в среднем 4,10; базитовых дайках – 2,2...3,0; базальтах – в среднем 13,15), низкоглиноземистых (в перидотитах $\text{al}^* = 0,02...0,06$; пироксенитах – 0,08...0,32; габброидах – 0,53...2,33, в среднем – 0,94; базитовых дайках – 0,72...1,03; базальтах – 0,65...1,62) магматических пород.

Значения коэффициентов магнезиальности пород гипербазит-базитового комплекса уменьшаются от перидотитов и пироксенитов к габброидам и дериватам последних (в перидотитах $\text{Mg}\# = 65...91$, в среднем – 78; пироксенитах – 55...85, в среднем – 72; габброидах – 27...67, в среднем – 50; базитовых дайках – 24...38, в среднем – 31; базальтах 38...62, в среднем – 47). Обратную картину можно увидеть при сопоставлении их значений коэффициента фемичности (в перидотитах $f^* = 32...45$, пироксенитах $f^* = 22...34$, габброидах $f^* = 8...22$, в среднем – 13; базитовых дайках $f^* = 10...18$; базальтах – 12...18).

На диаграмме AFM [21] породы Тескудук-Ченгельдинского ультрабазит-базитового массива попадают в поле известково-щелочных серий магматических пород (рис. 9, а). На графике Zr-Ti-Y [22] все анализы пород тяготеют к полю задуговых известково-щелочных базальтоидов и MORB (рис. 9, в), а на диаграмме $\text{P}_2\text{O}_5\text{-TiO}_2\text{-MnO}$ [23], наибольшая часть составов попадает в поле островодужных толеитов (рис. 9, б). На диаграмме Th-Zr/117-Nb/16 [24] большинство анализов попадает в поле составов островодужных базальтов (рис. 9, г). Размещения точек пород Тескудук-Ченгельдинского ультрабазит-базитового массива на диаграмме $R_1\text{-}R_2$ Бачеловор-Боудена [25] указывают на принадлежность их к продуктам единого фракционированного мантийного магматического расплава. Петрогенезис последнего свойствен для доорогенного развития большинства складчатых областей (рис. 10).

Геохимическая специализация пород массива характеризуется ярко выраженными повышенными содержаниями хрома, никеля и кобальта в перидотитах, пироксенитах и их серпентинитах, чем в габброидах и диабазо-

вых даек (табл. 8). Максимальное содержание хрома в перидотитах и серпентинизированных разностях и серпентинитах до 450 г/т, никеля 1800 г/т, кобальта 140 г/т, когда в габброидах и парагентически ассоциирующие с ними базитовых дайках их содержания не превышают соответственно 82 г/т, 62 г/т, 35 г/т.

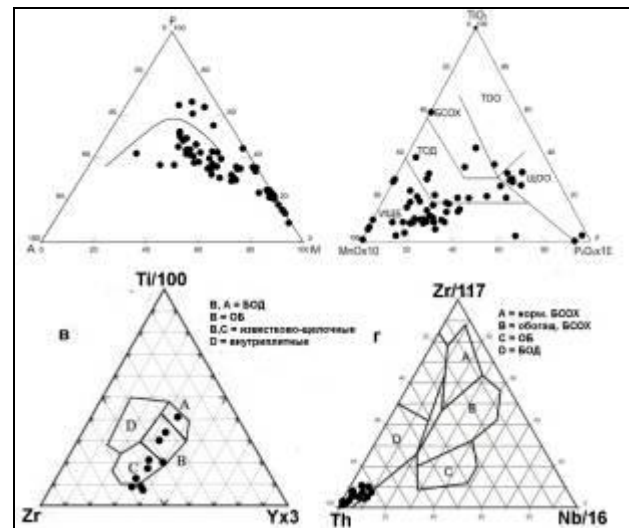


Рис. 9. Положение точек анализов пород Тескудук-Ченгельдинского ультрабазит-базитового массива на дискриминационных диаграммах
 (а – AFM [21]; б – $\text{P}_2\text{O}_5\text{-TiO}_2\text{-MnO}$ [23]; в – Zr-Ti-Y [22]; г – Th-Zr/117-Nb/16 [24])

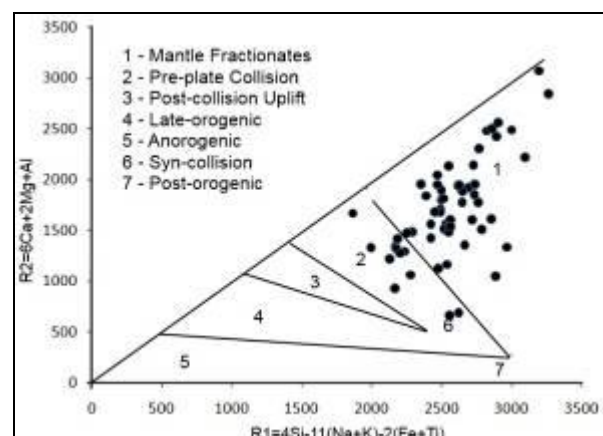


Рис. 10. Размещения пород Тескудук-Ченгельдинского ультрабазит-базитового массива на дискриминационной диаграмме $R_1\text{-}R_2$ [25]

Таблица 8

Результаты масс-спектрометрических анализов пород Тескудук-Ченгельдинского ультрабазит-базитового массива, в г/т

Элемент	Кларк в Земной коре [20]	Перидотит	Серпентинизорованные перидотиты					Серпентинит	Пироксенит	Мезокра- товое габбро	Лейкокرا- товое габбро	Диабаз
			ТМ-10	ТМ-6	ТМ-7	ТМ-8	ТМ-9					
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
P	930	180	150	200	210	190	187,5	210	230	180	180	1400
Li	32	1,8	0,77	0,81	0,69	0,88	0,79	1,1	0,97	12	13	8,5
Rb	150	5,3	3,2	9,5	6,6	4,4	5,9	12	4	7,7	17	19
Cs	3,7	0,6	0,2	0,6	0,28	0,27	0,34	0,51	0,29	0,62	0,62	1,3
Be	3,8	0,15	0,15	0,32	0,088	0,062	0,155	0,13	0,088	0,1	0,27	0,5
Ba	650	24	10	32	28	25	24	48	27	660	300	6700
Sr	340	14	8,8	11	17	18	13,7	26	8,1	330	210	260
Th	13	2,3	0,4	3,1	1,4	2,3	1,8	1,2	0,89	0,73	0,71	1,1
U	2,5	2,3	6	3,4	3,4	1,7	3,6	0,98	0,96	1	1,1	1,1
Cd	0,13	0,018	0,0078	0,014	0,003	0,011	0,009	0,007	0,007	0,016	0,033	0,035
Sn	2,5	0,17	0,17	0,3	0,21	0,22	0,23	0,24	0,25	0,28	0,78	0,35
Zr	170	2,4	0,76	2,1	1,4	1,2	1,4	1,4	1,2	1,5	5,3	16
Hf	1	0,1	0,022	0,082	0,035	0,038	0,044	0,043	0,033	0,076	0,19	0,51
Nb	20	0,3	0,22	0,59	0,21	0,27	0,32	0,35	0,38	0,26	0,88	0,92
Ta	2,5	0,035	0,023	0,051	0,029	0,033	0,034	0,026	0,04	0,027	0,095	0,069
Se	0,05	2,7	2,9	4,1	4,7	2,8	3,6	3,4	3,1	6,7	5,3	5,3
Sb	0,5	0,15	0,53	0,85	0,67	0,27	0,58	0,29	0,22	0,17	0,4	0,54
Te	0,001	0,089	0,089	0,089	0,089	0,089	0,089	0,12	0,089	0,089	0,12	0,12
As	1,7	17	22	33	33	20	27	26	20	22	32	14
Ag	0,07	0,02	0,026	0,024	0,038	0,045	0,033	0,048	0,087	0,069	0,11	0,18
Au	0,0043	0,005	0,009	0,01	0,005	0,003	0,007	0,005	0,013	0,008	0,003	0,034

Окончание табл. 8

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Cu	47	13	8,9	8,4	14	8,3	9,9	14	13	11	120	74
Zn	83	87	25	42	23	31	30	32	27	26	36	100
Pb	16	8,8	2,3	8,9	7,9	7,1	6,6	11	12	8,3	6	11
Fe	46500	68000	71000	130000	77000	69000	86750	70000	77000	44000	32000	82000
Ti	4500	460	73	140	72	92	94	100	91	600	440	3500
Mn	1000	1500	510	1000	560	610	670	740	650	880	810	1600
V	90	100	55	58	84	82	70	77	72	120	86	160
Co	18	85	100	110	140	130	120	110	100	35	25	25
Ni	58	950	1300	1300	1300	960	1215	1800	1800	62	29	31
Cr	83	430	380	450	450	450	433	250	260	82	73	58
Sc	10	23	6,7	8,3	9,4	9,7	8,5	10	9,1	34	10	38
Y	29	5,1	0,64	4,4	2,8	4,2	3,0	1,9	1,6	3	1,5	9,8
La	29	3	1,6	6	3,8	2,4	3,45	5,8	1,7	1,7	2,3	4,9
Ce	70	5,8	3,5	12	7,1	3,6	6,55	9,3	3,7	2,8	5	10
Pr	9	0,77	0,2	1,4	0,87	0,74	0,80	1,2	0,35	0,43	0,5	1,4
Nd	37	3,4	0,86	4,9	3,5	2,6	2,97	4,7	1,1	1,4	1,8	6,4
Sm	8	0,68	0,15	0,83	0,72	0,66	0,59	0,65	0,22	0,34	0,33	1,5
Eu	1,3	0,044	0,051	0,064	0,1	0,066	0,07	0,14	0,074	0,44	0,18	3,6
Gd	8	0,66	0,19	0,73	0,7	0,62	0,56	0,63	0,22	0,49	0,34	1,8
Tb	4,3	0,12	0,019	0,12	0,096	0,11	0,086	0,074	0,034	0,078	0,037	0,27
Dy	5	0,83	0,11	0,85	0,6	0,69	0,56	0,34	0,25	0,47	0,27	1,9
Ho	1,7	0,15	0,021	0,13	0,083	0,14	0,09	0,058	0,038	0,1	0,047	0,36
Er	3,3	0,53	0,078	0,39	0,29	0,4	0,29	0,18	0,1	0,27	0,14	1,1
Tm	0,27	0,089	0,011	0,048	0,045	0,07	0,0435	0,025	0,015	0,042	0,03	0,17
Yb	0,33	0,62	0,068	0,31	0,27	0,42	0,267	0,16	0,1	0,3	0,18	1,1
Lu	0,08	0,079	0,01	0,058	0,036	0,061	0,041	0,031	0,018	0,053	0,033	0,19

В результате нейтронно-активационных анализов минеральных и гравитационных концентратов хромитовых руд и габброидов, обогащенных никельсодержащими сульфидами определены суммарные содержания платиноидов 1...4 г/т [17].

Общий геохимический фон меди, цинка и свинца в породах комплекса характеризуется ниже кларковым, только в диабазовых дайках содержание меди увеличивается до 100 г/т. Содержания золота, серебра и сопутствующих им элементов (Se, Sb, Te, As, Bi) постепенно увеличивается от перидотитов к габброидам и их дериватам.

На мультиэлементной диаграмме (рис. 11, а-б) в породах Тескудук-Ченгелдинского ультрабазит-базитового массива (включая дайки плагигранитов) наблюдаются по Rb, Th, Nb, Ta, Ti, Zr, и максимумы по Sr, K и Pb. Спектр распределения РЗЭ в перидотитах, габброидах и их дериватах пологий с незначительным обогащением легкими РЗЭ (рис. 11, г-е).

Суммарное содержание РЗЭ в перидотитах и их серпентинизированных разностях 12,5...28 г/т, пироксенитах – около 7 г/т, габброидах – 9...11 г/т, базитовых дайках – 34,7 г/т.

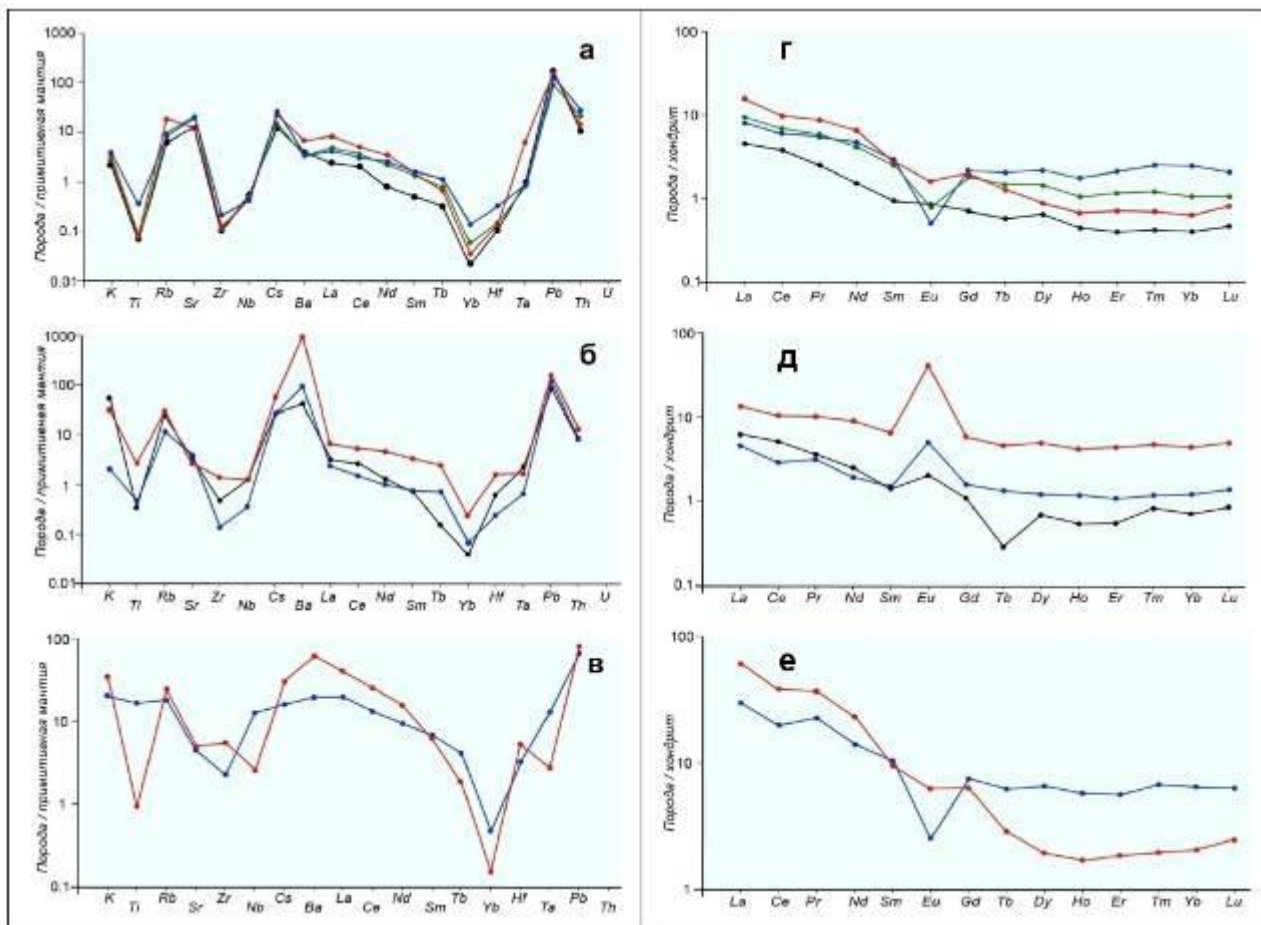


Рис. 11. Мультиэлементные спайдер-диаграммы (а, б, в) и диаграммы распределения редкоземельных элементов (г, д, е): а, г – перидотиты; б, д - габброиды и их дериваты; в, е- дайки плагигранитов

В пробах из дайки плагигранитового состава при несколько повышенном суммарном содержании РЗЭ (55...98 г/т), спектр распределения образует тренд, близкий диабазовым дайкам, с небольшим обогащением

в области легких редких земель. В плагигранитовых дайках наблюдается отрицательная европиевая аномалия, связанная, по всей видимости, с фракционированием плаггиоклаза, когда в габброидах и диабазовых дай-

ках наблюдается явно положительная европиевая аномалия.

Близость перидотитов, габброидов и их дериватов – базитовых даек по химическому и микроэлементному составу к известково-щелочным гипербазитам и базитам, а также положение фигуративных точек на дискриминационных диаграммах, указывают на их мантийную природу. Все это даёт основание подтвердить вывод, относительно формирования Тескудук-Ченгельдинского ультрабазит-базитового массива в условиях спрединга. Геохимические особенности пород ультрабазит-базитового комплекса указывают на их отчетливую принадлежность к офиолитовой ассоциации ввиду повышенных содержаний в них Cr, Ni, пониженных содержаний Ti, V, Rb, Sr и невысокой железистости.

5. Выводы

1. С помощью электронного микроанализатора «Jeol-8800Rh» выявлены и исследованы формы нахождения и вещественные составы породообразующих, аксессуарно-рудных минералов и рудогенерирующих флюидных микрообособлений перидотитов, габброидов и их дериватов, а также развивавшихся по ним серпентинитов Тескудук-Ченгельдинского массива. Определены главные минералы-носители и минералы-концентраторы хрома, никеля и кобальта, платиноидов, золота, серебра и редкоземельных металлов. Основными минералами хрома в гипербазитах являются хромшпинелиды. Наибольшие содержания их выявлены в серпентинизированных лерцолитах и серпентинитах, в которых количество аксессуарной Cr-шпинели иногда достигает 5 %, от объема породы. Характерно также замещение хромшпинелидов магнетитом по периферии зерен и по трещинам. Важным результатом является установление в серпентинизированных лерцолитах Тескудук-Ченгельдинского массива петландита и замещающего его гарниерита – главных минералов кон-

центраторов никеля и кобальта. Характерной чертой этих минералов является высокое содержание в них редкоземельных элементов (TR_2O_3 8...9 %).

2. С использованием современного метода анализа (ICP-MS) получена геохимическая характеристика пород Тескудук-Ченгельдинского гипербазит-базитового массива. Подтверждена специализация перидотитов, пироксенитов и серпентинитов на хром, никель и кобальт. Показано, что максимальное содержание хрома в перидотитах и серпентинизированных разностях и серпентинитах достигает до 450 г/т, никеля 1800 г/т, кобальта 140 г/т, тогда когда в габброидах и парагенетически ассоциирующих с ними базитовых дайках содержания этих элементов не превышают соответственно 82 г/т, 62 г/т, 35 г/т и являются около кларковыми. Общий геохимический фон меди, цинка и свинца в породах комплекса характеризуется ниже кларковым, только в диабазовых дайках содержание меди увеличивается до 100 г/т. Содержания золота, серебра и сопутствующих им элементов (Se, Sb, Te, As, Bi) постепенно увеличиваются от перидотитов к габброидам и их дериватам.

3. Выявлена генетическая близость перидотитов, габброидов и их дериватов – базитовых даек, которые по химическому и микроэлементному составу относятся к известково-щелочным гипербазитам и базитам, а также положение фигуративных точек на дискриминационных диаграммах указывающих на их мантийную природу. Это дало основание сделать вывод, о формировании рудно-магматической системы Тескудук-Ченгельдинского ультрабазит-базитового массива в условиях спрединга. Эволюция данной системы сформировала хром-никелевое оруденение, местами с платиноидно и золото-серебряной нагрузкой Тескудук-Ченгельдинского рудопроявления.

Список литературы

1. Мусаев А.А. Петрография комплекса базитов и гипербазитов Тамдынского горного массива и их рудоносность (Кызылкумы). Автореферат дис. ... кандидата геолого-минералогических наук. Ташкент: ИГГ АН РУз, 1967. 25 с.
2. Хамрабаев И.Х. Магматизм и постмагматические процессы в Западном Узбекистане. Ташкент: АН УзССР. 1958. 479 с.
3. Хамрабаев И.Х. Петролого-геохимические критерии рудоносности магматических комплексов. Ташкент: Фан, 1969. 214 с.
4. Хамрабаев И.Х., Мусаев А.А., Лихойдов Ю.Г. О хромовой минерализации в гипербазитах Тамдынского массива // Узбекский геологический журнал. 1962. №4. С. 87-90.
5. Ахунджанов Р., Мамарозиков У.Д., Усманов А.И., Сайдыганиев С.С., Каримова Ф.Б., Зенкова С.О. Петрогенезис потенциально рудоносных интрузивов Узбекистана. Ташкент: Фан. 2014. 352 с.
6. Далимов Т.Н., Ганиев И.Н. Эволюция и типы магматизма Западного Тянь-Шаня. Ташкент: Университет. 2010. 226 с.
7. Колман Р.Г. Офиолиты. М.: Мир. 1979. 262 с.
8. Масленникова И.А., Субботин В.Н., Кириллова Г.Б. О двух типах офиолитов в Тамдытау // Геология и геодинамика Кызылкумо-Туркестанского региона. Ташкент: САИГИМС. 1989. С. 43-69.
9. Мурзин В.В., Даминов Б.Б., Азовскова О.Б. Геохимия углеродистых гипербазитов Оспинско-Китойского офиолитового массива (Восточные Саяны) // Труды ИГГ УрО РАН. 2013. Вып.160. С.144-149.
10. Округин А.В. Кристаллизационно-ликвационная модель формирования платиноидно-хромитовых руд в мафит-ультрамафитовых комплексах // Тихоокеанская геология. 2004. Т.23. № 2. С.63-75.
11. Осипенко А.Б., Сидиров Е.Г., Костяков А.И., Толстых Н.Д. Хромиты гипербазитовых массивов п-во Валижген, Корякия // Геология рудных месторождений. 2002. Т.4. № 1. С. 77-92.
12. Поляков Г.В., Изох А.Э., Кривенко

References

1. Musaev A.A. Petrografiya kompleksa bazitov i giperbazitov Tamdinskogo gornogo massiva i ikh rudonosnost (Kyzylkumy). Avtoreferat of Diss. Cand. Sci. Tashkent. 1967. 25 p. (In Russian).
2. Khamrabaev I. Kh. *Magmatizm i postmagmaticheskiye protsessy v Zapadnom Uzbekistane* [Magmatism and post-magmatic processes in Western Uzbekistan]. Tashkent, AN UzSSR. 1958. 479 p. (In Russian)
3. Khamrabaev I. Kh. *Petrologo-geokhimicheskiye kriterii rudonosnosti magmaticheskikh kompleksov* [Petrological and geochemical criteria for ore bearing igneous complexes]. Tashkent, Fan, 1969. 214 p. (In Russian)
4. Khamrabaev I. Kh., Musaev A.A., Likhaydov Yu.G. *O khromovoy mineralizatsii v giperbazitakh Tamdinskogo massiva* [On chromium mineralization in the hyperbasites of the Tamdy massif]. *Uzbekskiy geologicheskii zhurnal*, 1962, No.4, pp. 87-90. (In Russian)
5. Akhundzhanov R., Mamarozikov U.D., Usmanov A.I., Saydyganiev S.S., Karimova F.B., Zenkova S.O. *Petrogenezis potentsialno rudonostnykh intruzivov Uzbekistana* [Petrogenesis of potentially ore-bearing intrusions of Uzbekistan]. Tashkent, Fan, 2014. 352 p. (In Russian)
6. Dalimov T.N., Ganiyev I.N. *Evolitsiya i tipy magmatizma Zapadnogo Tyan-Shanya* [Evolution and types of magmatism of the Western Tien Shan]. Tashkent, Universitet, 2010. 226 p. (In Russian)
7. Kolman R.G. *Ofiolity* [Ophiolites]. Moscow, Mir. 1979. 262 p. (In Russian)
8. Maslennikova I.A., Subbotin D.N., Krilova G.B. *O dvukh tipakh ofiolitov v Tamdytau* [About two types of ophiolites in Tamdytau]. *Geologiya i geodinamika Kyzylkumo-Turkestanского региона*. Tashkent, SAIGIMS, 1989, pp. 43-69. (In Russian)
9. Murzin V.V., Daminov B.B., Azovskova O.B. *Geokhimiya uglerodistykh giperbazitov Ospinsko-Kitiyskogo ofiolitovogo massiva (Vostochnaya Sayany)* [Geochemistry of carbonaceous hyperbasites of the Ospino-Kitoy ophiolite massif (East Sayan Mountains)]. *Trudy IGG URO RAN*, 2013, Vol. 160, pp.144-

- А.П. Платиноносные ультрамафит-мафитовые формации подвижных поясов Центральной и Юго-восточной Азии // Геология и геофизика. 2006. Т.47. № 12. С. 1227-1241.
13. Пушкарев Е.В., Анникина Е.В., Гаути Джю, Заккарини Ф. Хром-платино-вое оруденение Нижнетагилского типа на Урале: структурно-вещественная характеристика и проблема генезиса // Литосфера. 2007. № 3. С. 28-65.
14. Симонов В.А. Петрогенезис офиолитов. Новосибирск: ОИГГМ СО РАН. 1993. 247 с.
15. Степанов В.А. Платиноидно-медно-никелевое провинции Северо-Азиатского кратона // Региональная геология и металлогения. 2013. № 56. С. 78-87.
16. Чернышев А.И., Юричев А.Н., Кичеева А.В. Петрогеохимические особенности хромитоносных ультрамафитов Куртушибинского офиолитового пояса (Западный Саян) // Литосфера. 2019. Т.19. №5. С. 687-703.
17. Юлдашев М.Н., Рустамов А.И., Халиков А.Б. Строение и рудоносность (золото, платиноиды) мафит-ультрамафитовых проявлений Западного Тамдытау // Геология и минеральные ресурсы. 2001. №6. С. 3-6.
18. Garuti G. Platinum group elements as petrological indicators in mafic-ultramafic complexes of the Central and Southern Urals: preliminary results // Tectonophysics. 1997. V. 276. P. 181-194.
19. Yuwang Wang. Problems of PGE metallogenesis related to mafic-ultramafic complex in North Xianjiang, China // Geoscience Frontiers. 2011. Vol.2. No.2. P. 187-198.
20. Виноградов А.П. Средние содержания химических элементов в главных типах изверженных пород земной коры // Геохимия. 1962. № 7. С. 555-571.
21. Kuno H., Hess A. Poldervaart Differentiation of basalt magmas // Basalts: The Poldervaart treatise on rocks of basaltic composition. N.Y. 1968. Vol. 2: Interscience. P. 623.
22. Pearce J.A. Geochemical fingerprinting of oceanic basalts with applications to ophiolite classification and the search for archean oceanic † 149. (In Russian) † 10. Okrugin A.V. Crustallization-luquation † model of the formation of platinum-grup † element-chromitite ores in mafic-ultramafic † complex. *Tikhookeanskaya Geologiya*, 2004, † Vol.23, No. 2, pp. 63-75. (In Russian) † 11. Osipenko A.B., Sidirov E.G., † Kostyakov A.I., Tolstykh N.D. *Khromity † giperbasitovykh massivov p-vo Valizhgen, † Koryakiya* [Chromites of hyperbasite massifs † of Valizhgen Peninsula, Koryakia]. *Geologiya † rudnikh mestorozhdeniy*, 2002, Vol.4, No. 1, † pp. 77-92. (In Russian) † 12. Polyakov G.V., Izokh A.E., Krivenko † A.P. Platiniferous ultramafic-mafic assemblages † of mobile belts in Ccentral and Southeastern † Asia. *Russian Geology and Geophysics*, 2006, † Vol.47, No. 12, pp. 1227-1241. (In Russian) † 13. Pushkaryev E.B., Annikina E.B., Gauti † J., Zakkarini F. *Krom-platinovoye orudneniye † Nizhnetagil'skogo tipa na Urale: strukturno- † veshchestvennaya kharakteristika i problema † genezisa* [Chrome-platinum mineralization of † the Nizhny Tagil type in the Urals: structural- † material characteristics and the problem of † genesis]. *Litosfera*, 2007, No. 3, pp. 28-65. (In † Russian) † 14. Simonov V.A. *Petrogenезis ofiolitov* † [Petrogenesis of ophiolites]. Novosibirsk, † OIGGM SO RAN, 1993. 247 p. (In Russian) † 15. Stepanov V.A. Platinum-copper-nickel † provinces of the North-Asian craton. *Regional † Geology and Metallogeny*, 2013, No. 56, pp. † 78-87. (In Russian) † 16. Chernyshev A.I., Yurichev A.N., † Kicheeva A.V. Petrogeochemical characteris- † tics of chrome-bearing ultramafites in the † Kurtushibinsky ophiolite belt (Western Sayan). † *Litosphere*, 2019, Vol.19, No. 5, pp. 687-703. † (In Russian) † 17. Yuldashev M.N., Rustamov A.I., † Khalikov A.B. *Stroeniye i rudonosnost (zoloto, † platinoidy) mafit-ultramafitovykh proyavleniy † Zapadnogo Tamdytau* [The structure and ore † content (gold, platinoids) of mafic-ultramafic † manifestations of West Tamdytau]. *Geologiya † i mineralniye resursy*, 2001, No. 6, pp. 3-6. (In † Russian) † 18. Garuti G., Fershtater G., Bea F. Plati- † num group elements as petrological indicators

crust // *Lithos*, 2008, V. 100, P. 14–48.

23. Mullen E.D. MnO/TiO₂/P₂O₅: a minor element discriminant for basaltic rocks of oceanic environments and its implications for petrogenesis // *Earth and planetary science letters*, 1983, V. 62, P. 53-62.

24. Wood D.A. The application of a Th-Hf-Ta diagram to problems of tectonomagmatic classification and to establishing the nature of crustal contamination of basaltic lavas of the British Tertiary volcanic province // *Earth and planetary science letters*, 1980, V. 50 (1), P. 11-30.

25. Batchelor R.A., Bowden P. Petrogenetic interpretation of rock series using multicationic parameters // *Chemical Geology*, 1985, V.48, P. 43-55.

† in mafic-ultramafic complexes of the Central and Southern Urals: preliminary results. † *Tectonophysics*, 1997, Vol. 276, pp.181-194.

† 19. Yuwang Wang, Jingbin Wang, Lijuan Wang, Lingli Long, Zhen Liao, Huiqiong Zang, Pingzhi Tang. Problems of PGE metallogeneses related to mafic-ultramafic complex in North Xianjiang, China. † *Geoscience Frontiers*, 2011, Vol. 2, No.2, pp. 187-198.

† 20. Vinogradov A.P. *Sredniye sodержaniya khimicheskikh elementov v glavnikh tipakh izverzhennikh porod zemnoy kory* [The average contents of chemical elements in the main types of igneous rocks of the earth's crust]. † *Geokhimiya*, 1962, No. 7, pp. 555-571. (In Russian)

† 21. Kuno H. Differentiation of basalt magmas. Basalts: The Poldervaart treatise on rocks of basaltic composition. N.Y, Interscience, 1968, Vol. 2, pp. 623.

† 22. Pearce J.A. Geochemical fingerprinting of oceanic basalts with applications to ophiolite classification and the search for archaic oceanic crust. † *Lithos*, 2008, Vol. 100, pp. 14-48.

† 23. Mullen E.D. MnO/TiO₂/P₂O₅: a minor element discriminant for basaltic rocks of oceanic environments and its implications for petrogenesis. † *Earth and planetary science letters*, 1983, Vol. 62, pp. 53-62.

† 24. Wood D.A. The application of a Th-Hf-Ta diagram to problems of tectonomagmatic classification and to establishing the nature of crustal contamination of basaltic lavas of the British Tertiary volcanic province. † *Earth and planetary science letters*, 1980, Vol. 50 (1), pp. 11-30.

† 25. Batchelor R.A., Bowden P. Petrogenetic interpretation of rock series using multicationic parameters. † *Chemical Geology*, 1985, No. 48, pp. 43-55.

Сетевое издание
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ВЕСТНИК
Брянского государственного университета

ТЕХНИЧЕСКИЕ НАУКИ

Учредитель и издатель:

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Брянский государственный университет имени академика И.Г. Петровского».

**Свидетельство о регистрации средства массовой информации
выдано Федеральной службой по надзору
в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций
Эл № ФС77-62798 от 18 августа 2015 г.**

Главный редактор сетевого издания:

доктор технических наук, профессор
А.В. Лагереv

Адрес учредителя:

ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет
имени академика И.Г. Петровского»
241036, Россия, Брянск, ул. Бежицкая, д. 14

Адрес редакции и издателя:

РИСО ФГБОУ ВО «Брянский государственный университет
имени академика И.Г. Петровского»
241036, Россия, Брянск, ул. Бежицкая, д. 20

Дата размещения сетевого издания в сети Интернет
на официальном сайте <http://www.ntv-brgu.ru> 25.03.2020 г.

16+