



МОСКОВСКИЙ
ПОЛИТЕХ

ISSN 0321-4443



ТРАКТОРЫ И СЕЛЬХОЗМАШИНЫ

НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

89 (2) 2022



WWW.MOSPOLYTECH.RU



ВЕДУЩИЙ ЖУРНАЛ ОТРАСЛИ ТРАКТОРНОГО
И СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ

УЧРЕДИТЕЛИ

- Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования «Московский политехнический университет»
- ООО «Эко-Вектор»

Зарегистрирован Федеральной службой по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций 05.10.2021 ПИ № 77-81900

Журнал входит в перечень ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней, а также в Российский индекс научного цитирования (РИНЦ)

ИЗДАТЕЛЬ

ООО «Эко-Вектор»

Адрес: 191186, Санкт-Петербург, Аптекарский

переулок, д. 3, литера А, помещение 1Н

E-mail: info@eco-vector.com

WEB: <https://eco-vector.com>

РЕКЛАМА

Отдел рекламы

E-mail: adv@eco-vector.com

Тел.: +7 (495) 308-83-89

РЕДАКЦИЯ

Заведующий редакцией:

Сергей Евгеньевич Арсеньев

Адрес: 107023, Москва, Большая Семеновская ул., 38

E-mail: tismash@mospolytech.ru

Тел.: +7 (495) 223-05-23

Выпускающий редактор

Елена Львовна Сухачёва

Тел.: +7 (931) 101-26-64

ПОДПИСКА

Подписка на печатную версию через интернет:

www.journals.eco-vector.com

www.akc.ru

www.pressa-rf.ru

ПОЛИТИКА СВОБОДНОГО ДОСТУПА

В электронном виде журнал распространяется бесплатно – в режиме немедленного открытого доступа

ИНДЕКСАЦИЯ

- РИНЦ
- Google Scholar
- Ulrich's International Periodicals Directory
- WorldCat

Оригинал-макет

подготовлен в издательстве «Эко-Вектор».

Литературный редактор: Д.С. Сквородникова

Корректор: Д.С. Сквородникова

Обложка: М.С. Кузьменко

Сдано в набор 04.05.2022. Подписано в печать 15.05.2022.

Формат 60 × 88½. Печать офсетная. Печ. л. 9,75.

Усл. печ. л. 9,06. Уч.-изд. л. 5,3. Тираж 500 экз.

Дата выхода в свет 11.11.2022.

Заказ № 2-7945-1v. Цена свободная.

Отпечатано в типографии ООО «Типография Экспресс В2В» 191180, Санкт-Петербург, наб. реки Фонтанки, д. 104, лит. А, пом. 3Н, оф. 1. Тел.: +7 (812) 646-33-77

Редакция не несет ответственности за содержание рекламных материалов. Точка зрения авторов может не совпадать с мнением редакции. К публикации принимаются только статьи, подготовленные в соответствии с правилами для авторов. Направляя статью в редакцию, авторы принимают условия договора публичной оферты. С правилами для авторов и договором публичной оферты можно ознакомиться на сайте: <https://journals.eco-vector.com/0321-4443/>. Полное или частичное воспроизведение материалов, опубликованных в журнале, допускается только с письменного разрешения издателя — издательства «Эко-Вектор».



МОСКОВСКИЙ
ПОЛИТЕХ



ЭКО • ВЕКТОР



ТРАКТОРЫ И СЕЛЬХОЗМАШИНЫ

Том 89 | Выпуск 2 | 2022
НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ
Издается с февраля 1930 г.

ГЛАВНЫЙ РЕДАКТОР

КАМИНСКИЙ Валерий Наумович – профессор, доктор технических наук; профессор Московского политехнического университета, член Экспертного совета ветеранов (старейшин) отрасли поршневого двигателестроения России; заслуженный работник промышленности Московской области (Москва, Россия)

ЗАМЕСТИТЕЛЬ ГЛАВНОГО РЕДАКТОРА

ЛЕПЁШКИН Александр Владимирович – профессор, кандидат технических наук; профессор Московского политехнического университета, доцент Московского государственного технического университета имени Н.Э. Баумана (Москва, Россия)

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

БАХМУТОВ Сергей Васильевич – профессор, доктор технических наук; заместитель генерального директора по научной работе Государственного научного центра РФ «Центральный научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт „НАМИ“» (Москва, Россия)

ГОДЖАЕВ Захид Адыгезалович – член-корреспондент РАН, профессор, доктор технических наук; заместитель директора по инновационной и внедренческой деятельности Федерального научного агроинженерного центра ВИМ (Москва, Россия)

ГОРОДЕЦКИЙ Константин Исаакович – профессор, доктор технических наук; профессор Московского политехнического университета; заслуженный машиностроитель РФ (Москва, Россия)

ДЕВЯНИН Сергей Николаевич – профессор, доктор технических наук; профессор Российского государственного аграрного университета – МСХА (Московская сельскохозяйственная академия) имени К.А. Тимирязева (Москва, Россия)

ЕРОХИН Михаил Никитиевич – академик РАН, доктор технических наук; профессор Российского государственного аграрного университета – МСХА (Московская сельскохозяйственная академия) имени К.А. Тимирязева (Москва, Россия)

ЖАЛНИН Эдуард Викторович – профессор, доктор технических наук; заведующий отделом Федерального научного агроинженерного центра ВИМ; заслуженный деятель науки РФ (Москва, Россия)

ИЗМАЙЛОВ Андрей Юрьевич – академик РАН, доктор технических наук; директор Федерального научного агроинженерного центра ВИМ (Москва, Россия)

КОВАЛЁВ Михаил Михайлович – доктор технических наук; научный руководитель Федерального научного центра лубяных культур; заслуженный изобретатель РФ (Тверь, Россия)

КОТИБЕВ Георгий Олегович – профессор, доктор технических наук; заведующий кафедрой Московского государственного технического университета имени Н.Э. Баумана; заслуженный деятель науки РФ (Москва, Россия)

КУТЬКОВ Геннадий Михайлович – профессор, доктор технических наук; профессор Российского государственного аграрного университета – МСХА (Московская сельскохозяйственная академия) имени К.А. Тимирязева; заслуженный деятель науки и техники РФ (Москва, Россия)

ЛАЧУГА Юрий Фёдорович – академик РАН, доктор технических наук; академик-секретарь Отделения сельскохозяйственных наук РАН, председатель Экспертного совета Отделения сельскохозяйственных наук РАН (Москва, Россия)

ЛОБАЧЕВСКИЙ Яков Петрович – академик РАН, доктор технических наук; первый заместитель директора Федерального научного агроинженерного центра ВИМ (Москва, Россия)

ЛЯШЕНКО Михаил Вольфредович – профессор, доктор технических наук; заведующий кафедрой Волгоградского государственного технического университета (Волгоград, Россия)

МАРЧЕНКО Андрей Петрович – профессор, доктор технических наук; проректор по научной работе НТУ ХПИ (Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»), заместитель главы Совета проректоров по научной работе ВУЗов Украины, академик Академии высшей школы Украины, член-корреспондент Инженерной академии Украины (Харьков, Украина)

НАТРИАШВИЛИ Тамаз Мамиевич – академик Национальной академии наук Грузии, профессор, доктор технических наук; директор Института механики машин им. Р. Двали (ИММ); лауреат Национальной премии Грузии в области науки (Тбилиси, Грузия)

ПРЕДИГЕР Виктор – профессор, доктор технических наук; профессор Университета прикладных наук (Оснабрук, Германия)

СКВОРЦОВ Аркадий Алексеевич – профессор, доктор физико-математических наук; проректор по исследованиям и разработкам Московского политехнического университета (Москва, Россия)

СОЛОВЬЁВ Рудольф Юрьевич – доцент, кандидат технических наук; директор Центра сельскохозяйственного машиностроения Государственного научного центра РФ «Центральный научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт „НАМИ“» (Москва, Россия)

СТАСИЛЕВИЧ Андрей Георгиевич – генеральный конструктор ОАО «МТЗ» (Минский тракторный завод) (Минск, Беларусь)

ФОМИН Валерий Михайлович – профессор, доктор технических наук; профессор Московского политехнического университета, член Экспертного совета ветеранов (старейшин) отрасли поршневого двигателестроения России (Москва, Россия)

ФУКС Кристиан – доктор технических наук; менеджер проекта по системам больших двигателей международной инжиниринговой компании AVL List (Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen List – «Институт двигателей внутреннего сгорания „Лист“») (Грац, Австрия)

ШУМАН Олаф – генеральный директор ООО «ФЭВ Рус» международной инжиниринговой компании FEV (Forschungsgesellschaft für Energietechnik und Verbrennungsmotoren – «Исследовательская компания по силовым агрегатам и двигателям внутреннего сгорания») (Аахен, Германия)

УЧРЕДИТЕЛИ

- Moscow Polytechnic University
- Eco-Vector

The journal is registered by the Russian Federal Service for Supervision of Communications, Information Technology and Mass Media. Registration certificate PI No ФЦ 77-81900 issued on October 05, 2021

The journal is included in the list of leading peer-reviewed scientific journals of Higher Attestation Commission of Russia (VAK), where it is recommended to publish the basic scientific results of the dissertation for the degree of doctor and candidate of sciences

PUBLISHER

Eco-Vector

Address: 3 liter A, 1H, Aptekarsky pereulok, 191186, Saint Petersburg, Russian Federation

E-mail: info@eco-vector.com

WEB: <https://eco-vector.com>

ADVERTISE

Adv. department

E-mail: adv@eco-vector.com

Phone: +7 (495) 308-83-89

EDITORIAL

Executive editor

Sergey Y. Arseniev

Address: 38, Bolshaya Semyonovskaya str., Moscow, 107023, Russian Federation

E-mail: tismash@mospolytech.ru

Тел: +7 (495) 223-05-23

Managing Editor

Elena L. Sukhacheva

Phone: +7 (931) 101-26-64

SUBSCRIPTION

For print version:

www.journals.eco-vector.com

www.akc.ru

www.pressa-rf.ru

OPEN ACCESS

Immediate Open Access is mandatory for all published articles

INDEXATION

- Russian Science Citation Index
- Google Scholar
- Ulrich's International Periodicals Directory
- WorldCat

TYPESET

complete in Eco-Vector

Copyeditor: *Darya S. Skovorodnikova*

Proofreader: *Darya S. Skovorodnikova*

Cover: *Marina S. Kuzmenko*

The editors are not responsible for the content of advertising materials. The point of view of the authors may not coincide with the opinion of the editors. Only articles prepared in accordance with the guidelines are accepted for publication. By sending the article to the editor, the authors accept the terms of the public offer agreement. The guidelines for authors and the public offer agreement can be found on the website: <https://journals.eco-vector.com/0321-4443/>. Full or partial reproduction of materials published in the journal is allowed only with the written permission of the publisher – the Eco-Vector publishing house.

ISSN 0321-4443



TRACTORS AND AGRICULTURAL MACHINERY

VOLUME 89 | ISSUE 2 | 2022

SCIENTIFIC AND PRACTICAL JOURNAL

Published since February 1930

EDITOR-IN-CHIEF

Valery N. KAMINSKY – Professor, DSc in Engineering; Professor of Moscow Polytechnic University, Member of the Veterans (Elders) Expert Council of the Russian Piston Engine Industry; Honorary Worker of Industry of the Moscow Region (Moscow, Russia)

DEPUTY EDITOR-IN-CHIEF

Alexander V. LEPESHKIN – Professor, PhD in Engineering; Professor of Moscow Polytechnic University, Associate Professor of Bauman Moscow State Technical University (Moscow, Russia)

EDITORIAL BOARD MEMBERS

Sergey V. BAKHMUTOV – Professor, DSc in Engineering; Professor, Deputy CEO for Research of the State Research Center of the Russian Federation NAMI (Moscow, Russia)

Zakhid A. GODZHAEV – Corresponding Member of the Russian Academy of Sciences, Professor, DSc in Engineering; Deputy Director for Innovation and Implementation Activities of the Federal Scientific Agroengineering Center VIM (Moscow, Russia)

Konstantin I. GORODETSKIY – Professor, DSc in Engineering; Professor of Moscow Polytechnic University; Honorary Mechanical Engineer of the Russian Federation (Moscow, Russia)

Sergey N. DEVYANIN – Professor, DSc in Engineering; Professor of Russian State Agrarian University – Moscow Timiryazev Agricultural Academy (Moscow, Russia)

Mikhail N. YEROKHIN – Full Member of the Russian Academy of Sciences, DSc in Engineering; Professor of Russian State Agrarian University – Moscow Timiryazev Agricultural Academy (Moscow, Russia)

Eduard V. ZHALNIN – Professor, DSc in Engineering; Head of the Department of the Federal Scientific Agroengineering Center VIM; Honorary Scientist of the Russian Federation (Moscow, Russia)

Andrey Yu. IZMAYLOV – Full Member of the Russian Academy of Sciences, DSc in Engineering; Director of the Federal Scientific Agroengineering Center VIM (Moscow, Russia)

Mikhail M. KOVALEV – DSc in Engineering; Research Advisor of the Federal Scientific Center for Bast Crops; Honorary Inventor of the Russian Federation (Tver, Russia)

George O. KOTIEV – Professor, DSc in Engineering; Head of the Department of Bauman Moscow State Technical University; Honorary Scientist of the Russian Federation (Moscow, Russia)

Gennadiy M. KUTKOV – Professor, DSc in Engineering; Professor of Russian State Agrarian University – Moscow Timiryazev Agricultural Academy; Honorary Scientist of the Russian Federation (Moscow, Russia)

Yury F. LACHUGA – Full Member of the Russian Academy of Sciences, DSc in Engineering; Academician-Secretary of the Department of Agricultural Sciences of the Russian Academy of Sciences, Chairman of the Expert Council of the Department of Agricultural Sciences of the Russian Academy of Sciences (Moscow, Russia)

Yakov P. LOBACHEVSKIY – Full Member of the Russian Academy of Sciences, DSc in Engineering; First Deputy Director of the Federal Scientific Agroengineering Center VIM (Moscow, Russia)

Mikhail V. LYASHENKO – Professor, DSc in Engineering; Head of the Department of Volgograd State Technical University (Volgograd, Russia)

Andriy P. MARCHENKO – Professor, DSc in Engineering; Vice-Rector for Scientific-and-Research Work of National Technical University Kharkiv Polytechnic Institute; Deputy Head of the Council of Vice-Rectors for Scientific and Research Work of Universities of Ukraine, Full Member of the Academy of Higher School of Ukraine, Corresponding Member of the Engineering Academy of Ukraine (Kharkiv, Ukraine)

Tamaz M. NATRIASHVILI – Full Member of the Georgian National Academy of Sciences, Professor, DSc in Engineering; Director of Rafiel Dvali Institute of Machine Mechanics (IMM); Laureate of the Georgian National Prize in Science (Tbilisi, Georgia)

Viktor PREDIGER – Professor, DSc in Engineering (Dr.-Ing.); Professor of Osnabrück University of Applied Sciences (Osnabrück, Germany)

Arkadiy A. SKVORTSOV – Professor, DSc in Physics and Mathematics; Vice-President for Research and Development of Moscow Polytechnic University (Moscow, Russia)

Rudolf Yu. SOLOVYEV – Associate Professor, PhD in Engineering; Director of the Center for Agricultural Engineering at the State Research Center of the Russian Federation NAMI (Moscow, Russia)

Andrey G. STASILEVICH – General Designer of Minsk Tractor Works (Minsk, Belarus)

Valeriy M. FOMIN – Professor, DSc in Engineering; Professor of Moscow Polytechnic University; Member of the Veterans (Elders) Expert Council of the Russian Piston Engine Industry (Moscow, Russia)

Christian FUCHS – DSc in Engineering; Project Manager for Large Engine Systems, International Engineering Company AVL List (Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen List) (Graz, Austria)

Olaf SCHUMANN – CEO of LLC FEV Rus, International Engineering Company FEV (Forschungsgesellschaft für Energietechnik und Verbrennungsmotoren) (Aachen, Germany)



СОДЕРЖАНИЕ

СТРАНИЦЫ ИСТОРИИ

В.В. Косенко

Создатели гусеничных сельскохозяйственных тракторов.

К 90-летию первого отечественного тракторного конструкторского бюро 81

ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И ОБОРУДОВАНИЕ

С.А. Плотников, А.Н. Карташевич, М.В. Симонов, А.И. Шипин

Оптимизация основных параметров дизеля при его работе на многокомпонентной биотопливной композиции

91

НОВЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ

О.А. Наказной, А.А. Ципилев

Методика определения характеристик пневматических упругих элементов

с двумя ступенями давления и противодавлением 101

ТЕОРИЯ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ

В.П. Белов, Д.В. Апельинский, В.Н. Беженарь

Оценка уплотняющего воздействия и эксплуатационных характеристик гусеничного трактора на основе реологического подхода

111

С.В. Носов, Н.Е. Перегудов

Результаты моделирования плавности хода гусеничных машин при взаимодействии с деформируемым опорным основанием

121

КАЧЕСТВО, НАДЕЖНОСТЬ

А.А. Шварц, И.В. Коротков

Обоснование конструктивных параметров лопатки роторного рабочего органа разбрасывателя твёрдых удобрений

133

А.В. Колунин

Физико-химический анализ обводненного моторного масла 141

ЭКОНОМИКА, ОРГАНИЗАЦИЯ И ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Т.А. Алтухова, С.В. Алтухов, С.Н. Шуханов

Модернизация сушиллки зернистых материалов 149

CONTENTS

PAGES OF HISTORY

Vyacheslav V. Kosenko

The creators of tracked agricultural tractors.

Dedicated to the 90th anniversary of the first domestic tractor engineering bureau 81

ENVIRONMENTALLY CLEAN TECHNOLOGIES AND EQUIPMENT

Sergey A. Plotnikov, Anatoly N. Kartashevich, Maksim V. Simonov, Alexandr I. Shipin

Optimization of the main parameters of the diesel engine during its operation
on the multicomponent biofuel composition 91

NEW MACHINES AND EQUIPMENT

Oleg A. Nakaznoy, Alexander A. Tshipilev

The Method of Determination of Properties of Air Springs with Two Pressure Stages and Counterpressure 101

THEORY, DESIGN, TESTING

Vyacheslav P. Belov, Dmitry V. Apelinskiy, Vadim N. Bezhenar

Experimental assessment of the temperature state of tractor diesel pistons 111

Sergey V. Nosov, Nikolay E. Peregudov

Results of the simulation of tracked vehicles ride considering the interaction with a deformable road 121

QUALITY, RELIABILITY

Anatoly A. Shvarts, Ilya V. Korotkov

Justification of the design parameters of the blade of the rotary working body of the solid fertilizer spreader 133

Alexander V. Kolunin

Physical and chemical analysis of watered engine oil 141

ECONOMICS, ORGANIZATION AND TECHNOLOGY OF MANUFACTURING

Tatyana A. Altukhova, Sergey V. Altukhov, Stanislav N. Shukhanov

Modernization of the granular materials dryer 149

УДК 629.36

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-108130>

Историческая статья

Создатели гусеничных сельскохозяйственных тракторов. К 90-летию первого отечественного тракторного конструкторского бюро

В.В. Косенко

Волгоградский государственный технический университет, Волгоград, Россия

АННОТАЦИЯ

90 лет назад, в 1932 г., на Сталинградском тракторном заводе был организован конструкторско-экспериментальный отдел (КЭО СТЗ) – первое специализированное конструкторское подразделение по тракторостроению в нашей стране. За время существования этого подразделения главными конструкторами завода были В.Г. Станкевич (1932–1938), М.М. Романов (1938–1940), В.А. Каргополов (1943–1949), А.К. Платонов (1949–1950), А.Я. Мерилов (1951–1957), М.А. Шаров (1958–1980), В.П. Шевчук (1980–1996), В.Я. Боков (1996–1998), И.А. Долгов (1998–2005), В.В. Косенко (2006–2010). В статье рассмотрены основные достижения, сделанные коллективом под руководством каждого из них. За эти годы на Сталинградском (с 1961 г. Волгоградском) тракторном заводе было разработано пять семейств гусеничных сельскохозяйственных тракторов: СТЗ-НАТИ, ДТ-54, ДТ-75, ДТ-175С и ВТ-100, с большим количеством специализированных модификаций (транспортной, болотоходной, крутосклонной, торфяной, пахотно-пропашной и др.) и комплектаций. Приведены краткие истории создания и характеристики этих машин, их преимущества перед предшественниками. Тракторы СТЗ (ВГТЗ) работали как в сельском хозяйстве, так и во многих других отраслях народного хозяйства нашей страны, экспортировались за рубеж, пользовались заслуженным авторитетом и любовью у трактористов и специалистов, занимавшихся их эксплуатацией и ремонтом. Всего по документации, разработанной конструкторами СТЗ (ВГТЗ) или при их непосредственном участии, было выпущено около 4 млн тракторов.

Ключевые слова: тракторный завод; конструкторская служба; главный конструктор; гусеничный трактор; модификация; проектирование; конструирование; производство; модернизация; совершенствование.

Для цитирования:

Косенко В.В. Создатели гусеничных сельскохозяйственных тракторов. К 90-летию первого отечественного тракторного конструкторского бюро // Тракторы и сельхозмашины. 2022. Т. 89, № 2. С. 81–90. DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-108130>

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-108130>

Historical Article

The creators of tracked agricultural tractors. Dedicated to the 90th anniversary of the first domestic tractor engineering bureau

Vyacheslav V. Kosenko

Volgograd State Technical University, Volgograd, Russia

ABSTRACT

90 years ago, in 1932, Design and Experimental Department (DED STP) was established at Stalingrad Tractor Plant – the first specialized design department of tractor engineering in our country. During the time of existence of this department, the factory chief design engineers were V.G. Stankevich (1932–1938), M.M. Romanov (1938–1940), V.A. Kargopolov (1943–1949), A.K. Platonov (1949–1950), A.Ya. Merilov (1951–1957), M.A. Sharov (1958–1980), V.P. Shevchuk (1980–1996), V.Ya. Bokov (1996–1998), I.A. Dolgov (1998–2005), V.V. Kosenko (2006–2010). The article contains the review of main achievements, made by the department, led by each of them. Throughout these years 5 families of tracked agricultural tractors were developed at Stalingrad (Volgograd from 1961) Tractor Plant, such as STZ-NATI, DT-54, DT-75, DT-175S and VT-100, with a wide range of special modifications (transport, swamp, hillside, peat, plowing and cultivating, etc) and configurations. Short stories of the creation of these machines, their characteristics and advantages over the predecessors are given. The tractors of STP (VgTP) were used in agriculture as well as in many other areas of our country's economy, were exported to foreign countries and deserved respect and love from tractor drivers and maintenance specialists. Overall about 4 million tractors were produced according to technical documentation, developed by design engineers of STP (VgTP) or with their direct involvement.

Keywords: tractor plant; engineering department; chief design engineer; tracked tractor; modification; design; development; production; modernization; refinement.

Cite as:

Kosenko VV. The creators of tracked agricultural tractors. Dedicated to the 90th anniversary of the first domestic tractor engineering bureau. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2022;89(2):81–90. DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-108130>

Received: 20.04.2022

Accepted: 30.04.2022

Published: 15.05.2022

90 лет назад, **весной 1932 г.**, на Сталинградском (СТЗ), позже Волгоградском (ВГТЗ), тракторном заводе было организовано первое в отрасли тракторостроения СССР конструкторское подразделение – конструкторско-экспериментальный отдел (КЭО).

Сталинградские, волгоградские тракторы, наверняка, знают все. Создателей же этих тракторов, в т.ч. главных конструкторов разных лет, знают гораздо меньше, чем их детища. Между тем, в истории конструкторской службы СТЗ (ВГТЗ) много славных страниц, больших достижений, технических побед, воплощенных в миллионах гусеничных машин-тружеников. Большая заслуга в этом руководителей службы – главных конструкторов.

Как известно, первый сталинградский колесный трактор СТЗ-1 [1] изготавливался по документации американской фирмы *McCormick Deering* (справедливости ради следует отметить, что документация была переработана из дюймовой системы мер в метрическую уже в СССР). Но специалисты понимали, что для почвенно-климатических условий нашей страны более подходит гусеничный трактор. И вот, спустя всего два года после пуска СТЗ, по приказу существовавшего тогда Всесоюзного автотракторного объединения было организовано КЭО СТЗ под конкретную задачу – разработку на замену колесному трактору СТЗ-1 гусеничного сельскохозяйственного трактора отечественной конструкции. При этом ставилось условие обеспечить возможность использования нового гусеничного трактора и в качестве военного транспортного тягача.

1932–1938 гг.



Рис. 1. В.Г. Станкевич.
Fig. 1. V.G. Stankevich.

Первым главным конструктором и организатором КЭО был Вячеслав Георгиевич Станкевич (1899–1968) (рис. 1). Выпускник МВТУ им. Баумана (1924 г.), технически грамотный и талантливый инженер, мудрый и энергичный организатор, он зарекомендовал себя еще во время проектирования СТЗ, работая в Сталинградском филиале института «ГИПРОМЕЗ».

Под руководством В.Г. Станкевича сталинградскими конструкторами при тесном сотрудничестве с учеными Научно-исследовательского тракторного института НАТИ (руководитель группы – В.Я. Слонимский¹) был спроектирован, успешно испытан, в дальнейшем с подключением конструкторов и Харьковского тракторного завода (ХТЗ) доработан и в июле 1937 г.

¹ По другим данным работами руководил директор НАТИ (ГИПРОАВТО-НАТИ) П.С. Каган.

поставлен на производство трактор, получивший марку СТЗ-НАТИ [2–4], известный также под марками СТЗ-3, СТЗ-НАТИ-1ТА мощностью 38 кВт. Вскоре выпуск этого трактора был налажен на ХТЗ, а во время Великой Отечественной войны (ВОВ) – и на Алтайском тракторном заводе (АТЗ). Всего с 1937 по 1952 г. тремя заводами было выпущено более 210 тыс. тракторов этого семейства.

Конструкция трактора отличалась оригинальностью и рациональностью. Благодаря рациональности и в первую очередь гусеничному движителю СТЗ-НАТИ по сравнению с предшественником – колесным трактором СТЗ-1 – при более мощном на 73% двигателе имел на 40% более высокий тяговый КПД, развивал вдвое большую крутящую мощность и силу тяги, был на 25% экономичнее [3, 5].

Одновременно с СТЗ-НАТИ был создан и широко унифицированный с ним транспортный трактор СТЗ-5 (СТЗ-НАТИ-2ТВ), выпущенный почти в 10 тысячах экземплярах, ставший самым распространенным тягачом в Красной Армии периода ВОВ [4].

Трактор СТЗ-НАТИ оказался весьма удачным. В 1938 г. он заслуженно удостоивается Гран При на Международной выставке в Париже. Заложенные в его конструкцию технические решения использовались и до сих пор используются в тракторах ВГТЗ, ХТЗ и китайских УТО.

К сожалению, В.Г. Станкевич с группой своих подчиненных – ведущих конструкторов КЭО – в 1938 г. по клеветническому доносу был арестован и несправедливо репрессирован. Виновным себя ни по одному пункту обвинения не признал и в 1940 г. был освобожден. Но на завод не возвратился; по приглашению бывшего технического директора СТЗ, Э.А. Сателя, уехал в Москву, где работал в области ракетной техники.

1938–1940 гг.



Рис. 2. М.М. Романов.
Fig. 2. M.M. Romanov.

В 1938 г. КЭО СТЗ был разделен на два самостоятельных подразделения: по сельскохозяйственным тракторам и по военной технике. Тракторный КЭО возглавил пришедший на завод в 1932 г. Матвей Максимович Романов (1904–1983), (рис. 2), выпускник Новочеркасского авиационного института.

Это были требовавшие постоянного участия конструкторов годы освоения серийного производства трактора СТЗ-НАТИ, его болотоходной модификации СТЗ-8 и упомянутого транспортного трактора СТЗ-5 [3]. В этот период также активно велась разработка для перечисленных машин дизельного двигателя 1-МД, во время ВОВ продолженные на АТЗ.

В 1940–1941 гг. М.М. Романов был деканом авто-тракторного факультета и заведовал кафедрой «Тракторостроение» Сталинградского механического института (ныне Волгоградский государственный технический университет – ВолгГТУ).

Во время ВОВ М.М. Романов воевал в танковых частях, обучал курсантов Камышинского танкового училища. После войны продолжал трудиться на СТЗ на руководящих должностях, в т. ч. в 1950–1953 гг. главным конструктором Особого конструкторского бюро (ОКБ) по оборонной технике [2], затем в Сталинградском /Волгоградском Совнархозе, в Волгоградском НИИ технологии машиностроения – ВНИИТМАШ.

С августа 1941 г. до середины 1943 г. конструкторские работы по тракторам на СТЗ не велись. Производство сельскохозяйственных тракторов было приостановлено. Конструкторы-трактористы до оставления завода советскими войсками в октябре 1942 г. занимались военной техникой, в т. ч. танком Т-34². Часть конструкторов СТЗ и ХТЗ, будучи эвакуированными в г. Рубцовск Алтайского края на только что созданный АТЗ, занимались тракторной тематикой: конструкторским сопровождением постановки на производство АСХТЗ-НАТИ, разработкой трактора ДТ-54 и дизеля для него с использованием вывезенной из Харькова и Сталинграда документации.

1943–1949 гг.



Рис. 3. В.А. Каргополов.
Fig. 3. V.A. Kargopolov.

Главный конструктор СТЗ этого периода – Виктор Алексеевич Каргополов (1907–1997) (рис. 3). По окончании Московского автотракторного института им. Ломоносова (ныне Московский политехнический университет) он в 1932 г. был направлен на работу в только что организованный КЭО, принимал участие в разработке трактора СТЗ-НАТИ.

В годы ВОВ во время эвакуации он работал на заводе «Уралмаш» зам. начальника цеха по сборке танков. В 1943 г. В.А. Каргополов отзывается из эвакуации и назначается главным конструктором СТЗ. Завод восстанавливают, летом 1944 г. возобновляется производство трактора СТЗ-НАТИ.

Под руководством В.А. Каргополова конструкторы СТЗ вместе с коллегами с ХТЗ и АТЗ разрабатывают поистине легендарный дизельный трактор ДТ-54 [4–6] мощностью 40 кВт. По сравнению с предшественником – СТЗ-НАТИ – выросли производительность, надежность, а особенно – на 35–45% – топливная экономичность

новой машины, в первую очередь, благодаря применению дизельного двигателя вместо карбюраторного керосинового. В этот период также создаются болотоходная ДТ-55 и газогенераторная ГБ-58 модификации пахотного ДТ-54.

В.А. Каргополов был одним из инициаторов создания заводского испытательного отряда, располагавшегося в Краснодарском крае и превратившегося впоследствии в известный Кубанский НИИ испытания тракторов и сельхозмашин (КубНИИТиМ).

Вся дальнейшая судьба В.А. Каргополова была связана с тракторами. В 1949–1952 гг. он – главный инженер СТЗ; в 1952–1958 гг. – главный инженер, а затем директор АТЗ; в 1958–1963 гг. – заместитель председателя, председатель Алтайского Совнархоза, одновременно возглавляет кафедру «Автомобили и тракторы» Алтайского политехнического института, получает звание профессора; в 1963–1972 гг. – директор НАТИ и главный редактор нашего журнала «Тракторы и сельхозмашины».

В 1950 г. за создание трактора ДТ-54 В.А. Каргополов в группе работников АТЗ, СТЗ и ХТЗ³ был удостоен Государственной (Сталинской II степени) премии [2]. В.А. Каргополов награжден также орденом Трудового Красного Знамени, многими медалями.

В 1944–1946 гг., во время командировки В.А. Каргополова в США, обязанности главного конструктора СТЗ исполнял Павел Николаевич Новиков (1897–1966) (рис. 4). П.Н. Новиков – участник Гражданской войны. Учился сначала в Харьковском политехническом, затем – в Ленинградском технологическом институтах, завершил получение высшего образования в 1932 г. в Бронетанковой академии им. Дзержинского и был направлен на СТЗ. Работал военным представителем, мастером, конструктором и начальником КБ в КЭО. Он – активный участник создания тракторов СТЗ-НАТИ [2] и ДТ-54.



Рис. 4. П.Н. Новиков.
Fig. 4. P.N. Novikov.

Во время ВОВ до эвакуации в Свердловск занимался организацией изготовления и ремонта на СТЗ танка Т-34, оборонял завод, будучи зам. командира танковой бригады народного ополчения. В 1943 г. был отозван из эвакуации с завода «Уралмаш», где разрабатывал и испытывал самоходные артиллерийские установки, и был назначен заместителем главного конструктора СТЗ.

В 1958–1959 гг. П.Н. Новиков находился в командировке в КНР, оказывая помощь в строительстве Лоянского тракторного завода, подготовке для него

² С осени 1941 г. по осень 1942 г. СТЗ был основным производителем танков Т-34 в СССР.

³ В группе удостоенных Сталинской премии были также: от АТЗ – М.С. Сидельников, Н.Н. Перовский, Е.А. Саркисянц, Х.Я. Тейтельбаум, П.П. Парфенов; от СТЗ – А.К. Платонов; от ХТЗ – Н.Г. Зубарев.

специалистов и организации производства тракторов «Дунфанхун-54» – копии ДТ-54.

Трудовые и ратные заслуги П.Н. Новикова отмечены орденом Красной Звезды, многими медалями, в т. ч. золотой медалью ВСХВ за разработку трактора ДТ-54. А ранее за разработку трактора СТЗ-НАТИ он был премирован легковым автомобилем ГАЗ-М.

1949–1950 гг.



Рис. 5. А.К. Платонов.
Fig. 5. A.K. Platonov.

Главный конструктор СТЗ – Алексей Кузьмич Платонов (1907–1950) (рис. 5). Выпускник МВТУ им. Баумана, он работал на СТЗ с 1932 г. инженером-конструктором КЭО, начальником моторной лаборатории, начальником КБ шасси и ходовых систем, принимал участие в разработке тракторов СТЗ-НАТИ и СТЗ-8, зарекомендовал себя как грамотный и инициативный инженер. Во время ВОВ возглавлял танковую лабораторию на СТЗ, станцию испытания танков на заводе № 112 в г. Горький. В 1944 г. А.К. Платонов возвращается из эвакуации на СТЗ и назначается заместителем главного конструктора, а в 1949 г. – главным конструктором. Самым активным образом участвует в создании трактора ДТ-54 и особенно его дизеля Д-54.

В 1950 г. за создание трактора ДТ-54 А.К. Платонов также был удостоен Государственной (Сталинской II степени) премии [2].

К сожалению, А.К. Платонов рано ушел из жизни – в возрасте всего 43 лет.

1951–1957 гг.



Рис. 6. А.Я. Мерилов.
Fig. 6. A.Ya. Merilov.

Главным конструктором СТЗ является Александр Яковлевич Мерилов (1909–1995) (рис. 6). А.Я. Мерилов работает на СТЗ с 1933 г. В 1938 г. получает высшее образование в Сталинградском механическом институте (СМИ).

Хотелось бы отметить, что, начиная с А.Я. Мерилова, все главные конструкторы СТЗ (ВГТЗ) были выпускниками Сталинградского механического института (с 1963 г. – Волгоградский политехнический институт (ВПИ), ныне – Волгоградский государственный технический университет (ВолгГТУ)), большинство из них защитили в этом вузе диссертации на соискание ученых степеней кандидата технических наук, выполненные по актуальным темам, нашедшим воплощение в выпускаемых ВГТЗ тракторах.

В 1942–1943 гг. А.Я. Мерилов работает в эвакуации на заводе № 77, г. Барнаул. В январе 1944 г. отзывается из эвакуации на СТЗ. В 1951 г. назначается заместителем главного конструктора, затем главным конструктором. В этот период наращивается производство трактора ДТ-54, его модификаций: болотоходного ДТ-55, газогенераторного ГБ-58. Конструкторы плодотворно работают над их совершенствованием, повышением надежности. В 1958 г. на конвейер ставятся получившие гидросистему и заднее навесное устройство тракторы ДТ-54А, ДТ-55А, ведутся работы над крутосклонной модификацией ДТ-57.

В 1959 г. трактор ДТ-54А на Брюссельской международной выставке получил Большой приз.

ДТ-54/ДТ-54А выпускался также на ХТЗ и АТЗ, был, пожалуй, самым знаменитым и любимым механизаторами трактором. Тремя заводами было изготовлено около 980 тыс. единиц.

Сторонник повышения рабочих скоростей машинно-тракторных агрегатов и применения навесных гидрофицированных орудий, А.Я. Мерилов в середине 1950-х гг. создал экспериментальный трактор ДТ-61, в конструкцию которого было заложено много оригинальных технических решений, в т. ч. опущенные на почву направляющие и ведущие колеса, подрессоренные конечные передачи. Это позволило, по сравнению с ДТ-54А, снизить массу, сократить габариты машины, повысить навесоспособность. Небольшая колея позволяла оптимально, без смещения, агрегатировать ДТ-61 с навесным 4-корпусным плугом.

Предлагавшиеся А.Я. Мериловым идеи по кардинальному повышению навесоспособности во многом нашли воплощение уже в наше время, например, в тракторах Агромаш ТГ-150, Агромаш-315ТГ «Руслан».

По воспоминаниям коллег, А.Я. Мерилов был прекрасным компоновщиком и, даже будучи уже главным конструктором, находил время и продолжал работать за доской.

После СТЗ А.Я. Мерилов в 1957–1959 гг. работал заместителем главного конструктора Сталинградского завода «Баррикады», затем, до ухода в 1970 г. на заслуженный отдых, заместителем директора, главным инженером ВНИИТМАШа.

1957–1958 гг.



Рис. 7. В.Т. Вереютин.
Fig. 7. V.T. Vereyutin.

Обязанности главного конструктора исполнял Валентин Тихонович Вереютин (1914–2008) (рис. 7). Это было время зарождения и отработки технических решений, реализованных впоследствии в тракторе ДТ-75, таких как сварная рама, единый корпус трансмиссии, применение в трансмиссии нерегулируемых подшипников, планетарный механизм

поворота, независимый вал отбора мощности (ВОМ), отопление кабины и др.⁴.

В.Т. Веревитин работал на СТЗ с 1935 г., в т. ч. после окончания в 1941 г. СМИ – в отделе главного конструктора. Во время ВОВ в эвакуации трудился на оборонных заводах, откуда был отозван на СТЗ в 1943 г. В 1953 г. был назначен заместителем главного конструктора и проработал в этой должности до 1969 г., руководил конструкторским сопровождением серийного производства тракторов. В дальнейшем, до ухода в 1979 г. на заслуженный отдых, В.Т. Веревитин работал на Волгоградском моторном заводе в аналогичной должности, занимаясь внедрением и совершенствованием мощного тракторного дизеля 8ДВТ-330.

1958–1981 гг.



Рис. 8. М.А. Шаров.
Fig. 8. M.A. Sharov.

Конструкторскую службу СТЗ (ВГТЗ) возглавлял Михаил Александрович Шаров (1914–2001) (рис. 8), работавший на заводе со дня его пуска сначала рабочим, затем, после окончания СМИ, инженером-конструктором, заместителем главного инженера [2, 4, 7, 8].

В этот период завершалось создание трактора ДТ-75 мощностью 55 кВт и его семейства [5, 9]: отрабатывалась конструкция, велись государственные (приемочные) и параллельно широкие хозяйственные испытания. Машину отличало много новых технических решений:

единый корпус трансмиссии, планетарный механизм поворота, независимый вал отбора мощности, сварная рама и др. В декабре 1963 г. ДТ-75 был поставлен на конвейер. Он был на треть производительнее трактора ДТ-54, лучше агрегатировался с энергоемкими орудиями малой ширины захвата, был приспособлен к работе в междурядьях пропашных и на различных операциях на 2–14% экономичнее. Кабина трактора ДТ-75 была более комфортабельна.

В 1964 г. на международной Лейпцигской ярмарке трактор ДТ-75 был награжден Золотой медалью.

Вслед за базовой машиной в производство были внедрены: в 1967 г. – ДТ-75М увеличенной на 20% мощности (66 кВт), в 1969 г. – болотоходный ДТ-75Б, в 1972 г. – крутосклонный ДТ-75К, а также комплектации, предназначенные под монтаж различного промышленного оборудования, в т. ч. самого распространенного в мире легкого бульдозера.

Под производство трактора ДТ-75М в Казахстане был построен и в 1968 г. запущен Павлодарский тракторный завод (ПТЗ) – дублер ВГТЗ.

Тракторы семейства ДТ-75 постоянно совершенствовались, повышалась их надежность, наращивались экспортные поставки. В 1979 г. с внедрением новой, смещенной вправо кабины прямоугольных форм был кардинально изменен дизайн семейства (тракторы ДТ-75В, ДТ-75МВ, ДТ-75БВ), существенно улучшились условия труда тракториста. Создание в структуре конструкторской службы первого в отрасли дизайн-бюро, пользовавшегося авторитетом и внесшего большой вклад в создание тракторов семейств ДТ-75В, затем и ВТ-100, считается одной из заслуг М.А. Шарова.

Всех модификаций тракторов семейства ДТ-75 было выпущено более 2,7 млн шт. Справедливой была бытовавшая в те годы поговорка: «Каждый третий трактор в мире – советский, каждый третий советский трактор – волгоградский».

Под руководством М.А. Шарова конструкторы ВГТЗ создали скоростной энергонасыщенный трактор ДТ-175С «Волгарь» мощностью 125 кВт [5, 10], выпущенный более чем в 16 тыс. экземплярах, на нем впервые среди сельхозтракторов была применена автоматическая бесступенчатая гидромеханическая трансмиссия. Его появлению предшествовали разработка, изготовление и всесторонние исследования макетных образцов Э-150, Э-151 и Э-152, показавшие возможность и целесообразность использования гидротрансформатора, его преимущества.

За разработку воплощенных в ДТ-175С научных основ повышения рабочих скоростей машинно-тракторных агрегатов М.А. Шаров в составе группы ученых, конструкторов и испытателей тракторов во главе с академиком В.Н. Болтинским в 1976 г. был удостоен Государственной премии СССР. М.А. Шаров был награжден также двумя орденами Трудового Красного Знамени, многими медалями.

Передав пост главного конструктора последователю, М.А. Шаров еще долго продолжал трудиться на родном заводе техническим советником директора.

1981–1996 гг.



Рис. 9. В.П. Шевчук.
Fig. 9. V.P. Shevchuk.

Главный конструктор ВГТЗ – Владимир Петрович Шевчук (1938–2015) (рис. 9).

В.П. Шевчук поступил на завод в 1958 г., работал станочником, электриком, после окончания ВПИ – инженером-конструктором, начальником лаборатории, заместителем главного конструктора по испытаниям [8].

На посту главного конструктора на его долю

⁴ Общее руководство работами по будущему трактору ДТ-75 осуществлял тогдашний главный инженер СТЗ М.С. Сидельников.

в первую очередь выпало внедрение в производство трактора ДТ-175С, серийный выпуск которого начался в 1986 г., а затем – его модернизация (коробка передач с шестернями постоянного зацепления, усовершенствованный дизель СМД-62А, главная и конечные передачи с увеличенными передаточными числами и др.). Эти изменения повысили эксплуатационные, в первую очередь тяговые и топливно-экономические показатели машины. Модернизированный трактор под маркой ДТ-175М выпускался с 1992 по 1996 гг.

Большое внимание В.П. Шевчук уделял повышению эффективности использования тракторов ВГТЗ. Во многом благодаря его инициативе на ВГТЗ был организован отдел технической эксплуатации тракторов с сетью опорных баз и пунктов по всей стране, регулярно проводились семинары, в т. ч. всесоюзные, по обсуждению и пропаганде передового опыта работы на волгоградских тракторах, издавались рекомендации по их рациональному агрегатированию и использованию (например, для работы с трактором ДТ-175С было согласовано агрегатирование более чем 250 машин и орудий).

Под руководством В.П. Шевчука был разработан и в 1994 г. поставлен на производство гусеничный сельскохозяйственный трактор общего назначения нового поколения ВТ-100 (выпускавшийся в двух комплектациях: ВТ-100Д с дизелем Д-442 и ВТ-100Н с дизелем СМД-20Т мощностью сначала 88 кВт⁵, а затем 96 кВт [5, 11]). Основными отличительными особенностями этого трактора были дизель постоянной мощности, коробка передач с шестернями постоянного зацепления, новый дизайн и комфортабельная кабина, в которой впервые на отечественных тракторах полностью выполнялись все требования стандартов по условиям труда и технике безопасности. На базе ВТ-100 были также разработаны пропашная ВТ-100ДП/НП, свекловодческая ВТ-100ДС и рисоводческая ВТ-100ДР модификации.

При В.П. Шевчуке начат поиск возможности создания колесного сельскохозяйственного трактора с высокой поузловой унификацией с выпускаемыми гусеничными машинами (это были опытные ДТ-75ДК, ВТ-100ДК, ВТ-100ДК2). Кроме тракторов, разрабатывались и различные орудия к ним, например, плуг-рыхлитель ПЧВ-8-40, выпускавшийся небольшими сериями, навесной погрузочный манипулятор НМВ-1,5.

Одной из главных заслуг В.П. Шевчука является создание на ВГТЗ современного цеха опытного производства с едва ли не лучшей в отрасли оснащенностью стендами, станками и другим оборудованием, что позволяло изготавливать детали практически любой сложности и проводить на высоком уровне всесторонние испытания отдельных деталей, узлов и тракторов в целом.

В.П. Шевчук награжден Орденом Почета, медалями.

⁵ При работе с ВОМ мощность можно было при необходимости поднять на второй уровень в 103 кВт.

В 1996 г. В.П. Шевчук перешел на преподавательскую работу в ВолгГТУ, где передавал свой богатый опыт конструктора, исследователя, испытателя студентам, аспирантам, коллегам.

1996–1998 гг.



Рис. 10. В.Я. Боков.
Fig. 10. V.Ya. Bokov.

Главный конструктор ВГТЗ – выпускник ВПИ, Валентин Яковлевич Боков (1938–2005) (рис. 10) [8]. При нем наращивалось производство трактора ВТ-100, получили дальнейшее развитие работы по расширению номенклатуры применяемых на тракторах дизелей (рыбинский РМ-80, словацкий Martin Z8604 и др.).

В.Я. Боков первым среди волгоградских конструкторов тракторов был удостоен звания «Заслуженный конструктор России».

Еще будучи заместителем главного конструктора, В.Я. Боков многое сделал для отработки конструкции гидротрансформатора трактора ДТ-175С, а в дальнейшем организовал инициативную разработку экспериментального сельхозтрактора Т-5 тягового класса 5 мощностью 170 кВт, в конструкции которого было много интересных технических решений, в частности, дизель в одном блоке со сцеплением и коробкой передач, двухступенчатый (или бесступенчатый) механизм поворота, отдельные на каждый борт главные передачи, совмещенные с планетарными конечными передачами, независимая подвеска опорных катков на малолитовых четвертьэллиптических рессорах, гусеницы с РМШ и др. Заложенные в этот трактор решения позволили получить оптимальное положение центра масс, высокие тягово-сцепные качества и навесоспособность при минимальной массе и небольших габаритах (при большей по сравнению с ВТ-100Д на 77% мощности Т-5 имел на 30% меньшую удельную конструкционную массу и всего на 6–10% большие габариты).

1998–2006 гг.



Рис. 11. И.А. Долгов.
Fig. 11. I.A. Dolgov.

Главным конструктором был Игорь Апполонович Долгов (1957–2021) (рис. 11) [8], пришедший на завод по окончании ВПИ в 1979 г. и работавший инженером-испытателем, начальником КБ, заместителем главного конструктора.

При нем продолжалось совершенствование трактора ВТ-100Д. На базе последнего был разработан и в 2005 г.

поставлен на конвейер трактор ВТ-150Д [3]. Помимо увеличенной до 110 кВт мощности, его отличали дисковые остановочные тормоза планетарного механизма поворота, комбинированная индивидуально-балансирная подвеска, заднее навесное устройство повышенной грузоподъемности, расширенные возможности балластирования.

Продолжались работы по адаптации к тракторам ВгТЗ новых дизелей (Д-245, Д-260, ЯМЗ-236НБ2, КамАЗ-740 и др.).

Был спроектирован трактор ВТ-200Д тягового класса 5 [5], в котором удачно сочетались, с одной стороны, лучшие технические решения, воплощенные в машинах ДТ-175М «Волгарь» (автоматическая гидромеханическая трансмиссия), ВТ-100Д (комфортабельная кабина, пневмосервированное управление), с другой стороны – оригинальная 5-катковая смешанная подвеска. ВТ-200Д был выпущен небольшой серией.

Совместно с НАТИ был разработан и успешно испытан колесный общего назначения трактор ВК-170 мощностью 125 кВт и его усовершенствованный аналог – трактор ВК-200 (147 кВт) [2].

В 2006–2009 гг. И.А. Долгов работал заместителем технического директора ВгТЗ по новой технике.

2006–2010 гг.



Рис. 12. В.В. Косенко.
Fig. 12. V.V. Kosenko.

Главный конструктор – Косенко Вячеслав Владимирович (рис. 12). Родился в 1946 г., окончил ВПИ в 1968 г., по распределению пришел в отдел главного конструктора ВгТЗ, где работал инженером-конструктором, начальником КБ, заместителем главного конструктора.

В эти годы был разработан, испытан и внедрен в производство еще один трактор – ВТ-90 мощностью 66–81 кВт, представлявший собой дальнейшую модернизацию ДТ-75Д путем внедрения унифицированных с тракторами ВТ-100 и ВТ-150 кабины, управления, а также пластикового капота современных форм, передних съемных секционных балластных грузов и др. Планировалось, что ВТ-90 вместе с выпускавшимися ВТ-100 (который должен был стать ВТ-130), ВТ-150, ВТ-200, разрабатывавшимися ВТ-110, ВТ-175 и их модификациями различного назначения образуют новую широкую продуктовую линейку ВгТЗ в диапазоне мощности 60–150 кВт.

Были проведены работы по расширению номенклатуры двигателей для комплектации тракторов ВгТЗ за счет финских дизелей SISU 74DSE (110 кВт) и SISU 44DSE (70 кВт), производство которых намечалось на Владимирском моторо-тракторном заводе. Тракторы ВТ-150С

и ВТ-90С с этими дизелями прошли испытания и были рекомендованы к постановке на производство.

В 2007 г. на ВгТЗ было организовано производство по документации ООО «Промтрактор», г. Чебоксары, промышленного трактора Т-9. Затем волгоградские конструкторы разработали на его базе модификацию Т-9КС с гидростатической трансмиссией. Конструкторы ВгТЗ приняли участие и в создании гусеничного сельскохозяйственного трактора тягового класса 5(6) Агромаш-315ТГ мощностью 232 кВт, разработав для него задний мост с бесступенчатым гидростатическим механизмом поворота, конечные передачи, задние навесное и прицепное устройства, вал отбора мощности.

За разработку и внедрение в производство ходовых систем энергонасыщенных тракторов и применение в их конструкциях новых упрочненных литых материалов В.В. Косенко в 1980 г. была присуждена премия Ленинского комсомола в области науки и техники.

Название конструкторской службы завода несколько раз менялось: конструкторско-экспериментальный отдел (КЭО), отдел главного конструктора (ОГК), головное конструкторское бюро (ГКБ) (с функциональным подчинением ему конструкторского отдела ПТЗ), головной конструкторско-исследовательский отдел № 3 (ГКИО-3), головное специализированное конструкторское бюро по гусеничным пахотным тракторам (ГСКБ), управление главного конструктора (УГК), Волгоградский филиал ООО «ГСКБ» по гусеничным и колесным машинам (после вхождения ВгТЗ в 2005 г. в концерн «Тракторные заводы» и слияния конструкторских подразделений ООО «Промтрактор» и ВгТЗ). Но связь с ВгТЗ оставалась всегда тесной и плодотворной.

За годы своего существования отдел главного конструктора СТЗ (ВгТЗ) разработал пять семейств гусеничных тракторов, базой которых являлись тракторы общего назначения: СТЗ-НАТИ, ДТ-54, ДТ-75, ДТ-175С и ВТ-100 с большим количеством специализированных модификаций (транспортной, болотоходной, газогенераторной, крутосклонной, пахотно-пропашной, торфяной и др.) и огромным числом различных комплектаций. Всего по документации, разработанной конструкторами СТЗ (ВгТЗ) или при их непосредственном активном участии, изготовлено около 4 млн тракторов. Сталинградские (Волгоградские) тракторы широко использовались преимущественно в сельском хозяйстве, а также в строительстве, промышленности, на торфоразработках, в мелиорации. Много тракторов ВгТЗ продолжают эксплуатироваться до сих пор. Большое их количество, начиная с СТЗ-НАТИ, поставлялось за рубеж, более чем в 35 стран мира. А трактор ДТ-54 выпускался также в Венгрии (под маркой Dutra DT-413), Югославии (ВНТ-60), Албании (Т-1), но больше всего в Китае (Дунфанхун-54).

Отдел главного конструктора СТЗ (ВгТЗ) без преувеличения был кузницей инженерно-конструкторских кадров для многих предприятий и организаций не только

Волгограда, но и страны в целом. Это видно и на примере упомянутых В.А. Каргополова, М.М. Романова, А.Я. Мерилова, В.Т. Вереютина. Стоит также сказать, что два его работника: И.И. Дронг и Б.П. Альгин – стали главными конструкторами Минского тракторного завода (МТЗ), а первый из них после работы на МТЗ стал начальником Технического управления Минтракторосельхозмаша.

К сожалению, в 2011–2015 гг. ВГТЗ был признан банкротом, его конструкторское подразделение по тракторам после почти 80 лет плодотворной деятельности по решению руководства концерна «Тракторные заводы» было ликвидировано, конструкторская документация по тракторам была передана в другие подразделения концерна, выпуск сельскохозяйственных тракторов в Волгограде прекращен, а на других предприятиях концерна пока практически не налажен.

Автор выражает благодарность родственникам главных конструкторов: М.В. Бережной (Каргополовой), А.С. Герашенко, А.В. Вереютину, А.С. Гаркавенко, Г.И. Маневич, Е.А. Мериловой, В.П. Новикову, И.М. Шарову, Е.М. Шурыгиной (Романовой), конструкторам

Волгоградского филиала ГСКБ по гусеничным и колесным машинам, сотрудникам ВолгГТУ и Государственного музея изобразительных искусств им. А.С. Пушкина, оказавшим помощь в сборе материалов для данной статьи.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Конфликт интересов. Автор декларирует отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с публикацией настоящей статьи.

Источник финансирования. Автор заявляет об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования.

ADDITIONAL INFORMATION

Competing interests. The author declare no any transparent and potential conflict of interests in relation to this article publication..

Funding source. This study was not supported by any external sources of funding.

ЛИТЕРАТУРА

1. Косенко В.В. 85 лет Волгоградскому тракторному заводу и трактору СТЗ-1 – первому отечественному трактору массового производства // Тракторы и сельхозмашины. 2015. № 6. С. 47–51.
2. Кольцова Л.Я., Черемушников А.Н., Лысенкова А.П., Малюгин И.А. Первый навсегда. Всем поколениям тракторозаводцев посвящается / под ред. С.Н. Галкина. Волгоград: ООО «Волгоград», 2005.
3. Косенко В.В., Шаров В.В., Герасимов Е.О., Тюбаев А.И. Юбилей железного коня // Сельский механизатор. 2017. № 7. С. 24–25.
4. Трушин И.А., Першин Н.И., Журкович В.А. Первенец отечественного тракторостроения. История Волгоградского двух орденов Ленина, орденов Великой Отечественной войны I степени и Трудового Красного Знамени тракторного завода имени Ф.Э. Дзержинского / под ред. И.А. Трушина. Волгоград: Нижне-Волжское кн. изд-во, 1980.
5. Галкин С.Н., Бычков В.П., Долгов И.А. Волгоградский тракторный: вчера, сегодня, завтра // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2005. № 6. С. 4–6.

6. Косенко В.В. 65 лет легендарному трактору ДТ-54 // Тракторы и сельхозмашины. 2014. № 11. С. 47–52.
7. Косенко В.В. К 100-летию со дня рождения главного конструктора волгоградских тракторов М.А. Шарова // Тракторы и сельхозмашины. 2014. № 12. С. 46–50.
8. Косенко В.В. Конструкторы волгоградских тракторов / Отражение минувших лет. Волгоградскому тракторному – 80 лет: Книга воспоминаний ветеранов Волгоградского тракторного завода. Чебоксары: Концерн «Тракторные заводы», 2010. С. 30–34.
9. Косенко В.В. 50 лет волгоградскому трактору ДТ-75 // Тракторы и сельхозмашины. 2014. № 4. С. 48–52.
10. Косенко В.В., Шаров В.В., Ценч Ю.С. К 35-летию начала производства трактора ДТ-175С «Волгарь» // Технический сервис машин. 2021. № 1. С. 163–177.
11. Долгов И.А., Бычков В.П., Косенко В.В., Мельник Ю.В. ВТ-100 – новое семейство волгоградских тракторов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1999. № 7. С. 2–5.

REFERENCES

1. Kosenko VV. The 85th anniversary of the volgograd tractor plant and of стз-1 tractor – the first mass-produced domestic tractor. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2015;(6):47–51. (In Russ).
2. Kol'tsova LYa, Cheremushnikov AN, Lysenkova AP, Malyugin IA. Pervyi navsegda. *Vsem pokoleniyam traktorozavodtsev posvyashchaetsya*. Galkina SN editor. Volgograd: OOO «Volgograd»; 2005. (In Russ).
3. Kosenko VV, Sharov VV, Gerasimov EO, Tyubaev AI. Yubilei zheleznoy konya. *Sel'skii mekhanizator*. 2017;(7):24–25. (In Russ).

4. Trushin IA, Pershin NI, Zhurkovich VA, et al. *Pervenets otechestvennogo traktorostroeniya. Istoriya Volgogradskogo dvukh ordenov Lenina, ordenov Velikoi Otechestvennoi voiny I stepeni i Trudovogo Krasnogo Znameni traktornogo zavoda imeni F.E. Dzerzhinskogo*. Trushina IA editor. Volgograd: Nizhne-Volzhske kn. izd-vo; 1980. (In Russ).
5. Galkin SN, Bychkov VP, Dolgov IA, et al. *Volgogradskii traktorny: vchera, segodnya, zavtra. Traktory i sel'skokhozyaystvennyye mashiny*. 2005;(6):4–6. (In Russ).

6. Kosenko VV. The 65th anniversary of legendary dt-54 tractor. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2014;(11):47–52. (In Russ).
7. Kosenko VV. Commemorating the centenary of m.A. Sharov, the chief designer of volgograd tractors. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2014;(12):46–50. (In Russ).
8. Kosenko VV. Konstruktory volgogradskikh traktorov. In: *Otrazhenie minuvshikh let. Volgogradskomu traktornomu – 80 let: Kniga vospominanii veteranov Volgogradskogo traktornogo zavoda*. Cheboksary: Kontsern «Traktornye zavody», 2010; P. 30–34. (In Russ).
9. Kosenko VV. 50 let volgogradskomu traktoru DT-75. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2014;(4):48–52. (In Russ).
10. Kosenko VV, Sharov VV, Tsench YuS. The 35th anniversary of production of the dt-175s “Volgar” tractor. *Tekhnicheskii servis mashin*. 2021;(1):163–177. (In Russ).
11. Dolgov IA, Bychkov VP, Kosenko VV, Mel'nik YuV. VT-100 – novoe semeistvo volgogradskikh traktorov. *Traktory i sel'skokhozyaistvennye mashiny*. 1999;(7):2–5. (In Russ).

ОБ АВТОРЕ

Косенко Вячеслав Владимирович, к.т.н.,
старший преподаватель кафедры «Техническая эксплуатация
и ремонт автомобилей»;
адрес: Россия, 400005, Волгоград, пр. им. Ленина, 28;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3996-6414>;
eLibrary SPIN: 3616-4401;
e-mail: kosenko46@gmail.com

*Автор для переписки

AUTHOR'S INFO

Vyacheslav V. Kosenko, Cand. Sci. (Engin.),
Senior Lecturer of the Technical Operation and Maintenance
of Vehicles Department;
address: 28 Lenin avenue, Volgograd, 400005, Russia;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3996-6414>;
eLibrary SPIN: 3616-4401;
e-mail: kosenko46@gmail

*Corresponding author

УДК 621.436

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-106567>

Оригинальное исследование

Оптимизация основных параметров дизеля при его работе на многокомпонентной биотопливной композиции

С.А. Плотников¹, А.Н. Карташевич², М.В. Симонов¹, А.И. Шипин¹¹ Вятский государственный университет, Киров, Россия² Белорусская государственная сельскохозяйственная академия, Горки, Беларусь

АННОТАЦИЯ

Введение. При проведении экспериментальных исследований, направленных на поиск оптимальных параметров режима работы дизеля, как и других объектов, остро встает вопрос сокращения объема эксперимента. Существенно сократить количество проводимых опытов без значительного снижения достоверности полученных данных позволяет применение современных методов планирования, получения, обработки и анализа экспериментальных данных.

Цель исследования. Определение оптимальных режимных характеристик работы дизеля на многокомпонентной биотопливной композиции.

Методы. Для определения оптимальных значений основных параметров, влияющих на эксплуатационные показатели дизеля 4ЧН 11,0/12,5 при его работе на многокомпонентной биотопливной композиции, и математического описания их взаимосвязи реализован план Бокса – Бенкена второго порядка для трех факторов: эффективная нагрузка, частота вращения коленчатого вала и угол опережения впрыскивания топлива. Исследования работы дизеля выполнены на наиболее стабильном составе многокомпонентной биотопливной композиции, включающей следующие ингредиенты, %, масс: рапсовое масло – 34,5; этанол – 31,0; дизельное топливо – 34,5. Методом наложения двумерных сечений поверхностей отклика эффективного КПД и удельного эффективного расхода топлива осуществлен поиск компромиссного решения по оптимальному сочетанию уровней изучаемых факторов.

Результаты. Получены адекватные модели регрессионного анализа второго порядка изменения эффективного КПД и удельного эффективного расхода топлива. Описано факторное пространство и проведены графоаналитические исследования. Анализ регрессионных моделей и двумерных сечений поверхностей отклика позволил определить оптимальные значения исследуемых факторов. Оптимизирована методика определения оптимальных нагрузочных и скоростных диапазонов работы дизеля на биотопливной композиции многокомпонентного состава за счет применения плана эксперимента и описания факторного пространства математическими моделями при сокращении количества опытов.

Выводы. Оптимальная область сочетания факторов находится в диапазоне варьирования частоты вращения коленчатого вала дизеля $n=1400...1550$ мин⁻¹ и эффективной нагрузки $P_e=0,68...0,85$ МПа при угле опережения впрыскивания топлива $\Theta_{впр.}=23,5$ градуса до верхней мертвой точки (ВМТ). Учитывая переменный характер нагрузочных и скоростных режимов дизеля в условиях реальной эксплуатации, полученные данные представляют практический интерес.

Ключевые слова: дизельное топливо; этанол; рапсовое масло; топливная композиция; стендовые испытания; эффективные показатели; планирование эксперимента.

Для цитирования:

Плотников С.А., Карташевич А.Н., Симонов М.В., Шипин А.И. Оптимизация основных параметров дизеля при его работе на многокомпонентной биотопливной композиции // Тракторы и сельхозмашины. 2022. Т. 89, № 2. С. 91–99. DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-106567>

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-106567>

Original study article

Optimization of the main parameters of the diesel engine during its operation on the multicomponent biofuel composition

Sergey A. Plotnikov¹, Anatoly N. Kartashevich², Maksim V. Simonov¹, Alexandr I. Shipin¹¹ Vyatka State University, Kirov, Russia² Belarusian State Agricultural Academy, Gorki, Belarus

ABSTRACT

BACKGROUND: When conducting experimental studies aimed at finding optimal parameters of the diesel engine operating mode, as well as other objects, the issue of reducing the volume of the experiment becomes acute. The use of modern methods of planning, obtaining, processing and analyzing experimental data allows to reduce significantly the number of experiments conducted without notable loss of the reliability of the data obtained.

AIMS: The aim of this study is to determine the optimal operating characteristics of the diesel engine, which uses the multi-component bio-fuel composition.

METHODS: In order to determine the optimal values of the main parameters, affecting the effective indicators of the 4ChN 11.0/12.5 diesel engine when operating on the multicomponent biofuel composition and a mathematical description of their relationship, a second-order three-factor Box – Benken plan was implemented. These factors are effective load, crankshaft rotational speed, and fuel injection advance angle. The diesel engine operation studies were performed on the most stable mixture of the multicomponent biofuel composition, including the following ingredients, wt %: rapeseed oil – 34.5; ethanol – 31.0; diesel fuel – 34.5. The search of a compromise solution for the optimal combination of the levels of studied factors was performed with the method of superimposing of bidimensional sections of the response surfaces of the effective efficiency factor and the specific effective fuel consumption.

RESULTS: Adequate models of second-order regression analysis of changes in effective efficiency factor and specific effective fuel consumption have been obtained. The factor space is described and grapho-analytical studies are carried out. The analysis of regression models and bidimensional sections of response surfaces allowed to determine the optimal values of the studied factors. The method for determining the optimal load and speed ranges of the diesel engine operation, using the multicomponent biofuel composition, has been optimized due to the application of the experimental plan and the description of the factor space by mathematical models, while number of experiments was reduced.

CONCLUSIONS: The optimal area of the combination of the factors is in the range of varying the rotational speed of the diesel engine crankshaft $n=1400...1550$ rpm and the effective load $P_e=0.68...0.85$ MPa at the fuel injection advance angle $\Theta_{inj}=23.5$ degrees to TDC. Considering the variable nature of the load and speed modes of a diesel engine in a real operation environment, the obtained data are of practical interest.

Keywords: diesel fuel; ethanol; rapeseed oil; fuel composition; bench tests; effective indicators; experiment planning.

Cite as:

Plotnikov SA, Kartashevich AN, Simonov MV, Shipin AI. Optimization of the main parameters of the diesel engine during its operation on multicomponent biofuel composition. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2022;89(2):91–99. DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-106567>

Received: 21.04.2022

Accepted: 30.04.2022

Published: 15.05.2022

ВВЕДЕНИЕ

Среди множества известных альтернативных источников энергии особую роль играют биотоплива [1–4]. Они производятся обычно из возобновляемых ресурсов растительного и животного происхождения [5], в связи с чем вызывают повышенный интерес исследователей. Ввиду того, что физико-химические свойства биотоплив существенно отличаются от свойств традиционного дизельного топлива (ДТ) [6], необходима адаптация конструкции двигателя внутреннего сгорания (ДВС). Наиболее приемлемым путем может быть расширение применяемости альтернативных топлив за счет приближения свойств биотоплив к свойствам ДТ. Использование многокомпонентных биотопливных композиций также может компенсировать отклонение моторного свойства одного ингредиента за счет другого. В результате длительных испытаний к применению был рекомендован состав многокомпонентной биотопливной композиции, включающей следующие ингредиенты, %, масс: РМ – 34,5; этанол – 31,0; ДТ – 34,5 [7]. Стабильность названного состава к коалесценции составляет до 35 ч. Применение предлагаемого состава позволяет также сохранять вязкостно-температурные свойства биотопливной композиции при изменении температуры окружающего воздуха в рамках действующего стандарта [8].

Для качественного анализа рабочих процессов дизеля весьма привлекательно применение современных методов планирования эксперимента [9]. Это позволит наглядно определить допустимые эксплуатационные интервалы его работы при значительном сокращении количества опытов. Кроме того, появляется возможность оценки влияния одних режимных факторов на другие.

Так, исследователями работы [10] разработан алгоритм оптимизации многофакторных планов эксперимента методом ветвей и границ с введением ограничения по дополнительному критерию. Алгоритм позволяет учитывать критерий ограничения, которое накладывается, например, на временную реализацию построенного плана многофакторного эксперимента, либо на величину стоимости плана. Реализация представленного алгоритма позволяет находить два альтернативных плана: с минимальным значением первого критерия, с минимальным значением дополнительного критерия ограничения.

С целью аналитического и графического описания исследуемых процессов, изучения влияния факторов на критерии оптимизации и поиска оптимального сочетания изучаемых факторов в работе [11] был использован метод поверхностей отклика. На основе анализа полученных данных удалось смоделировать разброс параметров транзисторов в процессе производства.

В работе [12] авторами исследовался состав бентонита, применяемого в самоупрочнящемся цементе

с целью улучшения его свойств. Применение плана эксперимента Бокса – Бенкена позволило определить оптимальное сочетание ингредиентов самоупрочнящегося цемента для достижения максимальной прочности на сжатие (свыше 45 МПа). Установлено, что состав цемента должен содержать 20% бентонита, соотношение воды к порошку должно равняться 0,45.

На кафедре технологий Нишского университета [13] проводились исследования по оптимизации условий метанолиза подсолнечного масла в ультразвуковом реакторе. На основе использования плана эксперимента Бокса – Бенкена были получены поверхности отклика. Проведенный качественный анализ результатов достоверно обосновал необходимость значения температуры около 40 °С, количества катализатора – 0,7% (в массовых долях), содержания метиловых эфиров жирных кислот (FAME) на уровне 92,2% и молярного отношения метанола к маслу 7,5:1.

Авторы работы [14] исследовали режим работы индуктора, включающий параметры: частоту f , зазор h и плотность тока J . Методом планирования эксперимента на основе плана Бокса – Бенкена было обозначено оптимальное сочетание факторов: $f=1000$ Гц, $h=5$ мм, $J=45$ мм, обеспечивающее требуемую производительность индуктора в условиях, определенных технологическим режимом.

В работе [15] исследовался процесс гидролиза пшеничного глютена (содержание влаги – 6,8%, содержание белка (N 5,70) – 78,52% в пересчете на сухое вещество). Глютен применяется для улучшения качества хлеба, а также в качестве функциональной белковой добавки при производстве различных продуктов питания (например, мясоперерабатывающее производство) с целью улучшения их структуры. Применение плана эксперимента Бокса – Бенкена позволило найти оптимальные рабочие технологические параметры для ферментативного гидролиза пшеничного глютена. Данные показали, что оптимальные функциональные свойства гидролизатов глютена могут быть достигнуты при температуре реакции, равной 40 °С, кислотности среды $pH=9$ и при отношении фермент – глютен, равном 0,5 а.е./г глютена.

В работе [16] авторами исследовался процесс удаления свинца из угля (процесс выщелачивания), добытого в Энугу, с использованием в качестве выщелачивателя различных кислот в различных условиях. Выщелачивание образцов угля перед сжиганием или перед использованием для работы на электростанции необходимо для удаления большей части микроэлементов в этом угле, тем самым уменьшается риск экологического загрязнения. На основе применения ортогонального плана эксперимента второго порядка Бокса – Бенкена были получены параметры, обеспечивающие максимальное выщелачивание угля. Установлена необходимость использования азотной кислоты

HNO_3 в концентрации 0,5 моль, при этом время выщелачивания составляет 32 ч, допустимый размер частиц угля – 63 мкм и потребный объем выщелачивающего вещества (соотношение твердое вещество – жидкость) не превышает 40 мл.

Целью исследований является определение оптимальных режимных характеристик работы дизеля на многокомпонентной биотопливной композиции.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Лабораторные опыты оценки стабильности состава биотопливной композиции производились в химической лаборатории ФГБОУ ВО Вятский государственный

университет. Экспериментальные исследования проводились в испытательной лаборатории УО Белорусская государственная сельскохозяйственная академия.

Общий вид и перечень используемого оборудования и приборов представлен на рис. 1 и в табл. 1.

С целью описания факторного пространства регрессионными моделями, выявления закономерностей влияния нагрузочного и скоростного режима работы дизеля на его эффективные показатели (эффективный КПД η_e , удельный эффективный расход топлива g_e) и определения оптимальных значений факторов был выбран и реализован почти ротатальный план Бокса – Бенкена второго порядка для трех факторов. Факторы и их уровни (табл. 2) выбирались методом априорного



Рис. 1. Общий вид используемого оборудования и приборов: *a* – пульт управления дизелем; *b* – дизель Д-245 на стенде.

Fig 1. General view of the equipment and devices used: *a* – control panel of a diesel engine; *b* – The D-245 diesel engine mounted on the test bench.

Таблица 1. Приборы и оборудование в составе экспериментальной установки

Table 1. Devices and equipment as a part of the experimental installation

Вид исследования	Оборудование	Тип, марка	Примечание
Время физической стабильности	Секундомер	СОП Пр-2а-2-010 «АГАТ»	Точность $\pm 0,1$ сек
Стендовые испытания	Автотракторный дизель	Д-245.5S2	Мощность 70 кВт
Топливная экономичность	Расходомер	АИР-50	Точность ± 1 %
Частота вращения	Тахометр	AVL DIS-peed 492	Точность ± 5 мин ⁻¹
Нагрузка дизеля	Весовое устройство	RAPIDO	Погрешность $\pm 0,2$ кг

Таблица 2. Факторы, уровни фиксирования и интервалы их варьирования

Table 2. Factors, levels of fixation and intervals of their variation

Кодированное обозначение факторов	Название факторов, их обозначение и единица измерения	Уровни факторов			Интервалы варьирования
		1	0	+1	
x_1	Эффективная нагрузка, P_e , МПа	0	0,47	0,94	0,47
x_2	Частота вращения коленчатого вала, n , мин ⁻¹	400	600	1800	200
x_3	Угол Θ опережения впрыскивания топлива, градус	10	18	26	8

ранжирования на основании результатов однофакторных экспериментов.

Статистическую обработку данных эксперимента, расчет коэффициентов регрессии, построение поверхностей отклика и их двумерных сечений проводили при помощи программы STATGRAPHICS+ [17].

АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ

В результате реализации опытов плана эксперимента были получены адекватные (по F -критерию Фишера, вероятность $p=0,95$) [18, 19] модели регрессионного анализа второго порядка изменения эффективного КПД η_e и удельного эффективного расхода топлива g_e :

$$\eta_e = 33,0 + 15,3x_1 - 1,3x_2 + 0,5x_3 - 12,3x_1^2 - 0,7x_1 \times x_2 + 0,6x_1 \times x_3 - 0,06x_2^2 - 0,1x_2 \times x_3 - 0,7x_3^2; \quad (1)$$

$$g_e = 258,7 - 230,6x_1 + 9,8x_2 - 3,8x_3 + 208,1x_1^2 + 4,3x_1 \cdot x_2 - 4,2x_1 \cdot x_3 + 0,3x_2^2 + 0,6x_2 \cdot x_3 + 4,8x_3^2. \quad (2)$$

Как видно, часть присутствующих коэффициентов несущественно влияет на результат эксперимента и их можно исключить из рассмотрения.

После исключения из регрессионных моделей (1) и (2) незначимых коэффициентов и пересчета оставшихся уравнения примут вид:

$$\eta_e = 33,0 + 15,3x_1 - 1,3x_2 + 0,5x_3 - 12,3x_1^2 - 0,7x_1 \cdot x_2 + 0,6x_1 \cdot x_3 - 0,7x_3^2; \quad (3)$$

$$g_e = 258,7 - 230,6x_1 + 9,8x_2 - 3,8x_3 + 208,1x_1^2 + 4,3x_1 \cdot x_2 - 4,2x_1 \cdot x_3 + 4,8x_3^2. \quad (4)$$

Анализ регрессионных моделей (3) и (4) показывает (рис. 2), что максимальное в изучаемой области экспериментирования значение эффективного КПД $\eta_e=39,6\%$ и минимальный удельный эффективный расход топлива $g_e=180,2$ г/кВт×ч наблюдаются при практически одинаковых значениях изучаемых факторов.

Так, максимальное значение КПД $\eta_{e \max}$ достигается при $x_1=0,7$ ($P_e=0,66$ МПа), $x_2=-1$ ($n=1400$ мин⁻¹) и $x_3=0,6$ ($\Theta_{\text{впр.}}=23,5$ градуса до ВМТ). Минимальное значение удельного эффективного расхода топлива $g_{e \min}$ получается при значениях факторов $x_1=0,6$ ($P_e=0,56$ МПа), $x_2=-1$ ($n=1400$ мин⁻¹) и $x_3=0,6$ ($\Theta_{\text{впр.}}=23,5$ град. до ВМТ).

Полученные результаты имеют под собой реальный физический смысл. Присутствие в многокомпонентной биотопливной композиции этилового спирта и масла рапса вызывает определенное снижение ее суммарного цетанового числа. В процессе работы дизеля будет иметь место рост периода задержки воспламенения топлива и «заваливание» процесса сгорания за ВМТ. Для компенсации возникающих процессов потребуется некоторое увеличение установочного угла опережения впрыскивания топлива относительно его штатного значения $\Theta_{\text{впр.}}=22$ град.

Работа автотракторного дизеля наиболее экономична в режиме перегрузки, т.е. в интервале снижения частоты коленчатого вала от номинального значения $n=1800$ мин⁻¹ до значения частоты вращения при максимальном крутящем моменте $n=1400$ мин⁻¹.

Наиболее значимо, как на уровень эффективного КПД η_e , так и на значение удельного эффективного расхода топлива g_e и вполне закономерно оказывает влияние изменение эффективной нагрузки P_e . Причем зависимости параметров η_e и g_e от параметра P_e имеют перегиб при $P_e=0,5...0,7$ МПа и варьировании двух

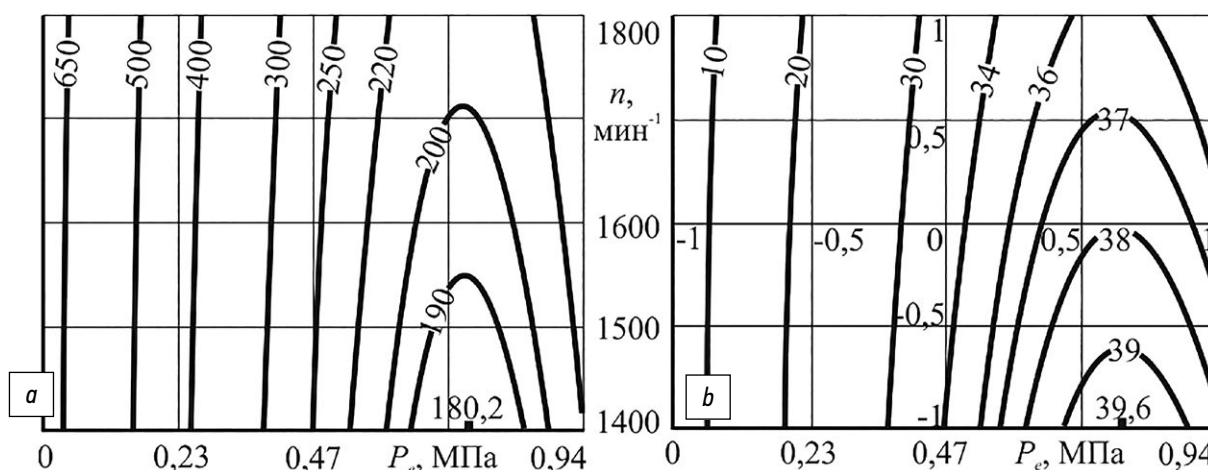


Рис. 2. Двумерные сечения поверхностей отклика при угле опережения впрыскивания топлива $\Theta_{\text{впр.}}=23,5$ град.: a – удельный эффективный расход топлива g_e ; b – эффективный КПД η_e .

Fig. 2. Bidimensional sections of response surfaces at the fuel injection advance angle $\Theta_{\text{inj}}=23.5$ deg: a – specific effective fuel consumption g_e ; b – effective efficiency η_e .

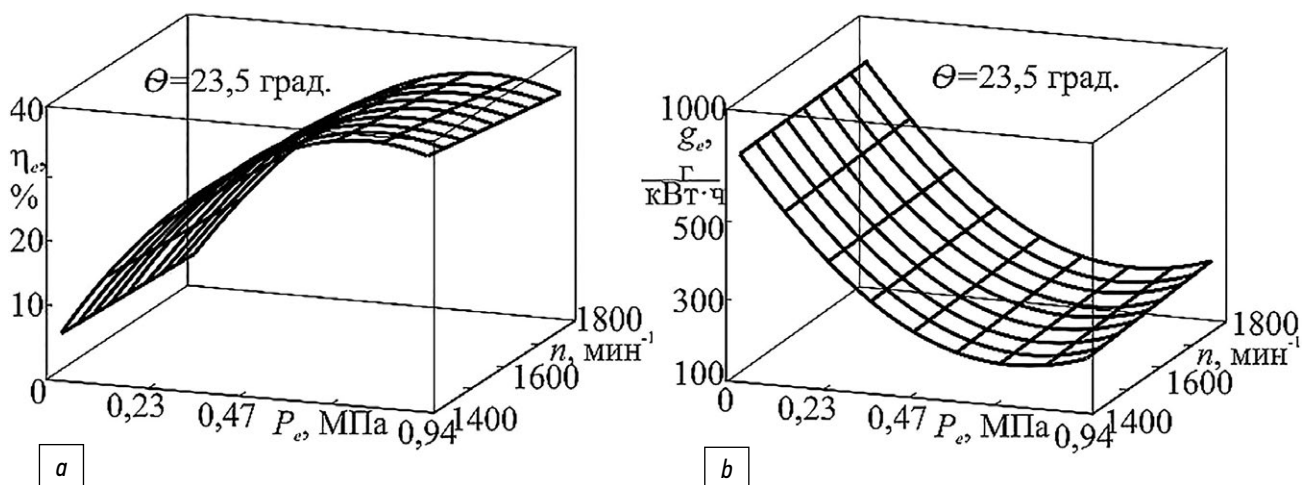


Рис. 3. Зависимости от эффективной нагрузки P_e и частоты n вращения коленчатого вала при угле опережения впрыскивания топлива $\Theta_{впр.} = 23,5$ градуса: a – эффективный КПД η_e ; b – удельный эффективный расход топлива g_e .

Fig. 3. Dependencies on effective load P_e and crankshaft rotation speed n at the fuel injection advance angle $\Theta_{inj} = 23.5$ deg.: a – of effective efficiency η_e ; b – of specific effective fuel consumption g_e .

оставшихся факторов во всей исследуемой области экспериментирования.

Данный результат может быть объяснен тем обстоятельством, что наиболее экономичная работа поршневого ДВС обычно достигается в интервале нагружения, составляющем 60...80% от номинального значения нагрузки.

Например, при частоте вращения коленчатого вала дизеля $n = 1400$ мин⁻¹ и угле опережения впрыскивания топлива $\Theta_{впр.} = 23,5$ град. до ВМТ, изменение эффективной нагрузки от 0,47 МПа до 0,6 МПа приводит к увеличению эффективного КПД η_e от 5,6% до 39,6% и уменьшению удельного эффективного

расхода топлива g_e от 694 г/кВт×ч до 180 г/кВт×ч (рис. 3). При дальнейшем увеличении эффективной нагрузки P_e до 0,94 МПа значение эффективного КПД η_e уменьшается до уровня 38,2%, а значение удельного эффективного расхода топлива g_e увеличивается до 220 г/кВт×ч.

Поиск компромиссного решения по оптимальному сочетанию уровней изучаемых факторов проводили методом наложения двумерных сечений поверхностей отклика эффективного КПД η_e и удельного эффективного расхода топлива g_e (рис. 4).

Из графиков видно, что оптимальная область сочетания изучаемых факторов (заштрихованная область на рис. 4) находится в диапазоне варьирования частоты вращения коленчатого вала дизеля $n = 1400...1550$ мин⁻¹ и диапазоне изменения эффективной нагрузки $P_e = 0,68...0,85$ МПа при угле опережения впрыскивания топлива $\Theta_{впр.} = 20...25$ град. до ВМТ. При данном сочетании значений факторов обеспечивается практически максимальный в области экспериментирования эффективный КПД η_e (не менее 38%) при невысоком удельном эффективном расходе топлива g_e – не более 200 г/кВт×ч.

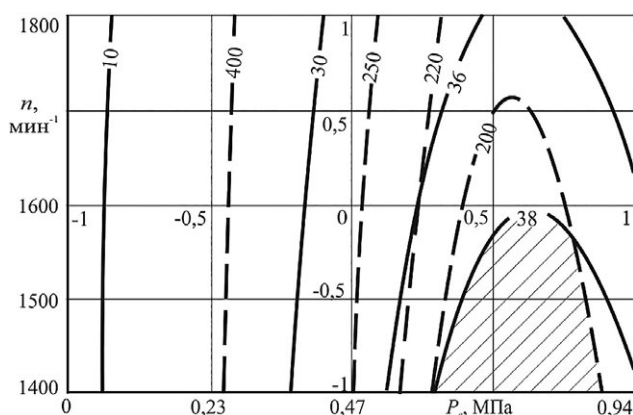


Рис. 4. Двумерные сечения поверхностей отклика эффективного КПД η_e (сплошные линии) и удельного эффективного расхода топлива g_e (пунктирные линии) при угле опережения впрыскивания топлива $\Theta_{впр.} = 23,5$ град.

Fig. 4. Bidimensional sections of response surfaces of the effective efficiency η_e (solid lines) and the specific effective fuel consumption g_e (dashed lines) at the fuel injection advance angle $\Theta_{inj} = 23.5$ deg.

Выводы

Оптимизирована методика определения оптимальных нагрузочных и скоростных диапазонов работы дизеля на биотопливной композиции многокомпонентного состава за счет применения плана эксперимента и описания факторного пространства математическими моделями при сокращения количества опытов.

Оптимальная область сочетания факторов находится в диапазоне варьирования частоты вращения

коленчатого вала дизеля $n=1400...1550$ мин⁻¹ и эффективной нагрузки $P_e=0,68...0,85$ МПа при угле опережения впрыскивания топлива $\Theta_{впр}=23,5$ град. до ВМТ.

Учитывая переменный характер нагрузочных и скоростных режимов дизеля в условиях реальной эксплуатации, представляют практический интерес данные работы дизеля в составе машинотракторного агрегата.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Вклад авторов. С.А. Плотников — общее руководство, постановка задач исследования, утверждение финальной версии; А.Н. Карташевич — подготовка методической и приборной базы исследований, экспертная оценка материала; М.В. Симонов — теоретическая разработка проблемы; А.И. Шипин — проведение практического эксперимента, написание текста рукописи. Все авторы подтверждают соответствие своего авторства международным критериям ICMJE (все авторы внесли равноправный вклад в разработку концепции, проведение исследования и подготовку статьи).

ЛИТЕРАТУРА

1. Плотников С.А. Улучшение эксплуатационных показателей дизелей путем создания новых альтернативных топлив и совершенствования топливоподающей аппаратуры: автореф. ... дисс. докт. техн. наук. Н-Новгород, 2011. 39 с.
2. Плотников С.А., Смольников М.В., Черемисинов П.А. Расширение многотопливности автотракторного дизеля при использовании альтернативных топлив // Известия МГТУ «МАМИ». 2019. № 3(41). С. 66–72.
3. В. Лютко, В.Н. Луканин, А.С. Хачиян. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания. М.: Изд-во МАДИ (ТУ), 2000. 311 с.
4. Плотников С.А., Карташевич А.Н., Черемисинов П.Н. Улучшение смесей дизельного топлива с рапсовым маслом для использования в тракторных дизелях // Двигателестроение. 2017. № 4. С. 21–24.
5. Марков В.А., Десянин С.Н., Зыков С.А., Гайдар С.М. Биотоплива для двигателей внутреннего сгорания. М.: НИЦ «Инженер», 2016. 292 с.
6. Терентьев Г.А., Тюков В.М., Смаль Ф.В. Моторные топлива из альтернативных сырьевых ресурсов. М.: Химия, 1989. 272 с.
7. Плотников С.А., Глушков М.Н., Карташевич А.Н., Шаповрев В.А. Многокомпонентная биотопливная композиция: заявка на выдачу патента РФ № 2020123967(W20041379) от 20.07.2020.
8. Плотников С.А., Шипин А.И., Карташевич А.Н., Малышкин П.Ю. Способ получения многокомпонентной биотопливной композиции: заявка на выдачу патента РФ № 2020120544(W20035021) от 22.06.2020.
9. Plotnikov S.A., Kartashevich A.N., Simonov M.V., Glushkov M.N. Determining of optimum operation modes of a diesel engine with a multicomponent biofuel composition // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering : 5th International Scientific and

Конфликт интересов. Авторы декларируют отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с публикацией настоящей статьи.

Источник финансирования. Авторы заявляют об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования.

ADDITIONAL INFORMATION

Authors' contribution. S.A. Plotnikov – general guidance, setting research objectives, approval of the final version; A.N. Kartashevich – preparation of the methodological and instrumental base of research, expert opinion; M.V. Simonov – theoretical development of the problem; A.I. Shipin – conducting a practical experiment, writing the text of the manuscript.

All authors certify that they meet the ICMJE international criteria for authorship.

Competing interests. The authors declare no any transparent and potential conflict of interests in relation to this article publication.

Funding source. This study was not supported by any external sources of funding.

Practical Seminar Mobility of Transport and Technological Vehicles (MTTV 2020). Nizhny Novgorod, 2021. Vol. 1086, 2021.

10. Кошевой Н.Д., Бурлеев О.Л., Костенко Е.М. Оптимальное планирование эксперимента с введением ограничения по дополнительному критерию // Вестник СумДУ, серия «Технические науки». 2010. Том 2. С. 63–67.
11. Денисенко В.В. Моделирование разброса параметров транзисторов в КМОП СБИС // Компоненты и технологии. 2004. № 1. С. 28–34.
12. Arabi N.S., Qadi A.L., Mahmoud B.A. Alhasanat, Ahmad A.L. Dahamsheh, Sleiman A.L. Using of Box-Benken Method to Predict the Compressive Strength of Self-Compacting Concrete Containing Wadi Musa Bentonite // Jordan. American Journal of Engineering and Applied Sciences. 2016. Vol. 9. Iss. 2. P. 406–411. doi: 10.3844/ajeassp.2016.406.411
13. Jelena M. Avramović, Dragana B. Radosavljević, Ana V. Veličković, Ivan J. Stojković. Statistical modeling and optimization of ultrasound-assisted biodiesel production using various experimental designs // Zastita Materijala. 2019. Vol. 60. Br. 1. P. 70–80. doi: 10.5937/zasmat1901070A
14. Leuca Teodor, Novac Mihaela, Stanciu Bogdan, Burca Adrian, Codrean Marius // Using Minitab-Box Benken Software to Optimize the Induction Heating Process // Journal of Electrical and Electronics Engineering. 2014. Vol. 7. N.1. P. 73–76.
15. Jelena Jovanovic, Andrea Stefanovic, Natasa Sekuljica, Zorica Knezevic-Jugovic. Production of wheat gluten hydrolysates with improved functional properties: optimization of operating parameters by statistical design // Journal of Hygienic Engineering and Design. 2018. Vol.24. P. 90–100.
16. Okoro Sylvanus Ezenwa, Asadu Christian Oluchukwu, Abuh Mark Agaba. Optimization and Kinetic Modeling of the Removal

of Lead from Enugu Coal by Acid Leaching // Journal of Energy Research and Reviews. 2019. Vol.3. N.1. P. 1–13. doi: 10.9734/jenrr/2019/v3i13009

17. ГОСТ Р 50.1.040–2002. Статистические методы. Планирование экспериментов. Термины и определения. М.: Изд-во стандартов, 2002. 39 с.

REFERENCES

1. Plotnikov SA. Uluchshenie ekspluatatsionnykh pokazatelei dizelei putem sozdaniya novykh al'ternativnykh topliv i sovershenstvovaniya toplivopoddayushchei apparatury. [dissertation]. Nizhnii Novgorod: 2011. Rezhim dostupa: <http://www.dslib.net/teplo-dvigateli/uluchshenie-jekspluatatsionnyh-pokazatelej-dizelej-putem-sozdaniya-novyh.html> (In Russ).

2. Plotnikov SA, Smol'nikov MV, Cheremisov PA. The extension of multi-fuel capacity of automotive diesel engine using alternative fuels. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2019;(3):66–72. (In Russ).

3. L'otko V, Lukanin VN, Khachiyani AS. Primenenie al'ternativnykh topliv v dvigatelyakh vnutrennego sgoraniya. Moscow: Izd-vo MADI (TU); 2000. (In Russ).

4. Plotnikov SA, Kartashevich AN, Cheremisov PN. Uluchshenie smesei dizel'nogo topliva s rapsovyim maslom dlya ispol'zovaniya v traktornykh dizelyakh. *Dvigatelistroenie*. 2017;(4):21–24. (In Russ).

5. Markov VA, Devyanin SN, Zykov SA, Gaidar SM. Biopliva dlya dvigatelei vnutrennego sgoraniya. Moscow: NITs «Inzhener»; 2016. (In Russ).

6. Terent'ev GA, Tyukov VM, Smal' FV. Motornye topliva iz al'ternativnykh syr'evykh resursov. Moscow: Khimiya, 1989. (In Russ).

7. Patent RUS № 2020123967/ 29.07.2020. Plotnikov SA, Glushkov MN, Kartashevich AN, Shaporev VA. Mnogokomponentnaya biotoplivnaya kompozitsiya. Available from: <https://elibrary.ru/item.asp?id=46477534> (In Russ).

8. Patent RUS № 2020120544/ 22.06.2020. Plotnikov SA, Shipin AI, Kartashevich AN, Malyshkin PYu. Sposob polucheniya mnogokomponentnoi biotoplivnoi kompozitsii. Available from: <https://elibrary.ru/item.asp?id=44759434> (In Russ).

9. Plotnikov SA, Kartashevich AN, Simonov MV, Glushkov MN. Determining of optimum operation modes of a diesel engine with a multicomponent biofuel composition. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2021;1086(1). doi: 10.1088/1757-899x/1086/1/012014

18. Грачев Ю.П. Математические методы планирования экспериментов. М.: Пищевая промышленность, 1979. 200 с.

19. Мельников С.В., Алёшкин В.Р., Рошин П.М. Планирование эксперимента в исследованиях сельскохозяйственных процессов. Л.: Колос, 1980. 168 с.

10. Koshevoi ND, Burleev OL, Kostenko EM. Optimal'noe planirovanie eksperimenta s vvedeniem ogranicheniya po dopolnitel'nomu kriteriyu. *Vestnik SumDU*. 2010;2:63–67. (In Russ).

11. Denisenko VV. Modelirovanie razbrosa parametrov tranzistorov v KMOP SBIS. *Komponenty i tekhnologii*. 2004;(1):28–34.

12. Al Qadi ANS, Alhasanat MBA, Dahamsheh AAL, Zaiydeen SAL. Using of Box-Benken Method to Predict the Compressive Strength of Self-Compacting Concrete Containing Wadi Musa Bentonite, Jordan. *American Journal of Engineering and Applied Sciences*. 2016;9(2):406–411. doi: 10.3844/ajeassp.2016.406.411

13. Avramović JM, Radosavljević DB, Veličković AV, et al. Statistical modeling and optimization of ultrasound-assisted biodiesel production using various experimental designs. *Zastita Materijala*. 2019;60(1):70–80. doi:10.5937/zasmat1901070A

14. Leuca T, Novac M, Stanciu B, et al. Using Minitab-Box Benken Software to Optimize the Induction Heating Process. *Journal of Electrical and Electronics Engineering*. 2014;7(1):73–76.

15. Jovanovic J, Stefanovic A, Sekuljica N, Knezevic-Jugovic Z. Production of wheat gluten hydrolysates with improved functional properties: optimization of operating parameters by statistical design // *Journal of Hygienic Engineering and Design*. 2018;24:90–100.

16. Agaba AM, Oluchukwu AC, Ezenwa OS. Optimization and Kinetic Modeling of the Removal of Lead from Enugu Coal by Acid Leaching. *Journal of Energy Research and Reviews*. 2019:1–13. doi: 10.9734/jenrr/2019/v3i130090

17. GOST R 50.1.040–2002. Statisticheskie metody. Planirovanie eksperimentov. Terminy i opredeleniya. Available from: <https://docs.cntd.ru/document/1200030727> (In Russ).

18. Grachev YuP. Matematicheskie metody planirovaniya eksperimentov. Moscow: Pishchevaya promyshlennost'; 1979. (In Russ).

19. Mel'nikov SV, Aleshkin VR, Roshchin PM. Planirovanie eksperimenta v issledovaniyakh sel'skokhozyaistvennykh protsessov. Leningrad: Kolos; 1980. (In Russ).

ОБ АВТОРАХ

***Плотников Сергей Александрович,**

доцент, д.т.н.,

профессор кафедры «Технология машиностроения»;

адрес: Россия, 610000, Киров, ул. Московская, д. 36;

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8887-4591>;

eLibrary SPIN: 4899-9362;

e-mail: PlotnikovSA@bk.ru

AUTHORS' INFO

***Sergey A. Plotnikov,**

Associate Professor, Dr. Sci. (Engin.),

Professor of the Mechanical Engineering Technology Department;

address: 36 Moskovskaya Str., Kirov, 610000, Russia;

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8887-4591>;

eLibrary SPIN: 4899-9362;

e-mail: PlotnikovSA@bk.ru

Карташевич Анатолий Николаевич,

профессор, д.т.н.,
заведующий кафедрой «Тракторы, автомобили и машины
для природообустройства»;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3649-1521>;
eLibrary SPIN: 8541-5330;
e-mail: Kartashevich@yandex.ru

Симонов Максим Васильевич,

доцент, д.т.н.,
доцент кафедры «Технология машиностроения»;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3805-9246>;
eLibrary SPIN: 1216-7568;
e-mail: simaksim@mail.ru

Шипин Александр Игоревич,

аспирант кафедры «Технология машиностроения»;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9678-9389>;
eLibrary SPIN: 2676-6575;
e-mail: shipin95@gmail.com

*Автор для переписки

Anatoliy N. Kartashevich,

Dr. Sci. (Engin.), Professor,
Head of the Tractors, Vehicles and Machines for Environmental
Management Department;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3649-1521>;
eLibrary SPIN: 8541-5330;
e-mail: Kartashevich@yandex.ru

Maksim V. Simonov,

Associate Professor, Dr. Sci. (Engin.),
Associate Professor of the Mechanical Engineering Technology
Department;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3805-9246>;
eLibrary SPIN: 1216-7568;
e-mail: simaksim@mail.ru

Alexandr I. Shipin,

Postgraduate of the Mechanical Engineering Technology
Department;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9678-9389>;
eLibrary SPIN: 2676-6575;
e-mail: shipin95@gmail.com

*Corresponding author



Онлайн курсы

- 1. Публикации в международных научных журналах, интеллектуальное право.**
20 академических часов. Удостоверение гос. образца о повышении квалификации + Сертификат участника.
- 2. Публикации в международных научных журналах.**
16 академических часов. Сертификат участника.
- 3. Основы академического письма (на английском языке).**
10 академических часов. Сертификат участника.
- 4. Школа научного редактора, интеллектуальное право.**
20 академических часов. Удостоверение гос. образца о повышении квалификации + Сертификат участника.
- 5. Школа научного редактора.**
16 академических часов. Сертификат участника.
- 6. Статистика в научной публикации.**
16 академических часов. Сертификат участника.
- 7. Запуск и ведение соцсетей для ученого, журнала или научной организации.**
8 академических часов. Сертификат участника.
- 8. Объясняя свою работу: научные коммуникации, презентация, постер.**
5 академических часов. Сертификат участника.
- 9. Искусство публичных выступлений для ученого.**
3 академических часа. Сертификат участника.

+7(495) 308-83-89 school@ecovector-academy.com
school.ecovector-academy.com



**АКАДЕМИЯ
«Эко-Вектор»**

**Курсы
Вебинары
Конференции**

*Для молодых
и опытных
ученых*



УДК 629.3.027.3

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-100285>

Оригинальное исследование

Методика определения характеристик пневматических упругих элементов с двумя степенями давления и противодавлением

О.А. Наказной, А.А. Ципилев

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

АННОТАЦИЯ

Введение. Вопросы выбора рациональных характеристик систем поддрессоривания колесных машин, в том числе сельскохозяйственного назначения, являются актуальными и по сей день. Особенно актуальными они являются для машин, грузоподъемность которых сопоставима с их снаряженной массой. Следствием большой грузоподъемности становится значительная разница между статическими силами, действующими в подвеске при снаряженной и полной массах машины. Разница может быть двух- или трехкратной (в зависимости от распределения нагрузок на оси), причем от 70 до 80% массы перевозимого груза приходится при этом на задние оси.

Использование традиционных систем поддрессоривания с металлическими упругими элементами не позволяет обеспечить требуемую нелинейность характеристики, при которой ненулевой статический ход подвески при снаряженной массе выдерживается с сохранением рационального значения периода собственных вертикальных колебаний при снаряженной и полной массах, а также величины коэффициента динамичности. Более совершенным решением являются пневматические упругие элементы с двумя степенями давления, позволяющие осуществлять выбор жесткости в области малых и больших ходов подвески, за счет включения в работу разных ступеней давления, объемы которых выбраны из условия разной жесткости в области статического хода.

Целью исследований, результаты которых представлены в настоящей статье, является разработка методики определения основных конструктивных параметров и характеристик пневматических упругих элементов подвесок с двумя степенями давления (жесткости) и противодавлением, пригодных для обеспечения ненулевого статического хода колеса машин снаряженной массы с сохранением заданного значения коэффициента динамичности.

Методы. Используются методы аналитического анализа.

Результаты. В качестве результатов исследований приведен пример реализации разработанной методики для грузового автомобиля КамАЗ-53215 Сельхозник.

Заключение. Представленные в настоящей статье зависимости позволяют производить определение основных конструктивных параметров неуправляемых пневматических подвесок с двумя степенями давления (и жесткости) с противодавлением (ПД) для колесных машин, которые дают возможность обеспечить заданные значения статического хода и коэффициента динамичности, а также реализующие незначительное увеличение жесткости в сравнении с пневматическими подвесками без ПД.

Ключевые слова: подвеска; система поддрессоривания; гидропневматическая рессора; пневмогидравлическая рессора; двухуровневая подвеска; колесная машина; автомобиль; пневматический элемент; сельскохозяйственная техника.

Для цитирования:

Наказной О.А., Ципилев А.А. Методика определения характеристик пневматических упругих элементов с двумя степенями давления и противодавлением // Тракторы и сельхозмашины. 2022. Т.89, № 2. С. 101–110. DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-100285>

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-100285>

Original study article

The Method of Determination of Properties of Air Springs with Two Pressure Stages and Counterpressure

Oleg A. Nakaznoy, Alexander A. Tsipilev

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

ABSTRACT

BACKGROUND: The issues of choosing reasonable properties for suspension system of wheeled vehicles, including vehicles for agricultural purposes, still remain relevant, especially for the vehicles, which load capacity is comparable to their curb mass. Significant difference between static loads, acting in suspension under the curb and total masses of a vehicle, is a consequence of high load capacity. Two or three times difference is possible (depending on axles load distribution), whereas 70% to 80% of mass of trailing load is on rear axles. Use of convenient suspension systems with metal springs is not able to ensure demanded nonlinearity of properties, where non-zero static wheel travel under the curb mass is kept with reasonable value of period of vertical eigenmodes for curb-massed and total-massed vehicle as well as with dynamic factor value. Air springs with two pressure stages are more advanced solution, as they allow choosing stiffness for small and large wheel travel by means of operation of different pressure stages, which volumes are conditioned by different stiffnesses in area of static displacement.

AIMS: The aim of the study, which results are given in this paper, is to develop the method of determination of main design parameters and characteristics of air springs with two pressure stages (stiffnesses) and counterpressure, applicable for ensuring non-zero static wheel travel of curb-massed vehicles with keeping the given value of dynamic factor.

METHODS: The analytical analysis methods are used.

RESULTS: An example of implementation of the developed method for the KamAZ-53215 Sel'hoznik truck is given as the study result.

CONCLUSIONS: The dependencies, presented in the paper, make possible to determine main design parameters of uncontrolled air suspensions with two pressure stages (and stiffnesses) and counterpressure for wheeled vehicles, which give an opportunity to ensure given values of static wheel travel and dynamic factor and, in addition, provide insignificant increase of stiffness in comparison to air suspensions without counterpressure.

Keywords: *suspension; suspension system; hydropneumatic spring; pneumohydraulic spring; two-level suspension; wheeled vehicle; vehicle; air spring; agricultural machinery.*

Cite as:

Nakaznoy OA, Tsipilev AA. The Method of Determination of Properties of Air Springs with Two Pressure Stages and Counterpressure. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2022;89(2):101–110. DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-100285>

Received: 07.02.2022

Accepted: 15.04.2022

Published: 15.05.2022

ВВЕДЕНИЕ

Применение пневматических упругих элементов в подвесках специальных гусеничных и колесных машин актуально и перспективно, что подтверждается значительным числом научных работ в данном направлении [1–6]. Путям совершенствования подвесок посвящено множество научных работ, среди которых можно выделить [7–11], посвященные системам подрессоривания с пневматическими упругими элементами, в том числе – многоуровневым (фрактальным) системам подрессоривания.

Для транспортных машин со значительной разницей по массе между снаряженным и полным состоянием вопрос выбора рациональной характеристики имеет первостепенное значение. Известно [4, 5, 8], что период вертикальных колебаний подрессоренного корпуса должен иметь значение, близкое к единице, для обеспечения нормального самочувствия экипажа. При существенном снижении массы машины обеспечить близкое к единице значение периода вертикальных колебаний становится затруднительным. Однако можно обеспечить близкое к нижней границе значение в 0,5, которое является не самым желательным из-за восприятия подвески как «тряской», но тем не менее допустимым. Достичь этого можно за счет применения в конструкции ходовой части двухуровневой подвески с противодавлением (ПД), причем нужное значение статического хода и жесткости в области статического хода для машины снаряженной массы обеспечить, как с помощью уровня низкой жесткости, так и с помощью уровня высокой жесткости в зависимости от соотношения статических нагрузок при полной и снаряженной массах.

В настоящей статье представлена методика аналитического определения основных конструктивных параметров, построения статической и динамической упругих характеристик пневматических подвесок с двумя ступенями давления (жесткости) и противодавлением, а также дан пример ее реализации для грузового автомобиля КамАЗ-53215 Сельхозник.

МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ПРОВЕДЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ

Определения и требуемые исходные данные

Для простоты понимания будем рассматривать пневматические элементы, конструктивно реализованные в виде гидропневматической рессоры (ГПР). Под ГПР с двумя ступенями давления будем понимать ГПР, в которой реализованы две пневматические полости, соединенные гидравлически с поршневой полостью гидроцилиндра (рис. 1).

В области статического хода (для машины полной массы) эти полости могут реализовывать уровни

разной жесткости, за счет чего такая подвеска считается двухуровневой. Однако двухуровневая (ДУ) ГПР даже при значительной разнице зарядных давлений не может обеспечить нулевую силу или отрицательную силу упругого сопротивления при нулевом ходе колеса (при вывешенном колесе). Обеспечение таких значений сил возможно за счет применения в конструкции ГПР противодавления. ГПР с противодавлением позволяет обеспечить также и ненулевой статический ход в случае уменьшения статической силы. Конструктивная схема ДУ ГПР с ПД представлена на рис. 2.

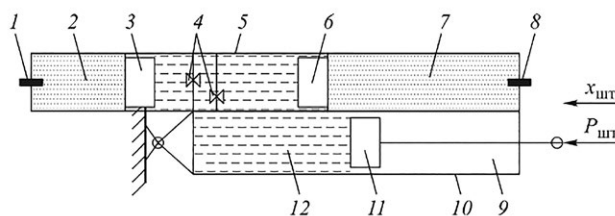


Рис. 1. Конструктивная схема ДУ ГПР: 1, 8 – зарядный клапан; 2, 7 – пневматическая полость; 3, 6 – поршень-разделитель; 4 – дросселирующая система; 5 – пневмоцилиндры; 9 – штоковая полость гидроцилиндра; 10 – гидроцилиндр; 11 – поршень со штоком; 12 – поршневая полость гидроцилиндра; $x_{шт}$ – направление перемещения штока при прямом ходе подвески; $P_{шт}$ – направление действия силы.

Fig. 1. The design layout of the two-level (TL) hydro-pneumatic spring (HPS): 1, 8 – a charging valve; 2, 7 – an air cavity; 3, 6 – a piston-separator; 4 – throttling system; 5 – an air cylinder; 9 – rod side of a hydraulic cylinder; 10 – a hydraulic cylinder; 11 – a piston with a rod; 12 – a piston side of a hydraulic cylinder; $x_{шт}$ – direction of rod displacement for bound suspension travel; $P_{шт}$ – direction of force acting.

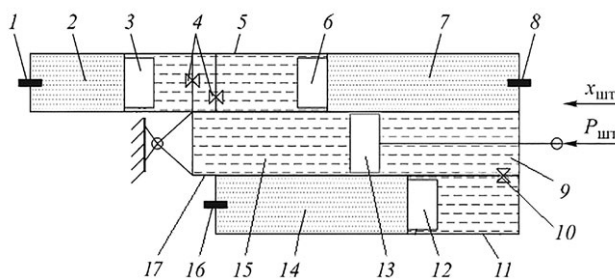


Рис. 2. Конструктивная схема ДУ ГПР с ПД: 1, 8, 16 – зарядный клапан; 2, 7, 14 – пневматическая полость; 3, 6, 12 – поршень-разделитель; 4, 10 – дросселирующая система; 5, 11 – пневмоцилиндры; 9 – штоковая полость гидроцилиндра; 13 – поршень со штоком; 15 – поршневая полость гидроцилиндра; 17 – гидроцилиндр; $x_{шт}$ – направление перемещения штока при прямом ходе подвески; $P_{шт}$ – направление действия силы.

Fig. 2. The design layout of the TL HPS with counterpressure (CP): 1, 8, 16 – a charging valve; 2, 7, 14 – an air cavity; 3, 6, 12 – a piston-separator; 4, 10 – throttling system; 5, 11 – air cylinders; 9 – rod side of a hydraulic cylinder; 13 – a piston with a rod; 15 – a piston side of a hydraulic cylinder; 17 – a hydraulic cylinder; $x_{шт}$ – direction of rod displacement for bound suspension displacement; $P_{шт}$ – direction of force acting.

Для определения основных конструктивных параметров и построения характеристик упругих элементов необходимо знать следующие величины:

- 1) статическую силу от веса поддрессоренной массы, действующую на одну подвеску, $P_{ст}$;
- 2) значения силовой передаточной функции $u(f)$ при $f=f_{ст}$ и $f=f_{max}$ (подробно методика определения силовых и кинематических передаточных функций представлена в [12]);
- 3) значения статического $x_{ст}=x(f_{ст})$ и полного $x_{полн}=x(f_{полн})$ ходов штока;
- 4) коэффициент динамичности подвески K_d .

Определение характеристики сводится к нахождению основных конструктивных параметров – начальных объемов пневматических полостей и зарядных давлений газа при температуре $T_{зар}$. Цель определения основных конструктивных параметров – нахождение таких значений объемов и давлений, при которых для температуры $T_{зар}$ выполняются условия:

$$P_k(f_{ст}) = P_{ст}, \quad \frac{P_k(f_{max})}{P_k(f_{ст})} = K_d,$$

где P_k – сила упругого сопротивления, приведенная к оси колеса, Н.

Введем в рассмотрение следующие величины, имеющие размерности согласно единицам СИ:

Основные расчетные зависимости

В общем виде характеристика упругого элемента двухуровневой ГПР с противодавлением имеет вид:

$$P_{шт}(f, T) = \frac{TP'_{в.0} S_{п}}{T_{зар}} \begin{cases} \frac{V'_{в.0} (V'_{в.0} - S_{п} x(f_T))^{n-1}}{(V'_{в.0} - S_{п} x(f))^n} - \frac{V_{мин} (V_{мин} + S_{пд} x(f_T))^{n-1}}{(V_{мин} + S_{пд} x(f))^n}, & f < f_{н.Т}, \\ \frac{V'_{в.0}}{V'_{в.0} - S_{п} x(f_{ст})} \left(\frac{V'_{в.0} + V'_{н.0} - S_{п} x(f_{ст})}{V'_{в.0} + V'_{н.0} - S_{п} x(f)} \right)^n - \frac{V_{мин} (V_{мин} + S_{пд} x(f_T))^{n-1}}{(V_{мин} + S_{пд} x(f))^n}, & f \geq f_{н.Т}, \end{cases} \quad (1)$$

причем значение вертикального перемещения колеса f_T определяют по выполнению условия

$$P_{шт}(f_T, T) = \frac{P_{ст}}{u(f_T)},$$

а значение вертикального перемещения колеса $f_{н.Т}$ – при помощи следующего соотношения:

$$\frac{V'_{в.0} (V'_{в.0} - S_{п} x(f_T))^{n-1}}{(V'_{в.0} - S_{п} x(f_{н.Т}))^n} = \frac{V'_{в.0}}{V'_{в.0} - S_{п} x(f_{ст})}.$$

Если температура T столь велика, что $P_{шт}(0, T) > P_{ст}/u(0)$, принимают $f_T=0$. Если температура T настолько мала, что $P_{шт}(f_{полн}, T) < P_{ст}/u(f_{полн})$, принимают $f_T=f_{полн}$. Это ограничение обусловлено наличием ограничителей хода направляющего элемента в подвеске.

Величина $x(f_T)$ – перемещение штока под действием статической силы при температуре T . Если $T=T_{зар}$, то $x(f_T)=x(f_{ст})$. На этапе проектного расчета подвески для оценки наибольших давлений газа задаются рабочей температурой $T_{раб}$.

- 1) эффективный диаметр поршня D_3 ;
- 2) эффективный диаметр поршня со стороны пневматической полости ПД, $D_{э.пд} = (D_{п}^2 - d_{шт}^2)^{0.5}$, где $d_{шт}$ – диаметр штока ГПР;
- 3) эффективная площадь поршня $S_{п} = 0,25\pi D_3^2$;
- 4) эффективная площадь поршня со стороны пневматической полости ПД $S_{пд} = 0,25\pi D_{э.пд}^2$;
- 5) начальный объем пневматической полости уровня высокой жесткости $V_{в.0}$;
- 6) начальный объем пневматической полости уровня низкой жесткости $V_{н.0}$;
- 7) начальный объем пневматической полости ПД $V_{пд.0}$;
- 8) зарядное давление газа в пневматической полости высокой жесткости $p_{в.0}$;
- 9) зарядное давление газа в пневматической полости низкой жесткости $p_{н.0}$;
- 10) зарядное давление газа в пневматической полости ПД $p_{пд.0}$;
- 11) температура зарядки ПГР газом $T_{зар}$;
- 12) предполагаемая температура установившегося теплового режима при работе ГПР $T_{раб}$.

Далее величины, означающие начальные объемы и зарядные давления газа в основных пневматических полостях при наличии ПД, будем отмечать верхним штрихом с сохранением индексов, соответствующих рассматриваемому случаю.

При этой температуре предполагается переход ГПР в стационарный тепловой режим работы.

Величина n – показатель политропы. Для статической характеристики принимают $n=1,00$, а для динамической – $n=1,25...1,40$, в зависимости от количества растворенного газа и интенсивности теплообмена (чем выше интенсивность, тем ниже показатель политропы). Для типовых условий работы подвесок колесных машин можно принимать $n=1,25$.

Определение начальных объемов и зарядных давлений газа в пневматических полостях производят, опираясь на методику нахождения данных величин ГПР без ПД [13]:

$$V_0 = \frac{S_{\text{п}} \left(x(f_{\text{полн}})^n \sqrt[n]{K_{\text{д.шт}}} - x(f_{\text{ст}}) \right)}{\sqrt[n]{K_{\text{д.шт}}} - 1}, \quad V_{\text{в.0}} = \frac{V_0 + kS_{\text{п}}x(\beta_{\text{ст}})}{k+1}, \quad V_{\text{н.0}} = \frac{k(V_0 - S_{\text{п}}x(\beta_{\text{ст}}))}{k+1}, \quad (2)$$

$$p_{\text{н.0}} = \frac{P_{\text{ст}}}{u(f_{\text{ст}})S_{\text{п}}}, \quad p_{\text{в.0}} = \frac{p_{\text{н.0}} \left(x(f_{\text{полн}}) - x(f_{\text{ст}}) \right)^n \sqrt[n]{K_{\text{д.шт}}}}{\left(x(f_{\text{полн}}) + k \cdot x(f_{\text{ст}}) \right)^n \sqrt[n]{K_{\text{д.шт}}} - x(f_{\text{ст}})(k+1)}. \quad (3)$$

Для нахождения объемов $V'_{\text{в.0}}$ и $V'_{\text{н.0}}$ можно воспользоваться зависимостями

$$V'_{\text{н.0}} = \frac{k}{k+1} (V_0 - S_{\text{п}}x(f_{\text{ст}})) \delta V_{\text{до}}, \quad V'_{\text{в.0}} = \frac{1}{k+1} (V_0 - S_{\text{п}}x(f_{\text{ст}})) \delta V_{\text{до}} + S_{\text{п}}x(f_{\text{ст}}), \quad (4)$$

причем величины δV и δp вычисляют, решая численно или графически систему уравнений:

$$\left(\frac{V'_{\text{в.0}}}{V'_{\text{в.0}} - S_{\text{п}}x(f_{\text{ст}})} - \frac{V_{\text{мин}}}{V_{\text{мин}} + S_{\text{пд}}x(f_{\text{ст}})} \right) \delta p_{\text{до}} = \frac{V_{\text{в.0}}}{V_{\text{в.0}} - S_{\text{п}}x(f_{\text{ст}})}, \quad (5)$$

$$\left(\frac{V'_{\text{в.0}}}{V'_{\text{в.0}} - S_{\text{п}}x(f_{\text{ст}})} \cdot \left(\frac{V'_{\text{в.0}} + V'_{\text{н.0}} - S_{\text{п}}x(f_{\text{ст}})}{V'_{\text{в.0}} + V'_{\text{н.0}} - S_{\text{п}}x(f_{\text{полн}})} \right)^n - \frac{V_{\text{мин}} [V_{\text{мин}} + S_{\text{пд}}x(f_{\text{ст}})]^{n-1}}{[V_{\text{мин}} + S_{\text{пд}}x(f_{\text{полн}})]^n} \right) \delta p_{\text{до}} = \frac{V_{\text{в.0}} K_{\text{д.шт}}}{V_{\text{в.0}} - S_{\text{п}}x(f_{\text{ст}})}, \quad (6)$$

где $V_{\text{мин}}$ – минимальный объем пневматической полости ПД, его вычисляют как

$$V_{\text{мин}} = \frac{S_{\text{пд}}x(f_{\text{полн}})}{\sqrt[n]{p_{\text{в.0}}S_{\text{п}}/(3570T_{\text{зар}}S_{\text{пд}}) - 1}}. \quad (7)$$

В свою очередь, начальный объем и зарядное давление в пневматической полости ПД:

$$V_{\text{пд.0}} = V_{\text{мин}} + S_{\text{пд}}x(f_{\text{полн}}), \quad p_{\text{пд.0}} = p_{\text{мин}} \delta p_{\text{до}}, \quad (8)$$

а зарядные давления в пневматических полостях высокой и низкой жесткостей:

$$p'_{\text{в.0}} = p_{\text{в.0}} \delta p_{\text{до}}, \quad p'_{\text{н.0}} = \frac{V'_{\text{в.0}} p_{\text{в.0}} \delta p_{\text{до}}}{V'_{\text{в.0}} - S_{\text{п}}x(f_{\text{ст}})}. \quad (9)$$

РЕЗУЛЬТАТЫ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

Реализация методики на примере автомобиля КамАЗ 53215 Сельхозник

В соответствии с предлагаемой методикой рассмотрим получение характеристики упругого элемента подвески колес грузового автомобиля КамАЗ 53215 Сельхозник. Для него полная масса составляет 19 650 кг, а снаряженная – 8350 кг. Согласно данным производителя, нагрузка

на переднюю ось составляет 3500 кг при снаряженной массе и 5080 кг при полной массе. Суммарная нагрузка на задние оси составляет 4850 кг для снаряженной массы и 14 570 кг при полной массе. Масса неподрессореных частей передней оси составляет 1000 кг, задних осей в сумме – 2000 кг. На одно колесо, таким образом, приходится статическая нагрузка:

- передняя ось: 12,3 кН – для снаряженной массы и 20 кН – для полной массы;
- задние оси: 7 кН – для снаряженной массы и 30,8 кН – для полной массы.

При расчете характеристик будем считать, что:

- 1) силовое передаточное отношение постоянно $u(f)=1$, кроме того, $x(f)=f$;
- 2) полный ход колес передней оси $f_{\text{полн}}=0,24$ м, статический ход колес передней оси при полной массе машины $f_{\text{ст}}=0,12$ м;
- 3) полный ход подвески задних осей $f_{\text{полн}}=0,34$ м, статический ход колес задних осей при полной массе машины $f_{\text{ст}}=0,24$ м;
- 4) коэффициент динамичности подвески передней оси $K_{\text{дин}}=2,0$;
- 5) коэффициент динамичности подвески задней оси $K_{\text{дин}}=2,0$.

Особенность применения ГПР с двумя уровнями жесткости и ПД при условии разных зарядных давлений заключается в возможности выбора соотношения жесткостей уровней, а также того, какой из уровней будет включаться в работу раньше (т. е., для какого зарядное давление будет ниже). За счет этого можно реализовать достаточно сильно различающиеся по жесткости характеристики на малых и больших ходах подвески.

В случае, если разница в статическом весе велика, целесообразно раннее включение обеспечивать для уровня высокой жесткости, причем жесткость подвески при малом ходе не обязательно будет выше. При меньшей разнице статических сил целесообразно обеспечить раннее включение уровня низкой жесткости. Более того,

Тогда для колес передней подвески (2, 3):

$$V_0 = \frac{0,011(0,24^{1,25\sqrt{2}} - 0,12)}{1,25\sqrt{2} - 1} = 4,546 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3, \text{ или } 4,546 \text{ л},$$

$$V_{\text{н.0}} = \frac{4,546 \cdot 10^{-3} + 1/2 \cdot 0,011 \cdot 0,12}{1/2 + 1} = 3,483 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3, \text{ или } 3,483 \text{ л},$$

$$V_{\text{в.0}} = \frac{1/2(4,546 \cdot 10^{-3} - 0,011 \cdot 0,12)}{1/2 + 1} = 1,063 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3, \text{ или } 1,063 \text{ л},$$

$$p_{\text{в.0}} = \frac{20000}{1 \cdot 0,011} = 1,768 \cdot 10^6 \text{ Па}, \text{ или } 17,68 \text{ бар},$$

$$p_{\text{н.0}} = \frac{1,768 \cdot 10^6 (0,24 - 0,12)^{1,25\sqrt{2}}}{(0,24 + 1/2 \cdot 0,12)^{1,25\sqrt{2}} - 0,12(1/2 + 1)} = 1,079 \cdot 10^6 \text{ Па}, \text{ или } 10,79 \text{ бар}.$$

Обратим внимание, что индексы у зарядных давлений и начальных объемов не соответствуют представленным в соотношениях (2) и (3). Кроме того, в качестве величины k взята обратная величина. Это не ошибка, так как мы приняли, что ступень низкого давления образована уровнем низкой жесткости, соответственно, в новой системе измерения ступень низкого давления имеет жесткость вдвое ниже, чем ступень высокого давления, то есть, $k=1/2$.

Минимальный объем пневматической полости ПД (7):

$$V_{\text{мин}} = \frac{0,0027 \cdot 0,24}{1,25\sqrt{1,079 \cdot 10^6 \cdot 0,011 / (3570 \cdot 293 \cdot 0,0027)} - 1} = 0,280 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3, \text{ или } 0,280 \text{ л}.$$

для исключения нерационального соотношения жесткостей уровней при полной массе машины возможно использование следующей конструктивной схемы: на ходах подвески, меньших статического при полной массе машины, работает только уровень с более низким зарядным давлением. По достижении статического хода при полной массе машины в работу включается уровень высокого зарядного давления, начальный объем которого равен сумме расчетных объемов уровней, доступных при данном ходе подвески.

В соответствии с записанным рассчитаем основные конструктивные параметры двухуровневой ГПР с противодействием и построим статическую и динамические характеристики ее упругого пневматического элемента. Для колес передней оси примем, что раньше в работу включается уровень низкой жесткости, а для колес задних осей – уровень высокой жесткости. Соотношение жесткостей при расчете примем 1:2 (уровень низкой жесткости при статическом ходе подвески, соответствующем полной массе машины, вдвое меньше той же величины для уровня высокой жесткости, $k=2$). При этом будем также считать, что по достижении статического хода, соответствующего полной массе машины, оба уровня объединяются в один с общим объемом газа. Эквивалентный диаметр основного поршня примем равным 0,12 м; эквивалентный диаметр поршня со стороны полости ПД – 0,058 м (соответствует диаметру штока 0,105 м).

Далее по формулам (5) и (6) вычислим значения величин δV и δp :

$$\delta V = 1,457, \delta p = 1,689,$$

а по формулам (4), (8), (9) – фактические значения зарядных давлений и начальных объемов пневматических полостей (с учетом новых индексов и значения величины k):

$$V'_{н.0} = 4,454 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3, \text{ или } 4,454 \text{ л}, V'_{в.0} = 1,549 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3, \text{ или } 1,549 \text{ л}.$$

$$p'_{в.0} = 2,987 \cdot 10^6 \text{ Па}, \text{ или } 29,87 \text{ бар}, p'_{н.0} = 1,823 \cdot 10^6 \text{ Па}, \text{ или } 18,23 \text{ бар},$$

$$V_{пл.0} = 0,92 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3, \text{ или } 0,92 \text{ л}, p_{пл.0} = 3570 \cdot 293 \cdot 1,689 = 1,767 \cdot 10^6 \text{ Па}, \text{ или } 17,67 \text{ бар}.$$

Аналогично для колес задних осей:

$$V_0 = 5,371 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3, \text{ или } 5,371 \text{ л},$$

$$V_{н.0} = 1,771 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3, \text{ или } 1,771 \text{ л}, V_{в.0} = 3,6 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3, \text{ или } 3,6 \text{ л},$$

$$p_{н.0} = 2,723 \cdot 10^6 \text{ Па}, \text{ или } 27,23 \text{ бар}, p_{в.0} = 0,67 \cdot 10^6 \text{ Па}, \text{ или } 6,7 \text{ бар}.$$

$$V_{\min} = 0,73 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3, \text{ или } 0,73 \text{ л}. \delta V = 1,111, \delta p = 1,26,$$

$$V'_{н.0} = 1,967 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3, \text{ или } 1,967 \text{ л}, V'_{в.0} = 3,698 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3, \text{ или } 3,698 \text{ л}.$$

$$p'_{в.0} = 0,844 \cdot 10^6 \text{ Па}, \text{ или } 8,44 \text{ бар}, p'_{н.0} = 3,432 \cdot 10^6 \text{ Па}, \text{ или } 34,32 \text{ бар},$$

$$V_{пл.0} = 1,631 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3, \text{ или } 1,631 \text{ л}, p_{пл.0} = 1,318 \cdot 10^6 \text{ Па}, \text{ или } 13,18 \text{ бар}.$$

При расчетном статическом ходе колес передней оси эквивалентный объем пневматических полостей высокой и низкой жесткости составляет 4,646 л; для колес задней оси – 2,951 л.

Далее по формуле (1) построим характеристики упругих элементов. На рис. 3 представлены реализации характеристик упругого элемента ДУ ГПР с ПД для температуры $T_{\text{зар}} = 293 \text{ К}$ для колес передней оси, а на рис. 4 – те же данные для колес задних осей.

При снаряженной массе машины статический ход подвески для колес передней оси составляет 0,067 м, а для колес задних осей – 0,103 м. Клиренс машины увеличивается на 0,053 м, статический ход передней подвески сокращается на 44%, задних – на 57%.

Рассчитаем период собственных вертикальных колебаний для автомобиля. Известна связь периода с жесткостью подвески [10]:

$$T_z = 2\pi \sqrt{\frac{m_{\text{п}}}{\sum_{i=1}^{n_{\text{п}}} c_{\text{ст}}}},$$

где $m_{\text{п}}$ – поддрессоренная масса автомобиля, кг; $c_{\text{ст}}$ – жесткость подвески в области статического хода, Н/м; $n_{\text{п}}$ – общее количество подвесок.

Жесткость подвески можно вычислить как

$$c_{\text{подв}} = \left. \frac{d}{dx} P_{\text{шт}}(x) \right|_{x=x_{\text{ст}}}.$$

Для машины с полной массой:

- жесткость подвески колес передней оси $c_{\text{подв}} = 143700 \text{ Н/м}$,
- жесткость подвески колес задней оси $c_{\text{подв}} = 185100 \text{ Н/м}$;
- со снаряженной массой:
- жесткость подвески колес передней оси $c_{\text{подв}} = 190200 \text{ Н/м}$,
- жесткость подвески колес задней оси $c_{\text{подв}} = 83250 \text{ Н/м}$.

Период собственных вертикальных колебаний для машины с полной массой $T_z = 0,800 \text{ с}$, для машины со снаряженной массой $T_z = 0,545 \text{ с}$. При этом период собственных колебаний автомобиля полной массы с гидропневматической подвеской без ПД, параметры которой посчитаны по той же методике, $T_z = 0,856 \text{ с}$.

Таким образом, при использовании двух уровней жесткости подвеска с ПД в случае полной массы машины обеспечивает период собственных вертикальных

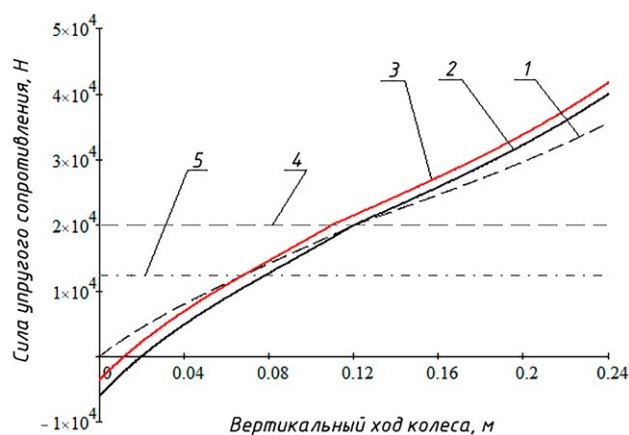


Рис. 3. Характеристики упругого элемента ДУ ГПР с ПД для передней оси: 1 – статическая характеристика ($n=1,00$); 2 – динамическая характеристика при полной массе машины ($n=1,25$); 3 – динамическая характеристика при снаряженной массе машины ($n=1,25$); 4 – уровень статической силы при полной массе; 5 – уровень статической силы при снаряженной массе.

Fig. 3. Stiffness curves of the TL HPS with CP for a front axle: 1 – static stiffness ($n=1.00$); 2 – dynamic stiffness for total mass of a vehicle ($n=1.25$); 3 – dynamic stiffness for curb mass of a vehicle ($n=1.25$); 4 – level of static force for total mass; 5 – level of static force for curb mass.

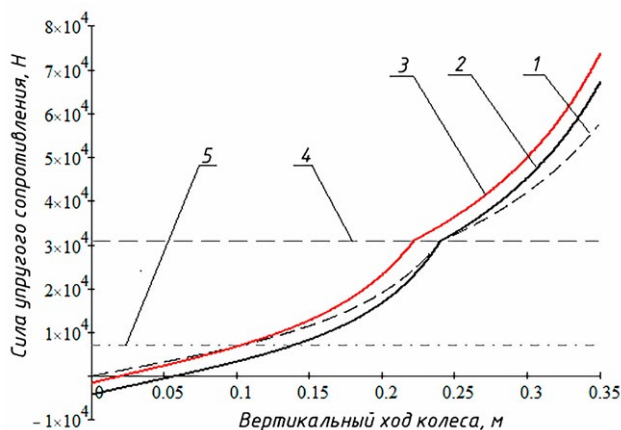


Рис. 4. Характеристики упругого элемента ОУ ГПР: поз. 1–5 – см. рис. 3.

Fig. 4. Stiffness curves of the TL HPS with CP for a rear axle: pos. 1–5 are the same as for fig. 3.

колебаний подрессоренной массы практически такой же, как без ПД. Вместе с тем, использование ПД позволяет обеспечить ненулевой статический ход подвески в широком диапазоне масс.

Также на рис. 3 и 4 видно, что динамические характеристики имеют нулевое значение силы при ненулевых ходах подвески. Это обстоятельство позволяет использовать пневмополость ПД в качестве нижнего буфера – ограничителя хода подвески. Естественно, что при вывешивании машины и медленной реализации хода отбоя показатель политропы будет близок к единице, а сила упругого сопротивления при вывешенном колесе будет близка к нулю.

Однако отсутствие специального ограничителя хода отбоя все равно будет компенсироваться полостью ПД, которая обеспечит требуемое отрицательное усилие в подвеске.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Представленные в настоящей статье зависимости позволяют определять основные конструктивные параметры неуправляемых пневматических подвесок с двумя ступенями давления (и жесткости) с ПД для колесных машин, которые дают возможность обеспечить заданные значения статического хода и коэффициента динамичности, а также реализующие незначительное увеличение жесткости в сравнении с пневматическими подвесками без ПД. Комбинируя соотношение жесткостей уровней с выбором того или иного уровня в качестве ступени низкого давления, можно достичь требуемых значений ходов подвески для машины снаряженной массы в весьма широком диапазоне изменения масс, а также обеспечить приемлемые показатели периода собственных вертикальных колебаний. Кроме этого, введение в подвеску ПД позволяет использовать ее пневматическую полость в качестве нижнего буфера, что упрощает конструкцию ходовой части машины.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Вклад авторов. О.А. Наказной – поиск материалов, формализация идеи статьи, проверка основных расчетов, экспертная оценка, утверждение финальной версии; А.А. Ципилев – написание и редактирование текста рукописи, проведение расчетов. Все авторы подтверждают соответствие своего авторства международным критериям ICMJE (все авторы внесли равноправный вклад в разработку концепции, проведение исследования и подготовку статьи).

Конфликт интересов. Авторы декларируют отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с публикацией настоящей статьи.

Источник финансирования. Авторы заявляют об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования.

ADDITIONAL INFORMATION

Authors' contribution. O.A. Nakaznoy is responsible for analysis of research topic publications, article idea formalising, main calculations verification, expert evaluation, approving the final version of the manuscript; A.A. Tsipilev is responsible for the calculations, writing and editing the manuscript. All authors certify that they meet the ICMJE international criteria for authorship.

Competing interests. The authors declare no any transparent and potential conflict of interests in relation to this article publication.

Funding source. This study was not supported by any external sources of funding.

ЛИТЕРАТУРА

1. Котиев Г.О., Смирнов А.А., Шилкин В.П. Исследование рабочих процессов в пневмогидравлических устройствах систем поддрессирования гусеничных машин. Москва: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001.
2. Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Комплексное поддрессирование высокоподвижных двухзвенных гусеничных машин. Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010.
3. Сарач Е.Б., Котиев Г.О., Смирнов И.А. Перспективы развития системы поддрессирования быстроходных гусеничных машин // Инженерный журнал: наука и инновации. 2013. №. 10. С. 48.
4. Жилейкин М.М., Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Экспериментальное исследование нагрузочных характеристик двухкамерной пневмогидравлической рессоры подвески автомобильных платформ нового поколения средней и большой грузоподъемности // Наука и образование. МГТУ им. НЭ Баумана. 2011. №. 12.
5. Жилейкин М.М., Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Методика подбора характеристик управляемой подвески с двумя уровнями демпфирования многоосных колесных машин // Машиностроение и компьютерные технологии. 2012. №. 2. С. 15.
6. Жилейкин М.М., Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Методика расчета характеристик пневмогидравлической управляемой подвески с двухуровневым демпфированием многоосных колесных машин // Электронное научно-техническое издание «Наука и образование». 2012. №. 1. С. 77.
7. Котиев Г.О. Прогнозирование эксплуатационных свойств систем поддрессирования военных гусеничных машин: дис. ... д-ра техн. наук. Москва: МГТУ, 2000. Режим доступа: <https://tekhnosfera.com/prognozirovanie-ekspluatatsionnyh-svoystv-sistem-podressorivaniya-voennyh-gusenichnyh-mashin> Дата обращения: 20.06.2022.
8. Сарач Е.Б. Метод выбора характеристик системы поддрессирования с нецелым числом степеней свободы для быстроходной гусеничной машины: дис. ... д-ра техн. наук. Москва: МГТУ: 2003. Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/metod-vybora-dempfiruyushey-harakteristiki-sistemy-podressorivaniya-gusenichnoy-mashiny> Дата обращения: 20.06.2022.
9. Смирнов А.А. Математическое моделирование пневмогидравлических устройств систем поддрессирования транспортных средств: дис. ... д-ра техн. наук. Москва: МГТУ, 1999. Режим доступа: <https://www.dissercat.com/content/matematicheskoe-modelirovanie-pnevmodravlicheskih-ustroystv-sistem-podressorivaniya-trans> Дата обращения: 20.06.2022.
10. Сухоруков А.В. Управление демпфирующими элементами в системе поддрессирования быстроходной гусеничной машины: дисс. ... канд. техн. наук. Москва: 2003. Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/n/perspektivy-razvitiya-sistemy-podressorivaniya-bystrohodnyh-gusenichnyh-mashin> Дата обращения: 20.06.2022.
11. Ципилев А.А. Методы определения расчетных характеристик и оценки тепловой нагруженности пневмогидравлических устройств систем поддрессирования быстроходных гусеничных машин на этапе проектирования: дис. ... канд. техн. наук. Москва: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2017. Режим доступа: <https://studizba.com/files/tehnicheskie-nauki/dissertation/201490-metody-opredeleniya-raschetnyh-harakter.html> Дата обращения: 20.06.2022.
12. Сарач Е.Б., Ципилев А.А. Основы расчетов пневмогидравлических систем поддрессирования. Учебное пособие. Москва: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017.
13. А.А. Ципилев. Основы расчетов пневмогидравлических систем поддрессирования. Учебно-методическое пособие. Москва: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2020.

REFERENCES

1. Kotiev GO, Smirnov AA, Shilkin VP. *Issledovanie rabochikh protsessov v pnevmogidravlicheskih ustroistvakh sistem podressorivaniya gusenichnykh mashin*. Moscow: Izd-vo MG TU im. N. E. Bauman; 2001. (In Russ).
2. Kotiev GO, Sarach EB. *Kompleksnoe podressorivanie vysokopodviznykh dvukhzvennykh gusenichnykh mashin*. Moscow: MG TU im. N.E. Bauman; 2010. (In Russ).
3. Sarach EB, Kotiev GO, Smirnov IA. *Perspektivy razvitiya sistemy podressorivaniya bystrokhodnykh gusenichnykh mashin. Inzhenernyi zhurnal: nauka i innovatsii*. 2013;(10):48.
4. Zhileikin MM, Kotiev GO, Sarach EB. *Eksperimental'noe issledovanie nagruzochnykh kharakteristik dvukhkamernoi pnevmogidravlicheskoj ressoiry podveski avtomobil'nykh platform novogo pokoleniya srednei i bol'shoi gruzopod'emnosti // Nauka i obrazovanie. MG TU im. NE Bauman*. 2011;(12). (In Russ).
5. Zhileikin MM, Kotiev GO, Sarach EB. *Metodika podbora kharakteristik upravlyaemoi podveski s dvumya urovnymi dempfirovaniya mnogoosnykh kolesnykh mashin. Mashinostroenie i komp'yuternye tekhnologii*. 2012;(2):15. (In Russ).
6. Zhileikin MM, Kotiev GO, Sarach EB. *Metodika rascheta kharakteristik pnevmogidravlicheskoj upravlyaemoi podveski s dvukhurovnevym dempfirovaniem mnogoosnykh kolesnykh mashin. Elektronnoe nauchno-tekhnicheskoe izdanie» Nauka i obrazovanie*. 2012;(1):77. (In Russ).
7. Kotiev GO. *Prognozirovanie ekspluatatsionnykh svoystv sistem podressorivaniya voennykh gusenichnykh mashin*. [dissertation]. Moscow: MG TU, 2000. Available from: <https://tekhnosfera.com/prognozirovanie-ekspluatatsionnyh-svoystv-sistem-podressorivaniya-voennyh-gusenichnyh-mashin> (In Russ).
8. Sarach EB. *Metod vybora kharakteristik sistemy podressorivaniya s netselym chislom stepenei svobody dlya bystrokhodnoi gusenichnoi mashiny: [dissertation]*. Moscow: MG TU; 2003. Available from: <https://cyberleninka.ru/article/n/metod-vybora-dempfiruyushey-harakteristiki-sistemy-podressorivaniya-gusenichnoy-mashiny> (In Russ).
9. Smirnov AA. *Matematicheskoe modelirovanie pnevmogidravlicheskih ustroystv sistem podressorivaniya transportnykh sredstv: [dissertation]*. Moscow: MG TU; 1999. Available from: <https://www.dissercat.com/content/matematicheskoe-modelirovanie-pnevmodravlicheskih-ustroystv-sistem-podressorivaniya-trans> (In Russ).

10. Sukhorukov AV. Upravlenie dempфирuyushchimi elementami v sisteme podressorivaniya bystrokhodnoi gusenichnoi mashiny. [dissertation]. Moscow: 2003; Available from: <https://cyberleninka.ru/article/n/perspektivy-razvitiya-sistemy-podressorivaniya-bystrokhodnyh-gusenichnyh-mashin> (In Russ).

11. Tsipilev AA. *Metody opredeleniya raschetnykh kharakteristik i otsenki teplovoi nagruzhennosti pnevmogidravlicheskikh ustroystv sistem podressorivaniya bystrokhodnykh gusenichnykh mashin na etape proektirovaniya.* [dissertation]. Moscow: MGTU

im. N.E. Bauman; 2017. Available from: <https://studizba.com/files/tehnicheskije-nauki/dissertation/201490-metody-opredeleniya-raschetnyh-harakterii.html> (In Russ).

12. Sarach EB, Tsipilev AA. *Osnovy raschetov pnevmogidravlicheskikh sistem podressorivaniya. Uchebnoe posobie.* Mosck: Izdatel'stvo MGTU im. N.E. Bauman; 2017. (In Russ).

13. Tsipilev AA. *Osnovy raschetov pnevmogidravlicheskikh sistem podressorivaniya. Uchebno-metodicheskoe posobie.* Moscow: Izdatel'stvo MGTU im. N.E. Bauman; 2020. (In Russ).

ОБ АВТОРАХ

***Ципилев Александр Анатольевич**, к.т.н.,
доцент кафедры «Многоцелевые гусеничные машины
и мобильные роботы»;
адрес: Россия, 105005, Москва, Лефортовская наб., д. 1;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5764-0506>;
eLibrary SPIN: 3877-2736;
e-mail: alexts@bmstu.ru

Наказной Олег Алексеевич,
д.т.н., профессор,
кафедры «Многоцелевые гусеничные машины
и мобильные роботы»;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4029-2434>;
eLibrary SPIN: 9767-0435;
e-mail: nakaznoi@gmail.com

*Автор для переписки

AUTHORS' INFO

***Alexander A. Tsipilev**, Cand. Sci. (Engin.),
Associate Professor of the Multipurpose Tracked Vehicles
and Mobile Robots Department;
address: 5 build. 1 Lefortovskaya Naberezhnaya, Moscow,
105005, Russia;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5764-0506>;
eLibrary SPIN: 3877-2736
e-mail: alexts@bmstu.ru

Oleg A. Nakaznoy,
Dr. Sci. (Engin.), Professor,
Professor of the Multipurpose Tracked Vehicles
and Mobile Robots Department;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4029-2434>;
eLibrary SPIN: 9767-0435;
e-mail: nakaznoi@gmail.com

*Corresponding author

УДК 631.372.43.03

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-105717>

Оригинальное исследование

Экспериментальная оценка температурного состояния поршней тракторных дизелей

В.П. Белов, Д.В. Апелинский, В.Н. Беженарь

Московский политехнический университет, Москва, Россия

АННОТАЦИЯ

Введение. В статье рассматриваются условия эксплуатации тракторных дизелей, вызывающие появление термоусталостных трещин на кромках камеры сгорания (КС) поршней. Наличие в поршнях острых кромок камеры сгорания, являющихся концентраторами напряжений, приводит к повышению вероятности их разрушения и тем самым ограничивает моторесурс дизеля. Указаны основные причины образования трещин в зоне кромки КС.

Цель исследования. Оценка температурного состояния поршней тракторных дизелей Минского моторного завода (ММЗ) Д-240 и Д-245.

Методы и средства. Термометрирование производилось по методике с целью выявления характера изменения температур в головках поршней на стационарных и нестационарных режимах работы дизелей. Передача термоэдс от термопар к измерительным приборам осуществлялась посредством токоъемника прерывистого действия. Имитация нестационарных нагрузочных режимов работы дизеля осуществлялась за счет изменения цикловой подачи ТНВД, с помощью реверсивного электродвигателя.

Результаты. Представлены сведения о температурном состоянии поршней при различных стационарных и нестационарных нагрузочных режимах работы двигателей. Установлено, что температурное состояние поршней дизеля Д-245 имеет более высокий уровень теплонпряженности по сравнению с поршнями дизеля Д-240. Определена максимальная амплитуда низкочастотных колебаний температур на кромке КС и их радиальных перепадов по днищу поршня, в зависимости от параметров циклов термонагружения. Отмечено, что наиболее опасными режимами работы дизеля с точки зрения разрушения кромки КС являются резкоизменяющиеся режимы (наброс нагрузки – сброс нагрузки).

Заключение. Предложено в цикле термонагружения увеличить угол опережения впрыскивания топлива для проведения ускоренных сравнительных испытаний вариантов поршней на термостойкость. Разработанный цикл термонагружения, у которого общая продолжительность наброса нагрузки составляет 180 с, а сброса – 90 с, можно рекомендовать для проведения ускоренных моторных испытаний поршней на термоциклическую стойкость. Полученные данные термометрирования рекомендованы для уточнения граничных условий первого рода при расчете поршня методом МКЭ.

Ключевые слова: поршень; кромка камеры сгорания; цикл термонагружения; термоциклическая стойкость поршней; термоусталостные трещины.

Для цитирования:

Белов В.П., Апелинский Д.В., Беженарь В.Н. Экспериментальная оценка температурного состояния поршней тракторных дизелей // Тракторы и сельхозмашины. 2022. Т. 89, № 2. С. 111–120. DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-105717>

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-105717>

Original study article

Experimental assessment of the temperature state of tractor diesel pistons

Vyacheslav P. Belov, Dmitry V. Apelinskiy, Vadim N. Bezhenar

Moscow Polytechnic University, Moscow, Russia

ABSTRACT

INTRODUCTION: The paper presents the operating conditions of tractor diesel engines that cause the appearance of thermal fatigue cracks on the edges of the piston combustion chamber. The presence of sharp edges of the combustion chamber in the pistons, which are stress concentrators, leads to an increase in the probability of their destruction and thereby limits the engine life of the diesel engine. The main reasons for the formation of cracks in the zone of the edge of the combustion chamber are indicated.

AIMS: The aim of this study is the assessment of the temperature state of pistons of the D-240 and the D-245 tractor diesel engines, produced by Minsk Motor Plant (MMP).

METHODS: Temperature gauging was carried out according to the method in order to identify the nature of changing of piston heads temperatures under stationary and nonstationary operation modes of diesel engines. Transferring of thermal electromotive force from thermocouples to measuring devices was carried out by means of an intermittent current collector. Imitation of nonstationary operation modes was carried out by means of changing the cyclic feed of a high pressure fuel pump, using a reversible electric motor.

RESULTS: The data of the temperature state of pistons under various stationary and nonstationary operation modes of engines is provided. It is noted that the temperature state of the D-245 diesel pistons has a higher level of heat stress compared to the D-240 diesel pistons. The maximum amplitude of low-frequency temperature fluctuations at the edge of the combustion chamber and their radial differences along the piston bottom are determined, depending on the parameters of thermal loading cycles. It is noted that the most dangerous modes of diesel operation, in terms of the destruction of the edge of the combustion chamber, are sharply changing modes (eg.: the "loading – unloading" mode).

CONCLUSIONS: It is proposed to increase the fuel injection advance angle in the thermal loading cycle in order to conduct accelerated comparative tests of piston variants for thermal resistance. The developed thermal loading cycle, in which the total duration of the load increase is 180 s and the total duration of the load decrease is 90 s, can be recommended for accelerated motor tests of pistons for thermal cycling resistance. The obtained temperature measurement data is recommended to clarify boundary conditions of the first kind when calculating the piston using the FEM method.

Keywords: piston; combustion chamber edge; thermal loading cycle; thermal cycling resistance of pistons; thermal fatigue cracks.

Cite as:

Belov VP, Apelinskiy DV, Bezhenar VN. Experimental assessment of the temperature state of tractor diesel pistons. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2022;89(2):111–120. DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-105717>

Received: 31.03.2022

Accepted: 30.04.2022

Published: 15.05.2022

ВВЕДЕНИЕ

В условиях эксплуатации дизелей характер изменения нагрузочного и скоростного режимов их работы оказывает существенное влияние на уровень тепловых нагрузок в поршнях, приводящих нередко к возникновению в них термоусталостных трещин [1, 6, 10]. С этой точки зрения, наиболее подвержены трещинообразованию поршни тракторных дизелей, которые работают в широком диапазоне изменения нагрузок [4] (трогание трактора с заглуплением плуга, с прицепом, переключение передач и т. д.).

Наличие в поршнях острых кромок камеры сгорания (КС), являющихся концентраторами напряжений, приводит к повышению вероятности их разрушения и тем самым ограничивает моторесурс дизеля [8].

Если не учитывать такие факторы, как появление в поршнях случайных производственно-технологических дефектов или воздействие на них эксплуатационных нарушений, то к основным причинам образования трещин следует отнести [3, 12]:

- низкочастотные колебания температур в поршне, вызванные сменой режимов работы дизеля;
- высокочастотные температурные колебания в поверхностном слое поршня КС в течение рабочего цикла;
- высокочастотные механические напряжения, обусловленные переменными силами давления газов в течение рабочего цикла.

По сведениям многочисленных авторов [3, 5, 10], преобладающими напряжениями с точки зрения появления трещин на кромке КС являются низкочастотные температурные напряжения, вызванные резкими сменами набора и сброса нагрузки.

ЦЕЛЬ ИССЛЕДОВАНИЙ

Целью настоящей работы являлось проведение комплекса экспериментальных исследований по оценке температурного состояния поршней тракторных дизелей Минского моторного завода (ММЗ) Д-240 и Д-245. Варианты двигателей без наддува и с наддувом были выбраны с целью получения сравнительной оценки теплонапряженности их поршней.

Поршни дизелей ММЗ имеют полуоткрытую КС типа ЦНИДИ с объемноплочным процессом смесеобразования. С учётом геометрической особенности такой КС поршень препарировался термодарами в характерных точках его головки.

МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ПРОВЕДЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ

Термометрирование производилось по методике [4, 7] с целью выявления характера изменения температур в головках поршней на стационарных и нестационарных

режимах работы дизелей. Передача термоэдс от термодара к измерительным приборам осуществлялась посредством токосъемника прерывистого действия.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

1. Температурное состояние головок поршней дизеля Д-240 на стационарных режимах его работы

На первом этапе исследований температурное состояние поршней оценивалось при работе дизеля по нагрузочным характеристикам на частотах вращения коленчатого вала, соответствующих режимам максимального крутящего момента ($M_{e_{\max}}, n = 1600 \text{ мин}^{-1}$) и номинальной эффективной мощности ($N_{e_{\text{ном}}}, n = 2200 \text{ мин}^{-1}$).

Результаты измерения температуры в характерных точках серийного поршня показали, что максимальная температура имеет место на кромке КС ($t_{k_{\max}}$) со стороны расположения выпускного коллектора (термодара 1) и на режиме $M_{e_{\max}}$ при $P_e = 0,73 \text{ МПа}$ достигает значений $t_{k_{\max}} = 320 \text{ }^\circ\text{C}$. При этом максимальный радиальный перепад температур $\Delta t_{\text{кр}}$ по днищу поршня (кромка – периферия) – составил $61 \text{ }^\circ\text{C}$ (рис. 1, а).

На режиме номинальной эффективной мощности $N_{e_{\text{ном}}}$, максимальная температура кромки КС при $P_e = 0,66 \text{ МПа}$ составила – $337 \text{ }^\circ\text{C}$, а максимальный радиальный перепад температур $\Delta t_{\text{кр}}$ по днищу поршня (кромка – периферия) – $74 \text{ }^\circ\text{C}$ (рис. 1, б).

Температура в зоне первого компрессионного кольца (термодара № 3) достигла $228 \text{ }^\circ\text{C}$ на режиме $M_{e_{\max}}$ и $231 \text{ }^\circ\text{C}$ на режиме $N_{e_{\text{ном}}}$.

Анализируя приведенные данные, следует отметить, что изменение режимов работы дизеля от холостого хода до $M_{e_{\max}}$ (рис. 1, а) и до $N_{e_{\text{ном}}}$ (рис. 1, б) вызвало рост температур в характерных точках поршня по зависимости близкой к линейной. Полученные результаты указывают на высокий уровень теплонапряженности поршней и несимметричность их теплового нагружения в зонах кромок КС в направлении впускного и выпускного коллекторов.

2. Температурное состояние головок поршней на стационарных режимах работы дизеля Д-245

Исследования дизеля Д-240 показали, что более высокие значения температуры головки поршня наблюдались со стороны выпускного коллектора. Это обстоятельство определило размещение термодара в поршне (особенно в зоне кромки КС) дизеля Д-245 (рис. 2). Увеличение их количества в зоне кромки КС вызвано необходимостью уточнения характера ее температурного состояния.

В соответствии с задачей исследований были проведены измерения температуры в характерных точках

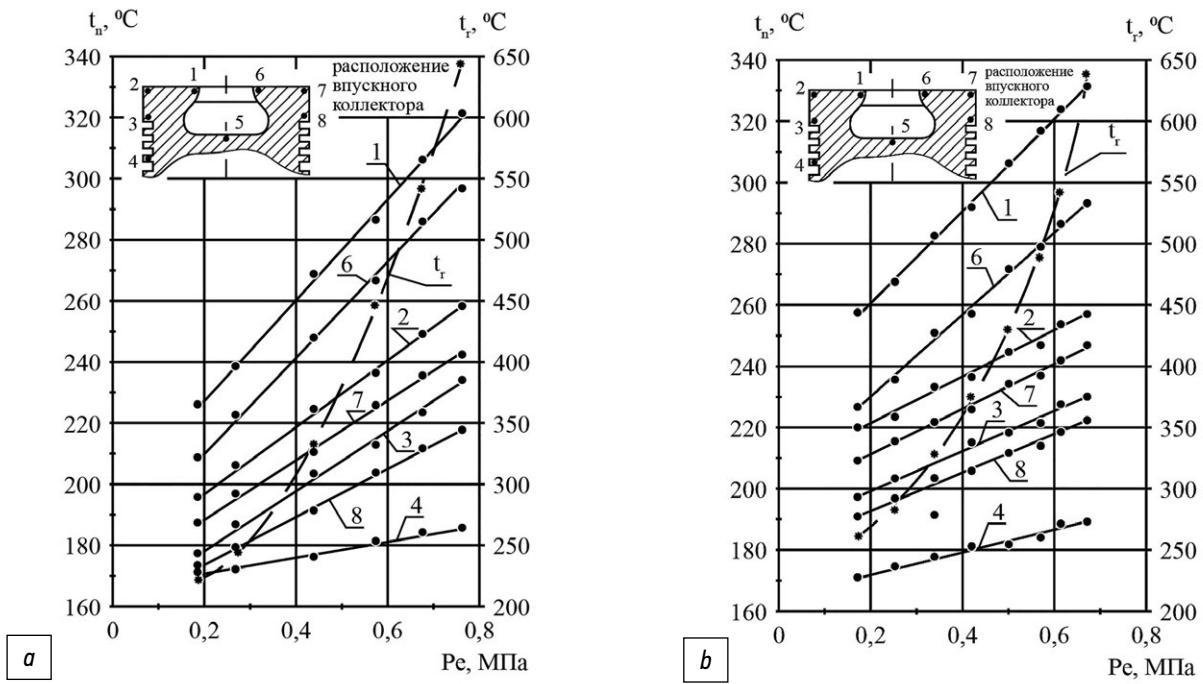


Рис. 1. Изменение температуры в характерных точках головки поршня дизеля Д-240 в зависимости от нагрузки (1...8 – термопары; T_r – температура выпускных газов): а) $n=1600 \text{ мин}^{-1}$; б) $n=2200 \text{ мин}^{-1}$.

Fig. 1. Temperature change at the characteristic points of the D-240 diesel piston head depending on the load (1 ... 8 – thermocouples; T_r – exhaust gas temperature): а) $n=1600 \text{ min}^{-1}$; б) $n=2200 \text{ min}^{-1}$.

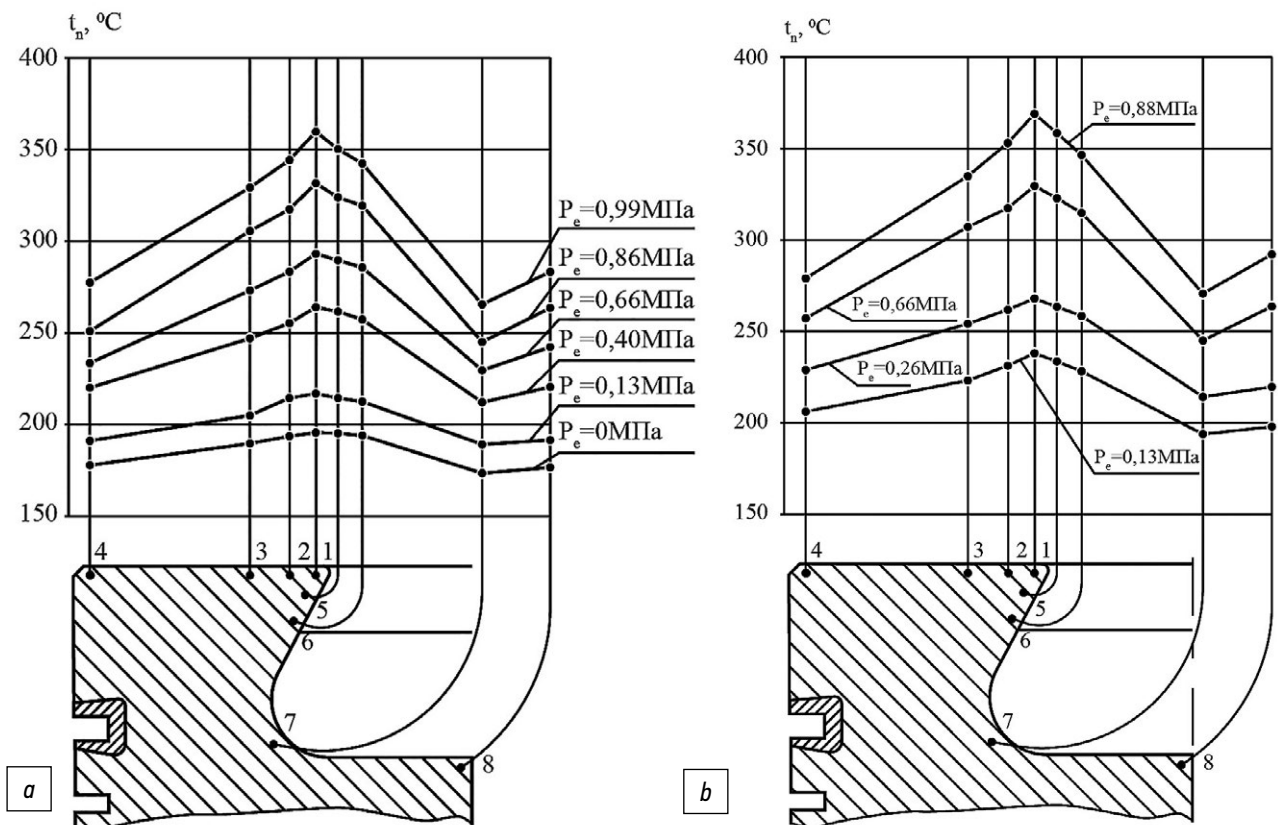


Рис. 2. Характер изменения температуры в головке поршня дизеля Д-245 в зависимости от нагрузки: а) $n=1600 \text{ мин}^{-1}$; б) $n=2200 \text{ мин}^{-1}$.

Fig. 2. The nature of the temperature change in the piston head of the D-245 diesel engine depending on the load: а) $n=1600 \text{ min}^{-1}$; б) $n=2200 \text{ min}^{-1}$.

головки поршня при работе дизеля Д-245 по нагрузочным характеристикам на частотах вращения соответствующих $M_{e_{max}}$ и $N_{e_{ном}}$.

Анализ результатов исследований (рис. 2), показал, что на режимах $M_{e_{max}}$ ($P_e = 0.99$ МПа, $n = 1600$ мин⁻¹) и $N_{e_{ном}}$ ($P_e = 0.88$ МПа, $n = 2200$ мин⁻¹) максимальные значения температуры на кромке КС ($t_{k_{max}}$) составили соответственно 357 °С и 368 °С. В то же время величина радиального перепада температур между кромкой КС и периферийной частью днища поршня ($\Delta t_{кп} = \Delta t_{1-4}$) была равна соответственно 83 °С и 90 °С. Распределение температур в зоне кромки КС, как по днищу поршня (термопары 1, 2, 3), так по внутреннему контуру его КС (термопары 1, 5, 6) имело аналогичный характер.

Повышение нагрузки дизеля Д-245 от холостого хода до режимов $M_{e_{max}}$ и $N_{e_{ном}}$ привело к увеличению температуры в каждой исследуемой точке. Необходимо отметить, что в зоне кромки КС темп нарастания температуры значительно возрос (рис. 2, а, 2, b).

Более высокий уровень температур и их перепадов в зоне кромки КС поршней (Д-245) $t_{k_{max}} = 368$ °С, $\Delta t_{кп} = 90$ °С, в сравнении с поршнями (Д-240) $t_{k_{max}} = 332$ °С, $\Delta t_{кп} = 74$ °С характеризует повышенную теплонапряженность, а следовательно, и большую вероятность их термоусталостного разрушения. Для обеспечения заданного ресурса поршней (Д-245) необходимо стремиться к снижению температуры в зоне кромки КС, а также и радиального перепада температур по днищу.

3. Результаты исследований температурного состояния поршней дизеля Д-240 на нестационарных режимах его работы

На втором этапе исследований выбор цикла термонагрузки дизеля осуществлялся с учетом наиболее характерных режимов работы трактора при пахоте. Кроме того, что в таких условиях дизель работает в узком диапазоне частот вращения коленчатого вала, было признано целесообразным проводить испытания при $n = 2200$ мин⁻¹.

Имитация нестационарных нагрузочных режимов работы дизеля на стенде достигалась за счет изменения цикловой подачи ТНВД, управление которым осуществлялось реверсивным электродвигателем.

Стабилизация температурного состояния поршней после изменения режима работы тракторного дизеля, как отмечается в работах [4, 9, 10], происходит примерно через 3...4 минуты. С целью определения максимальной амплитуды низкочастотных колебаний температуры в головке поршня, испытания первоначально проводили по симметричному циклу термонагрузки (рис. 3, а). При этом продолжительность работы на режиме $N_{e_{ном}}$, соответствующая участку АВ (пахота), составляет $\tau_H = 172$ с, а на частичных нагрузках, близких к режиму

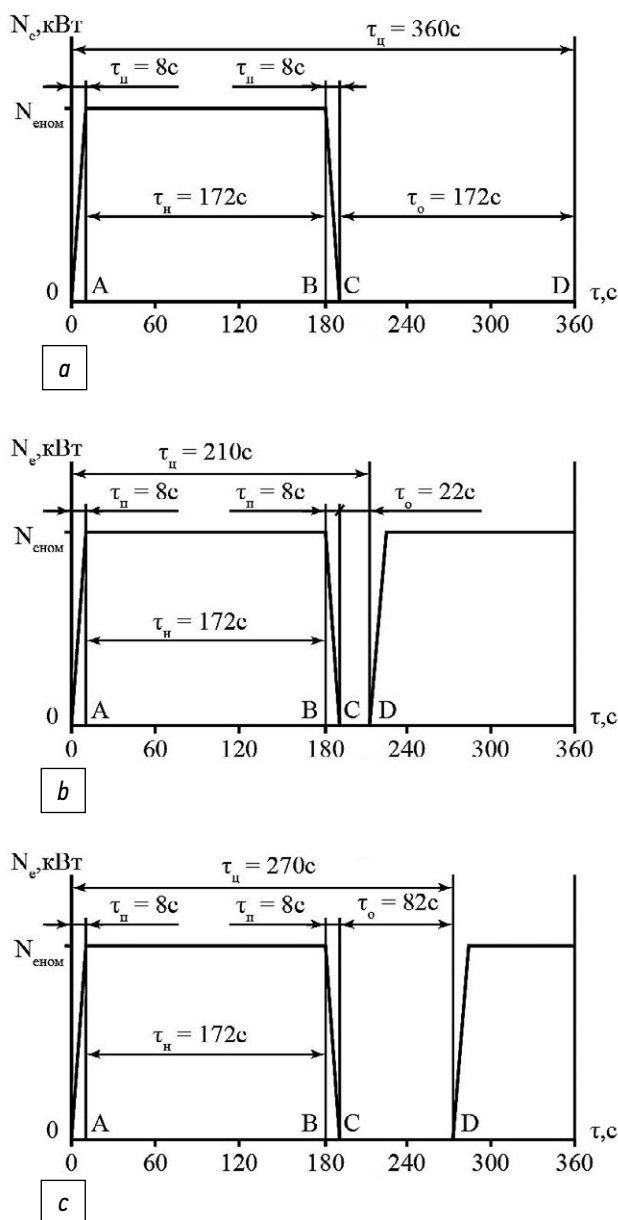


Рис. 3. Параметры циклов нагружения дизелей на моторном стенде.

Fig. 3. Parameters of diesel engine loading cycles on the engine test rig.

холостого хода (участок CD – разворот трактора в конце поля), также составляет $\tau_o = 172$ с. Общая продолжительность цикла термо-нагружения (участок AD) составила $\tau_{ц} = 360$ с. Время работы дизеля на переходных режимах (участок OA – трогание трактора с заглублением плуга, а также участок BC – выглубление плуга) выбирались равным $\tau_H = 8$ с.

Анализируя результаты исследований, приведенные на рис. 4, необходимо отметить, что при набросе нагрузки в цикле термонагрузки изменение температуры головки поршня в зоне кромки КС (термопара 1) и на периферии днища (термопара 2) происходило (в первые 20 с) с высоким темпом ее нарастания. Так,

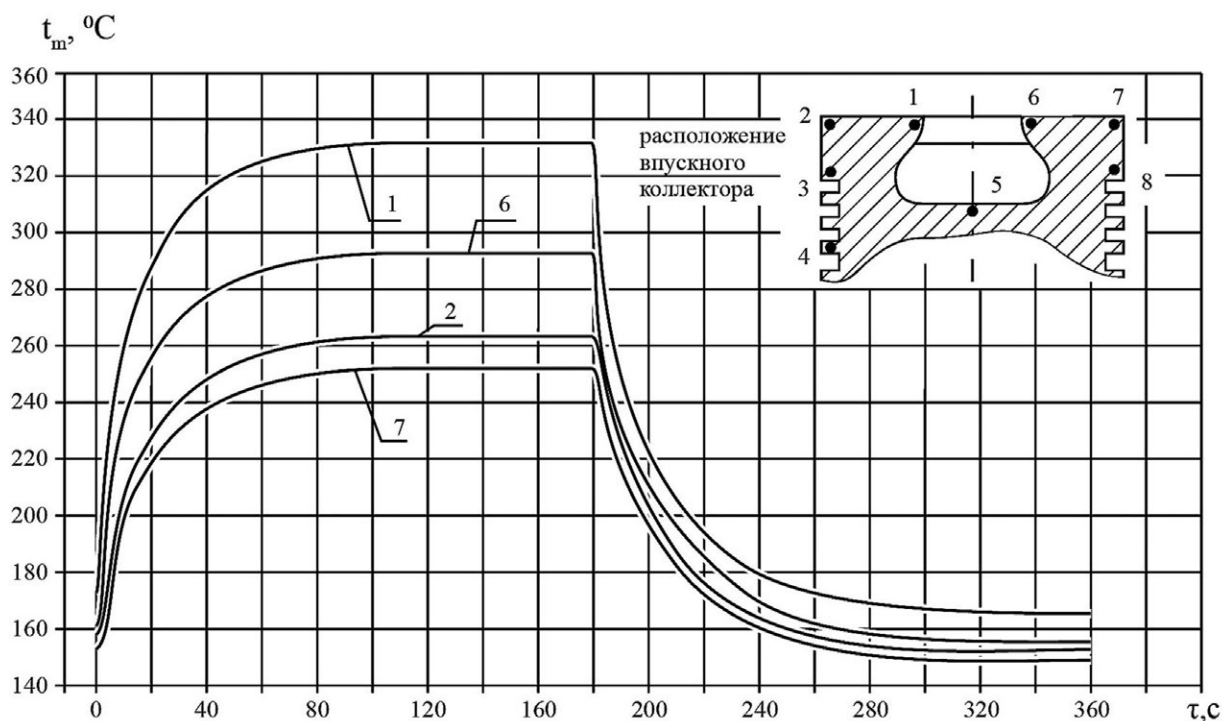


Рис. 4. Изменение температуры в головке поршня при циклическом термонагружении дизеля Д-240 на моторном стенде.
Fig. 4. Temperature change in the piston head during cyclic thermal loading of the D-240 diesel engine at the engine test rig.

на кромке КС к данному моменту времени значения температуры составляли 82% от своего максимального значения при $N_{e_{ном}}$, а на периферии днища соответственно 85%. Стабилизация температурного состояния исследуемых поршней произошла только к 100–110 с после начала цикла термонагружения.

Темп роста перепадов температур в поршне, как известно, обуславливает характер изменения термических напряжений. Результаты исследований выявили, что на переходном режиме работы дизеля с холостого хода до $N_{e_{ном}}$, перепад температур $\Delta t_{кп}$ в головке серийного поршня изменялся неравномерно и к 20 с достиг 58 °С, т. е. 78% от своего максимального значения (рис. 4).

При сбросе нагрузки было зарегистрировано резкое снижение температур в характерных точках головки поршня и радиального перепада температур $\Delta t_{кп}$, который достиг своего минимального значения после 50...60 с. Стабилизация теплового состояния головки поршня произошла к 120...130 с.

В условиях эксплуатации трактора при пахоте продолжительность его разворота составляет 30...60 с [4]. Поэтому с целью определения реальной амплитуды низкочастотных колебаний температуры в характерных точках поршня были произведены испытания дизеля Д-240 по циклу, приведенному на рис. 3, б.

Результаты термометрирования поршней по заданному циклу термонагружения показали, что амплитуда низкочастотных колебаний температуры в зоне кромки КС (t_a^k) уменьшилась. Если при "симметричном" цикле

t_a^k составляла 164 °С, то при данном цикле она снизилась до 122 °С (рис. 5). Следовательно, сокращение продолжительности режима холостого хода τ_0 со 172 до 22 с привело к снижению t_a^k на 25%.

Согласно данным [5], для ускорения термоциклических испытаний следует увеличивать амплитуду изменения температур на кромке КС (t_a^k) в цикле термонагружения. С этой целью были выполнены исследования нестационарного термонагружения головки поршня с увеличенным на 10° п.к.в. углом опережения впрыскивания топлива $\theta_{впр}$ равным 36° вместо 26°. Результаты этих испытаний (рис. 5) показали, что увеличение $\theta_{впр}$ на 10° привело к повышению максимальной температуры на кромке КС ($t_{k_{max}}^k$) на 28–30°, радиального перепада по днищу ($\Delta t_{кп}$) – на 9–12°, а амплитуды температур на кромке t_a^k на 18–20°.

Кроме того, увеличились максимальные значения скорости нагрева кромки КС с 12 °С/с до 14 °С/с и скорости ее охлаждения с 13 °С/с до 18 °С/с (рис. 6). Таким образом, увеличение $\theta_{впр}$ позволяет ужесточить цикл термонагружения поршней с целью сокращения термоциклических испытаний поршней.

4. Результаты исследований температурного состояния головок поршней на нестационарных режимах работы дизеля Д-245

Определение и выбор параметров циклов термонагружения необходимы для последующей разработки методики ускоренных моторных испытаний поршней на термоциклическую стойкость. При этом основной

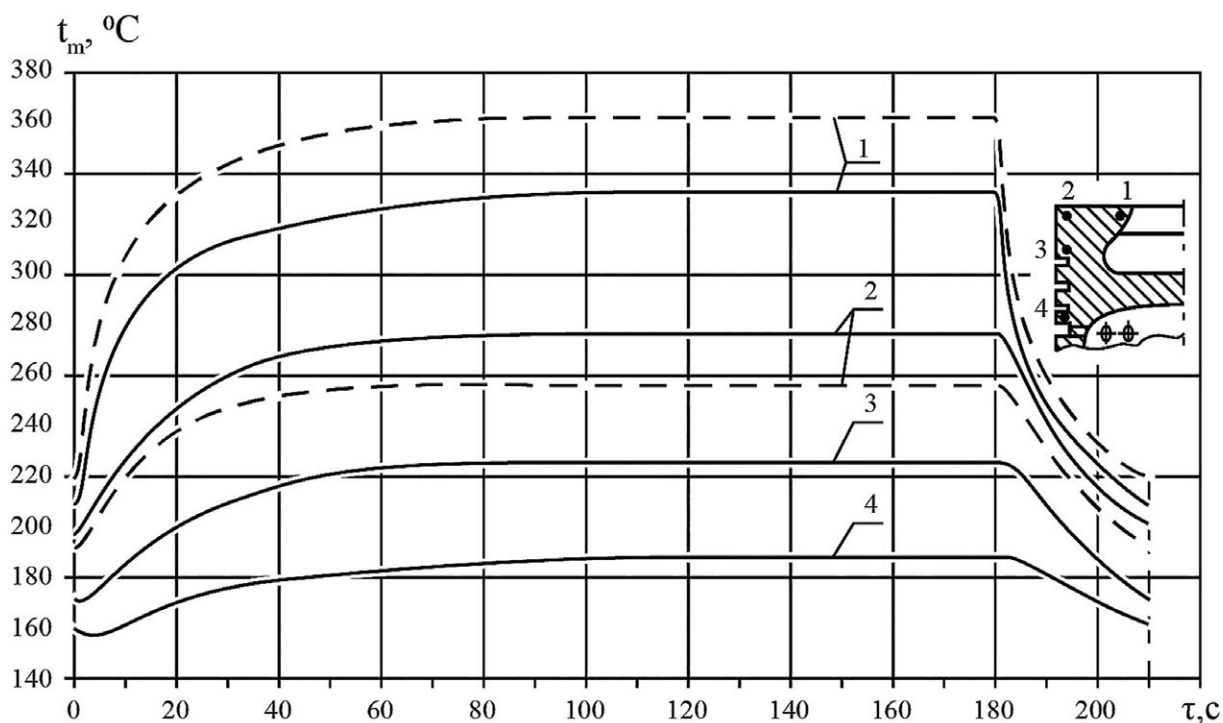


Рис. 5. Изменение температуры головки поршня при циклическом нагружении дизеля Д-240: – $\theta_{впр} = 26^\circ$ п.к.в.; – $\theta_{впр} = 36^\circ$ п.к.в.

Fig. 5. Change of the piston head temperature under cyclic loading of the D-240 diesel engine: – $\theta_{впр} = 26^\circ CA$; – $\theta_{впр} = 36^\circ CA$.

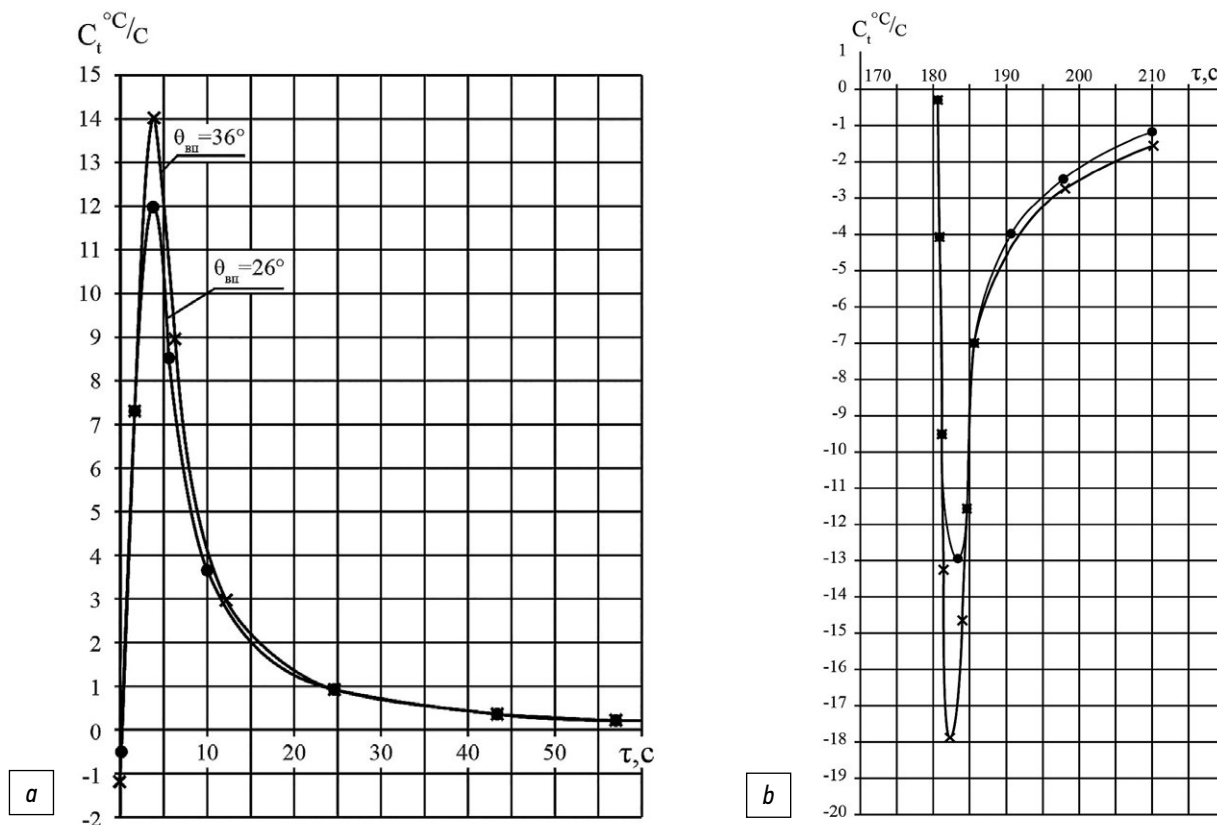


Рис. 6. Влияние угла опережения впрыскивания топлива на скорость изменения температуры в зоне кромки КС: а) при набросе нагрузки; б) при сбросе нагрузки.

Fig. 6. Influence of the fuel injection advance angle on the rate of temperature change in the zone of the combustion chamber edge: а) during loading; б) during unloading.

задачей настоящих исследований являлось выявление зависимостей изменения температуры в характерных точках поршней при работе дизелей на нестационарных (резко изменяющихся) режимах.

Определение максимальной амплитуды низкочастотных колебаний температуры в поршне первоначально осуществлялось по симметричному (рис. 3, а) циклу термонагружения. Результаты термометрирования поршня, приведенные на рис. 7, позволяют констатировать, что период стабилизации температурного состояния поршня дизеля Д-245 вследствие инерционности ТКР (при резком нагружении двигателя) возрос по сравнению с поршнем дизеля Д-240, на 20...30 с. Кроме того, форсирование дизеля посредством газотурбинного наддува привело к росту амплитуды низкочастотных колебаний температуры поршня Д-245. Так, если у поршня Д-240 она была равна 164 °С, то у поршня Д-245 достигла 188 °С, т. е. увеличилась на 15%.

Анализируя зависимости изменения температуры в характерных точках поршня (рис. 7, а и 7, б) и радиального перепада температур по днищу ($\Delta t_{\text{кп}}$) можно отметить, что темп их нарастания при набросе нагрузки был

выше, чем у поршня Д-240. Например, если к 20 с у поршня Д-245 в зоне кромки КС температура достигла 298 °С, а радиальный перепад по днищу $\Delta t_{\text{кп}} = 64$ °С, то у поршня Д-240 соответственно 283 °С и 56 °С.

При сбросе нагрузки, особенно в первые 2...5 с, темп снижения температур и их перепадов был ниже, чем у поршня (Д-240). Это объясняется тем, что цикловая подача топлива в цилиндры дизеля Д-245 превышала таковую у дизеля Д-240 на 18%.

Для разработки методики термоциклических испытаний, кроме максимальных значений температур в характерных точках головки поршня, важно знать величину радиального перепада по днищу, а также и амплитуду низкочастотных колебаний температур (t_a^k) в зоне кромки КС. В связи с этим были проведены испытания дизеля Д-245 по циклам, приведенным на рис. 3.

Результаты термометрирования поршней по предложенным параметрам цикла нагружения дизеля (рис. 8) отличаются от результатов, полученных при симметричном цикле. Так в полуцикле охлаждения (при сбросе нагрузки) на режиме $\tau_o = 22$ с температура на кромке КС достигла 242 °С. В то же время на режимах $\tau_o = 82$ с

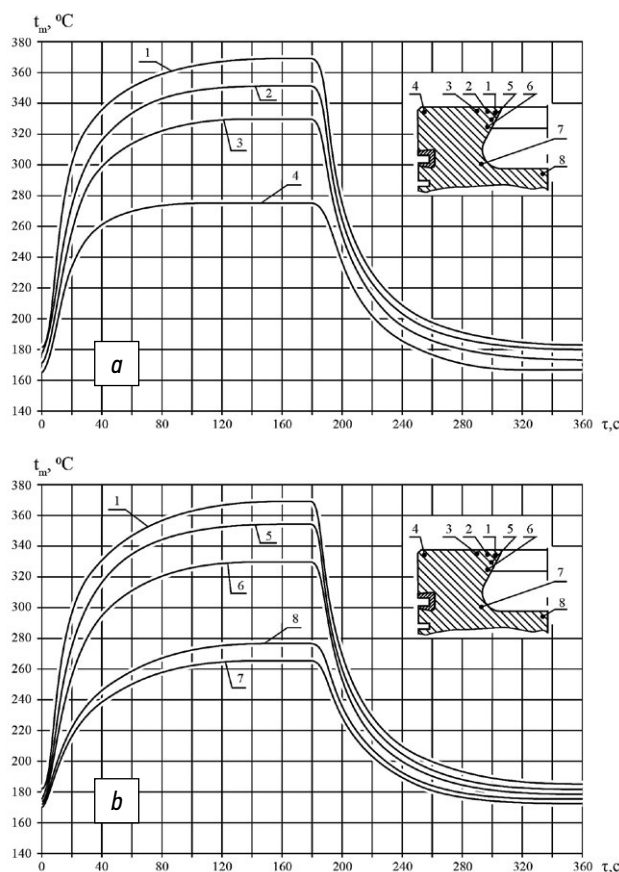


Рис. 7. Изменение температуры в характерных точках головки поршня при симметричном цикле термонагружения дизеля Д-245: а) термодатчики 1, 2, 3, 4; б) термодатчики 1, 5, 6, 7, 8.

Fig. 7. Temperature change at the characteristic points of the piston head during the symmetrical cycle of thermal loading of diesel engine D-245: а) thermocouples 1, 2, 3, 4; б) thermocouples 1, 5, 6, 7, 8.

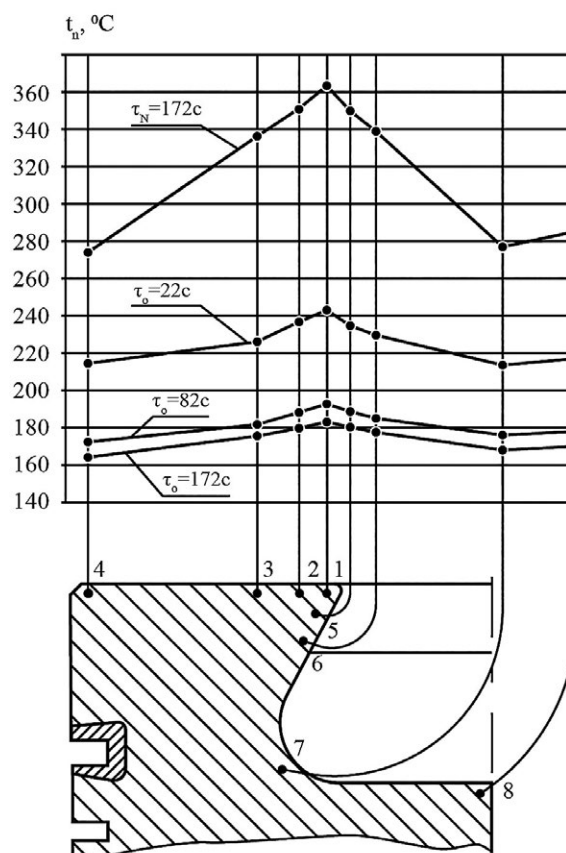


Рис. 8. Влияние режимов термоциклического нагружения дизеля Д-245 на амплитуду изменения температуры в характерных точках поршня.

Fig. 8. Influence of thermal cyclic loading modes of the D-245 diesel engine on the amplitude of temperature change at the characteristic points of the piston.

и $\tau_o = 172$ с составило соответственно 192 °С и 180 °С. Анализируя предложенные параметры нагружения поршней ($\tau_o = 22$ с, $\tau_o = 82$ с и $\tau_o = 172$ с), при сбросе нагрузки можно указать на удовлетворительную сопоставимость результатов исследований $\tau_o = 82$ с и $\tau_o = 172$ с, так как максимальное расхождение между ними не превышало 12 °С. Следует отметить, что с точки зрения сокращения продолжительности цикла термонагружения поршней при ускоренных моторных испытаниях не стоит стремиться к увеличению $\tau_o > 82$ с, т.к. к этому моменту времени t_a^k уже составляет 94% от своего максимального значения.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты исследований показывают, что температурное состояние головки поршней дизеля Д-245 имеет более высокий уровень теплонапряженности по сравнению с поршнем дизеля Д-240. Полученные сведения о температурном состоянии серийных поршней дизелей Д-240 и Д-245 могут в последующем оказаться полезными для получения сравнительной оценки с другими вариантами поршней (с КС типа ЦНИДИ), имеющих конструктивные или технологические особенности [2].

Разработанный цикл термонагружения, у которого общая продолжительность наброса нагрузки составляет 180 с, а сброса – 90 с, можно рекомендовать для проведения ускоренных моторных испытаний поршней на термоциклическую стойкость.

С целью ускорения термоциклических испытаний рекомендуется:

- увеличить угол опережения впрыскивания топлива с 26° п.к.в. до 36° п.к.в.;
- уменьшить радиус кромки КС поршней до 0,5 мм, а образующую наклона КС выполнить под углом 45°.

Результаты выполненных исследований на моторном стенде позволяют корректировать режимы цикла

термонагружения поршней на созданном [11] безмоторном тепловом стенде.

Результаты термометрирования могут быть полезны для уточнения граничных условий 1-го рода в зоне кромки КС при расчете поршней методом МКЭ.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Вклад авторов. Все авторы подтверждают соответствие своего авторства международным критериям ICMJE (все авторы внесли существенный вклад в разработку концепции, проведение исследования и подготовку статьи).

Наибольший вклад распределен следующим образом: *В.Н. Безженар* – поиск публикаций по теме статьи, написание текста рукописи; *Д.В. Апельинский* – редактирование текста рукописи; *В.П. Белов* – экспертная оценка, утверждение финальной версии.

Конфликт интересов. Авторы декларируют отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с публикацией настоящей статьи.

Источник финансирования. Авторы заявляют об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследований.

ADDITIONAL INFORMATION

Authors' contribution. All authors certify that they meet the ICMJE international criteria for authorship. *V.N. Bezhenar* – search for publications, writing the text of the manuscript; *D.V. Apelinskiy* – editing the text of the manuscript; *V.P. Belov* – expert opinion, approval of the final version.

Competing interests. The authors declare no any transparent and potential conflict of interests in relation to this article publication.

Funding source. Authors state that this research was not supported by any external sources of funding.

ЛИТЕРАТУРА

1. Белов В.П., Апельинский Д.В. Расчетно-экспериментальный метод оценки термоциклической стойкости поршней форсированного дизеля // Известия МГТУ МАМИ. 2020. № 1. С. 8–17.
2. Белов В.П. Расчетно-экспериментальная оценка термостойкости поршней форсированных автомобильных и тракторных двигателей: дис. ... канд. техн. наук. Москва, 1986. Режим доступа: <https://www.dissercat.com/content/issledovanie-i-prognozirovanie-dolgovechnosti-porshnei-dvigateli-vnutrennego-sgoraniya> Дата обращения: 20.06.2022.
3. Глинкин С.А. Исследование и прогнозирование долговечности поршней двигателей внутреннего сгорания: дис. ... канд. техн. наук. Владимир, 2010. Режим доступа: <https://www.dissercat.com/content/issledovanie-teplovei-napryazhennosti-klapanov-avtomobilnykh-benzinovykh-dvigateli-s-primen> Дата обращения: 20.06.2022.
4. Жегалин О.Н., Луначев П.Д. Вероятностная оценка режимов работы тракторного двигателя // Тракторы и сельхозмашины. 1985. № 9. С. 6–7.
5. Иванченко А.Б. Методика оценки термоусталостной прочности поршней форсированных дизелей: дис. ... канд. техн. наук. Москва, 1995.
6. Казанцев А.Г. Малоцикловая усталость при сложном термомеханическом нагружении. Москва: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001.
7. Крамарухин Ю.Е. Приборы для измерения температуры. Москва: Машиностроение, 1990.
8. Лазарев Е.А., Иващенко Н.А., Перлов М.Л. Особенности теплового и напряженно-деформированного состояния поршней тракторного дизеля // Двигателестроение. 1988. № 7. С. 3–5.

9. Лизунов А.А. Термостойкость поршней автомобильных и тракторных дизелей при нестационарных режимах работы. дис. ... канд. техн. наук. Москва 1988.
10. Чайнов Н.Д., Тимохин А.В., Иванченко А.Б. Оценка усталостной долговечности поршня тракторного дизеля при циклическом нагружении // Двигателестроение. 1991. № 11. С.14–15.
11. Патент СССР на изобретение № 1012066/ 15.04.83, Бюл. № 14. Радзиван А. С., Белов В. Л., Репин В.В., и др. Стенд для ис-

следования теплонапряженного состояния поршня двигателя внутреннего сгорания. Режим доступа: <https://patentdb.ru/patent/1196721> Дата обращения: 20.06.2022.

12. Belov V.P., Apelinskiy D.V. Computational and Experimental Method for Assessing the Thermal Strength of High-Loaded Diesel Engines // Journal of Physics: Conference Series. 2021. Vol. 2096, N 1. P. doi: 10.1088/1742-6596/2096/1/012204

REFERENCES

1. Belov VP, Apelinskiy DV. Calculation and experimental method for assessing the thermal cyclic resistance of forced diesel pistons. *Izvestiya MGTU MAMI*. 2020;(1):8–17. (In Russ).
2. Belov VP. *Raschetno-eksperimental'naya otsenka termostoikosti porshnei forsirovannykh avtomobil'nykh i traktornykh dvigatelei*. [dissertation]. Moscow; 1986. Available from: <https://www.dissercat.com/content/issledovanie-i-prognozirovanie-dolgovechnosti-porshnei-dvigatelei-vnutrennego-sgoraniya> (In Russ).
3. Glinkin SA. *Issledovanie i prognozirovaniye dolgovechnosti porshnei dvigatelei vnutrennego sgoraniya*. [dissertation]. Vladimir; 2010. Available from: <https://www.dissercat.com/content/issledovanie-teplovoi-napryazhennosti-klapanov-avtomobilnykh-benzinovyykh-dvigatelei-s-primen> (In Russ).
4. Zhegalin ON, Lunachev PD. Veroyatnostnaya otsenka rezhimov raboty traktornogo dvigatelya. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 1985;(9):6–7. (In Russ).
5. Ivanchenko AB. *Metodika otsenki termoustalostnoi prochnosti porshnei forsirovannykh dizelei*. [dissertation]. Moscow; 1995. (In Russ).
6. Kazantsev AG. *Malotsiklovaya ustalost' pri slozhnom termomekhanicheskom nagruzhenii*. Moscow: MGTU im. N.E. Bauman; 2001. (In Russ).

7. Kramarukhin YuE. *Pribory dlya izmereniya temperatury*. Moscow: Mashinostroenie; 1990. (In Russ).
8. Lazarev EA, Ivashchenko NA, Perlov ML. Osobennosti teplovogo i napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya porshnei traktornogo dizeleya. *Dvigatelistroenie*. 1988;(7):3–5. (In Russ).
9. Lizunov AA. *Termostoikost' porshnei avtomobil'nykh i traktornykh dizelei pri nestatsionarnykh rezhimakh raboty*. [dissertation]. Moscow; 1988. (In Russ).
10. Chainov ND, Timokhin AV, Ivanchenko AB. Otsenka ustalostnoi dolgovechnosti porshnya traktornogo dizeleya pri tsiklicheskom nagruzhenii. *Dvigatelistroenie*. 1991;(11):14–15. (In Russ).
11. Patent SU № 1012066/ 15.04.83, Byul. № 14. Радзиван АС, Белов ВЛ, Репин ВВ, et al. *Stend dlya issledovaniya teponapryazhennogo sostoyaniya porshnya dvigatelya vnutrennego sgoraniya*. Available from: <https://patentdb.ru/patent/1196721> (In Russ).
12. Belov VP, Apelinskiy DV. Computational and Experimental Method for Assessing the Thermal Strength of High-Loaded Diesel Engines. *Journal of Physics: Conference Series*. 2021;2096(1). doi: 10.1088/1742-6596/2096/1/012204

ОБ АВТОРАХ

***Беженарь Вадим Николаевич**,
заведующий лабораторией кафедры «Энергоустановки для транспорта и малой энергетики»;
адрес: 107023, Москва, ул. Большая Семеновская, 38;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3747-2530>;
eLibrary SPIN: 1733-6826;
e-mail: amadei.96@mail.ru

Белов Вячеслав Петрович, к.т.н.;
профессор кафедры «Энергоустановки для транспорта и малой энергетики»;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2031-669X>;
eLibrary SPIN: 9146-3300;
e-mail: belovmami@mail.ru

Апелинский Дмитрий Викторович, доцент, к.т.н.;
доцент кафедры «Энергоустановки для транспорта и малой энергетики»;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2841-6895>;
eLibrary SPIN: 2311-0480;
e-mail: apelinskiy_mami@mail.ru

*Автор для переписки

AUTHORS' INFO

***Vadim N. Bezhenar**,
Head of the Laboratory of the Power Plants for Transport and Small Energy Department;
address: 38 Bolshaya Semyonovskaya str.,
Moscow, 107023, Russia;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3747-2530>;
eLibrary SPIN: 1733-6826;
e-mail: amadei.96@mail.ru

Vyacheslav P. Belov, Cand. Sci. (Engin.);
Professor of the Power Plants for Transport and Small Energy Department;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2031-669X>;
eLibrary SPIN: 9146-3300;
e-mail: belovmami@mail.ru

Dmitry V. Apelinskiy, Associate Professor, Cand. Sci. (Engin.);
Associate Professor of the Power Plants for Transport and Small Energy Department;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2841-6895>;
eLibrary SPIN: 2311-0480;
e-mail: apelinskiy_mami@mail.ru

* Corresponding author

УДК 629.3.015

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-106446>

Оригинальное исследование

Результаты моделирования плавности хода гусеничных машин при взаимодействии с деформируемым опорным основанием

С.В. Носов, Н.Е. Перегудов

Липецкий государственный технический университет, Липецк, Россия

АННОТАЦИЯ

Введение. Движение гусеничных машин по деформируемому опорному основанию, в качестве которого может выступать, например, пересеченная местность или поле различных сельскохозяйственных культур, характеризуется различными показателями. В зависимости от условий внешней среды, параметров опорного основания и т. д. некоторые из этих показателей выбираются в качестве основных критериев оценки эксплуатационно-технических характеристик машин. Поиск оптимальных параметров и режимов работы гусеничных машин требует применять математическое моделирование рассматриваемых процессов.

Цель исследований. Получить путем имитационного моделирования графические представления о влиянии неровности пути, микропрофиля пути, скорости движения гусеничной машины, ее компоновки, характера связей отдельных агрегатов и систем, а также их свойств, физико-механических свойств опорного основания с учетом реологического подхода к их определению, параметров состояния его материала на изменение показателей плавности хода гусеничных машин.

Методы. Представлены результаты расчета показателей плавности хода различных гусеничных машин по ранее известной математической модели, учитывающие как их конструктивные и технологические характеристики, так и параметры состояния опорного основания в виде физико-механических характеристик, описываемых на основе известного реологического подхода. В качестве гусеничных машин принимались сельскохозяйственные тракторы различной массы, а также зенитно-ракетные комплексы С-300 на базе гусеничного шасси 832М.

Результаты. Анализ построенных зависимостей на основе применения имитационного моделирования позволил выявить ряд закономерностей изменения показателей плавности хода гусеничных машин. Установлено, что учет реологических характеристик слоя почвогрунта и его параметров состояния позволяет существенно повысить точность расчетов.

Получены конкретные данные по влиянию скорости движения гусеничных машин, их массы, продольной базы, смещения центра давления гусеничного движителя и других конструктивных параметров на развитие вертикальных и продольно-угловых колебаний.

Заключение. Проведенные исследования способствуют оптимальному конструированию гусеничных машин и комплектованию различных машинно-тракторных агрегатов, выполняющих соответствующие технологические операции в тех или иных условиях движения с конкретными параметрами состояния слоя опорного основания.

Ключевые слова: гусеничная машина; плавность хода; реологический подход.

Для цитирования:

Носов С.В., Перегудов Н.Е. Результаты моделирования плавности хода гусеничных машин при взаимодействии с деформируемым опорным основанием // Тракторы и сельхозмашины. 2022. Т. 89, № 2. С. 121–132. DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-106446>

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-106446>

Original study article

Results of the simulation of tracked vehicles ride considering the interaction with a deformable road

Sergey V. Nosov, Nikolay E. Peregudov

Lipetsk State Technical University, Lipetsk, Russia

ABSTRACT

BACKGROUND: Tracked vehicles motion on a deformable road, which can be, for instance, cross-country terrain or field of various agricultural plants, is defined with various indicators. Depending on environment conditions, road surface properties etc., some of these indicators are chosen as main criteria of vehicles operational and technical performance assessment. Search of optimal parameters and operation modes of tracked vehicles demands using numerical modelling of considered processes.

AIMS: Using imitational modelling, to obtain visual representation of influence of path unevenness, path microprofile, tracked vehicle velocity, its layout, nature of relation between particular unit assemblies, systems and their properties, physical and mechanical road properties regarding rheological approach to determination of them, state parameters of road material on change of tracked vehicles ride comfort indicators.

METHODS: Results of simulation of ride comfort indicators for various tracked vehicles, obtained with the known earlier mathematical model, which considers design and technological properties of them as well as road surface state parameters, presented as physical and mechanical properties, based on a well-known rheological approach, are presented in the article. Agricultural tractors of different mass and the S-300 anti-aircraft missile systems, based on the 832M tracked chassis, are considered as tracked vehicles.

RESULTS: Analysis of obtained relations, based on use of imitational modelling, revealed a set of patterns of tracked vehicles ride comfort indicators changing. It is defined that consideration of rheological characteristics and state parameters of a soil layer helps to improve simulation accuracy significantly. The obtained data shows the influence of velocity, mass and base length of tracked vehicles, offset of pressure center of caterpillar mover and other design parameters on growth of vertical and longitudinal-angular oscillations.

CONCLUSIONS: The conducted study contributes to optimal development of tracked vehicles and assembling of different machine-tractor units, performing demanded technological operations in different conditions with specific road surface state parameters.

Keywords: tracked vehicle; ride comfort; rheological approach.

Cite as:

Nosov SV, Peregudov NE. Results of the simulation of tracked vehicles ride considering the interaction with a deformable road. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2022;89(2):121–132. DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-106446>

Received: 06.04.2022

Accepted: 15.04.2022

Published: 15.05.2022

ВВЕДЕНИЕ

Движение гусеничных машин по деформируемому опорному основанию, в качестве которого может выступать, например, пересеченная местность или поле различных сельскохозяйственных культур, характеризуется различными показателями. В зависимости от условий внешней среды, параметров опорного основания и т. д., некоторые из этих показателей выбираются в качестве основных критериев оценки эксплуатационно-технических характеристик машин. Задача поиска оптимальных параметров и режимов работы гусеничных машин может быть настолько сложна, что необходимо применять математическое моделирование рассматриваемых процессов.

При этом количество учитываемых факторов может быть настолько велико, что возникает вопрос о достаточности высокой степени неопределенности процессов взаимодействия гусеничных машин с деформируемым опорным основанием. Здесь могут и вынужденно проявляются такие факторы, на которые ранее не достаточно обращалось внимания при применении математического моделирования рассматриваемых процессов.

Так, в последних научных исследованиях обозначенной проблемы установлено, что в подобных ситуациях необходимо учитывать реологические свойства деформируемого опорного основания, причем с применением теории наследственной ползучести упруго-вязко-пластичных материалов, когда функции скоростей ползучести должны описываться экспоненциально-степенными выражениями, что обеспечивает более глубокое проникновение в сущность физических процессов взаимодействия гусеничных машин и их отдельных систем с опорным основанием и позволяет улучшить их эксплуатационно-технические характеристики [14].

Во время движения гусеничных машин по неровному деформируемому опорному основанию с различными реологическими свойствами возникают вынужденные колебания как машин, так и сидений рабочего места оператора. Для самих гусеничных машин эти колебания оцениваются амплитудными значениями вертикальных и продольно-угловых перемещений, что определяет такие их движения, как подпрыгивание и галопирование. При этом для упрощения исследований другими колебаниями часто пренебрегают, сводя задачу к плоскостной.

В работе [5] представлена математическая модель по оценке плавности хода гусеничного трактора, позволяющая произвести оценку вертикальных и продольно-угловых колебаний в зависимости от неровности пути, микропрофиля пути, скорости движения гусеничной машины, ее компоновки, характера связей отдельных агрегатов и систем, а также их

свойств, физико-механических свойств опорного основания с учетом реологического подхода к их определению, параметров состояния его материала. Данная модель принята в качестве основной при оценке плавности хода гусеничных машин двух типов: гусеничного сельскохозяйственного трактора и войскового унифицированного зенитно-ракетного комплекса С-300В4, принятого на вооружение в российской армии.

В данной статье представлены результаты имитационного моделирования плавности хода гусеничных машин по представленной в работе [5] математической модели с оценкой влияния на их вертикальные и продольно-угловые колебания основных эксплуатационных и конструктивных характеристик машин, а также параметров состояния опорного основания, выраженных через реологические характеристики, что определяет ее научную новизну.

Цель исследований – получить путем имитационного моделирования графические представления о влиянии неровности пути, микропрофиля пути, скорости движения гусеничной машины, ее компоновки, характера связей отдельных агрегатов и систем, а также их свойств, физико-механических свойств опорного основания с учетом реологического подхода к их определению, параметров состояния его материала на изменение показателей плавности хода гусеничных машин.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Реализация поставленной цели исследований базируется на основе ранее разработанных метода оценки уплотняющего воздействия гусеничного движителя на слой почвы [2–4] и метода моделирования плавности хода гусеничных машин [5].

Исходные данные для получения результатов математического моделирования следующие. На рис. 1 представлена динамическая модель гусеничной машины для исследования вертикальных и угловых колебаний с учетом реологических свойств неровного опорного основания. При реализации этой модели приняты следующие допущения:

- 1) гусеничная машина движется прямолинейно и с постоянной скоростью;
- 2) профиль опорной поверхности под правым и левым движителями машины одинаков;
- 3) гусеницы сохраняют постоянный контакт с опорной поверхностью;
- 4) крутильные колебания трансмиссии не учитываются, а силы сопротивления движению отсутствуют;
- 5) подстилающий слой по отношению к деформируемому слою является абсолютно жестким;
- 6) принимается жестко сблокированная подвеска опорных катков;

7) внешние механические воздействия на деформируемый слой опорного основания от подстилающего слоя заданы функциями:

$$u_1 = A_u \sin \omega t + B_u \cos \omega t ;$$

$$\varphi = A_\varphi \sin \omega t + B_\varphi \cos \omega t , \quad (1)$$

где $A_u, B_u, A_\varphi, B_\varphi$ – амплитудные значения колебаний; ω – частота внешнего механического воздействия.

$$P = \int_{-L/2}^{L/2} P_x dx = E' \int_{-L/2}^{L/2} u_x dx - \chi_k \int_{-L/2}^{L/2} \int_0^t S(t-\tau) u_x(\tau) d\tau dx ; \quad (3)$$

$$M = \int_{-L/2}^{L/2} P_x x dx = E' \int_{-L/2}^{L/2} u_x x dx - \chi_k \int_{-L/2}^{L/2} \int_0^t S(t-\tau) u_x(\tau) d\tau x dx , \quad (4)$$

где $E' = \frac{E \cdot F_k}{\varepsilon(t) \cdot h_{\text{сн}}}$ – отображение мгновенного модуля

деформации на единицу толщины деформируемого слоя опорного основания; F_k – площадь штампа; $\varepsilon(t)$ – относительная деформация слоя опорного основания при его нагружении через штамп по закону Хевисайда [6]; $h_{\text{сн}}$ – толщина деформируемого слоя опорного основания; $\chi_k = \chi_1 \cdot \chi_2 \cdot \chi_3$ – функция подобия кривых ползучести при различных параметрах состояния деформируемого слоя опорного основания (χ_1), параметрах грунтозацепов (χ_2) и характеристиках силового воздействия (χ_3), определяемая экспериментальным путем в инвариантных условиях; $S(t-\tau) = A \cdot e^{-\beta t} \cdot t^{\alpha-1}$ – ядро релаксации [6]; A, α, β – параметры ядра, определяемые по базовой кривой ползучести слоя опорного основания, полученной при штамповых испытаниях с контактными напряжениями σ_k ; e – основание натуральных логарифмов;

В i -м сечении деформируемого слоя опорного основания перемещения определяются по выражению:

$$u_x = u_1 - u_2 + x(\varphi_1 - \varphi_2) + l\varphi_2 . \quad (2)$$

Вертикальная и угловая реакции деформируемого слоя на гусеничную машину определяются суммированием вертикальных реакций $P_x(t)$ и моментов от них $P_x(t) \cdot x$ по длине опорной поверхности L :

t – текущее время; E – мгновенный модуль деформации деформируемого слоя опорного основания:

$$E = \chi_k \cdot \frac{1 + \int_0^t K(t-\tau) d\tau}{\varepsilon(t) / \sigma_k} , \quad (5)$$

где $K(t-\tau)$ – ядро ползучести [6].

При решении системы уравнений (1) – (5) получены расчетные формулы [5], по которым можно определить характеристики вертикальных $u_2(t)$ и продольно-угловых $\varphi_2(t)$ колебаний гусеничной машины при движении по неровному опорному основанию, обладающему различными реологическими свойствами. При этом имеется возможность оценить влияние на колебания гусеничной машины её основных конструктивных параметров. В силу сложных математических выражений эти формулы в данной статье не приведены.

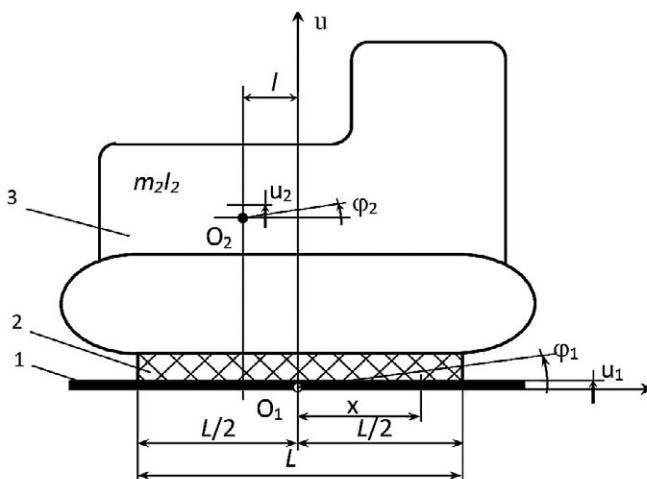


Рис. 1. Динамическая модель гусеничного трактора для исследований вертикальных и угловых колебаний с учетом реологических свойств опорного основания: 1 – подстилающий неровный слой; 2 – деформируемый слой опорного основания; 3 – гусеничная машина как абсолютно жесткое изделие массой m^2 ; u_i, φ_i – вертикальные и угловые перемещения подстилающего слоя ($i=1$) и гусеничной машины ($i=2$); l – расстояние между центром тяжести машины и серединой опорной поверхности гусениц; L – длина опорной поверхности гусениц.

Fig. 1. The dynamic model of a tracked vehicle for study of vertical on longitudinal-angular oscillations with considering of road surface rheological properties: 1 – an uneven bed course; 2 – a deformable layer of road surface; 3 – a tracked vehicle, considered as absolutely rigid body with mass m^2 ; u_i, φ_i are vertical and angular displacement of an uneven bed course ($i=1$) and a tracked vehicle ($i=2$); l is the distance between vehicle center of mass and the center of track-ground contact; L is the length of track-ground contact.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

На рис. 3 и 4 представлены графики изменения вертикальных и продольно-угловых колебаний гусеничных тракторов массой 4000, 7000 и 9000 кг в зависимости от параметров состояния слоя почвогрунта, а на рис. 5–8 – в зависимости от некоторых конструктивных параметров тракторов и гусеничного движителя при движении поперек пахоты при сплошной культивации с характеристикой неровностей по данным Аниловича В.Я. [7].

Здесь исходными значениями при имитационном моделировании были следующие (рис. 2): влажность почвы – 20%; плотность почвы – 1 г/см³; толщина слоя почвы – 0,3 м; параметры базовой кривой ползучести $\alpha=0,075$, $\beta=2,0$, $A=0,077$, $E_{\text{баз}}=2,5$ МПа: скорость трактора – 2 м/с; длина неровностей – 3 м; смещение центра

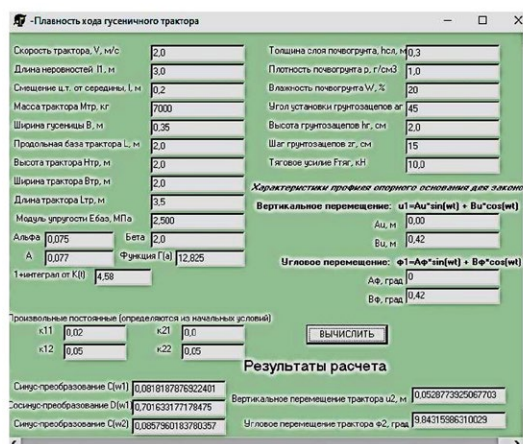


Рис. 2. Экранная форма программы по расчету показателей плавности хода гусеничных тракторов.

Fig. 2. The window of the program of calculation of tracked vehicles ride comfort characteristics.

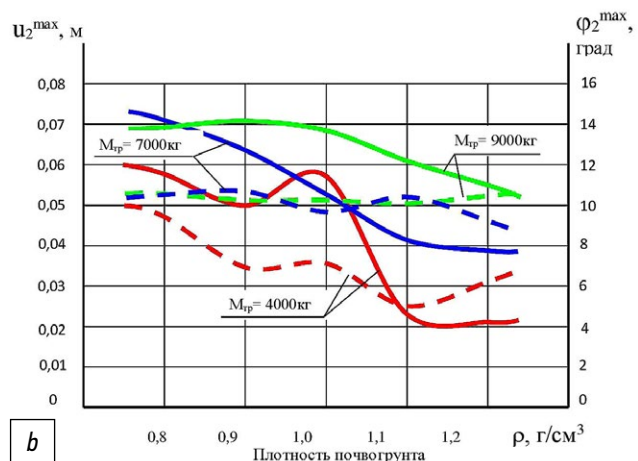
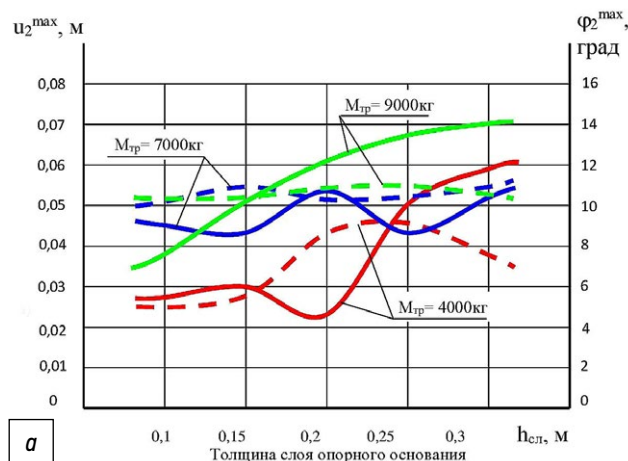


Рис. 3. Влияние толщины слоя почвогрунта (a) и его плотности (b) на вертикальные (сплошные линии) и продольно-угловые колебания (пунктирные линии) гусеничного трактора.

Fig. 3. The influence of thickness (a) and density (b) of a soil layer on vertical (solid lines) and longitudinal-angular (dashed lines) oscillations of a tracked tractor.

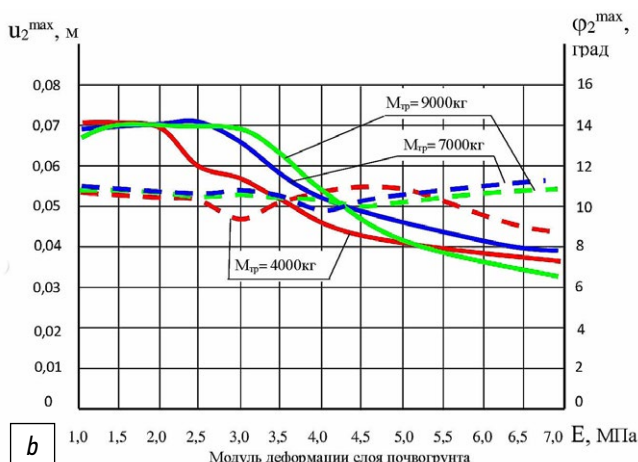
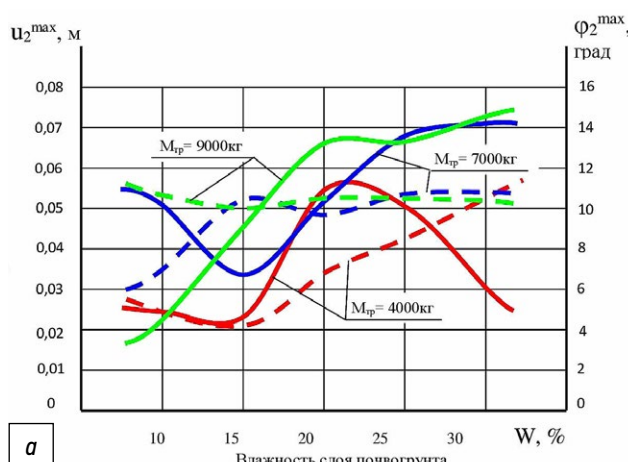


Рис. 4. Влияние влажности слоя почвогрунта (a) и его модуля деформации (b) на вертикальные (сплошные линии) и продольно-угловые колебания (пунктирные линии) гусеничного трактора.

Fig. 4. The influence of moisture (a) and modulus of deformation (b) of a soil layer on vertical (solid lines) and longitudinal-angular (dashed lines) oscillations of a tracked tractor.

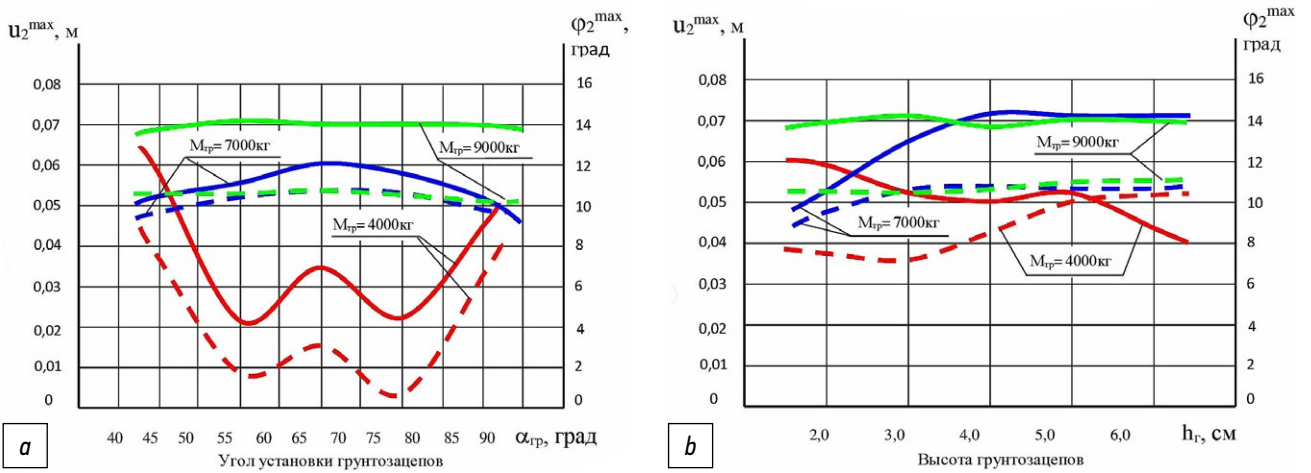


Рис. 5. Влияние угла установки гусеничных гусениц (а) и их высоты (б) на вертикальные (сплошные линии) и продольно-угловые колебания (пунктирные линии) гусеничного трактора.

Fig. 5. The influence of mount angle (a) and height (b) of grousers on vertical (solid lines) and longitudinal-angular (dashed lines) oscillations of a tracked tractor.

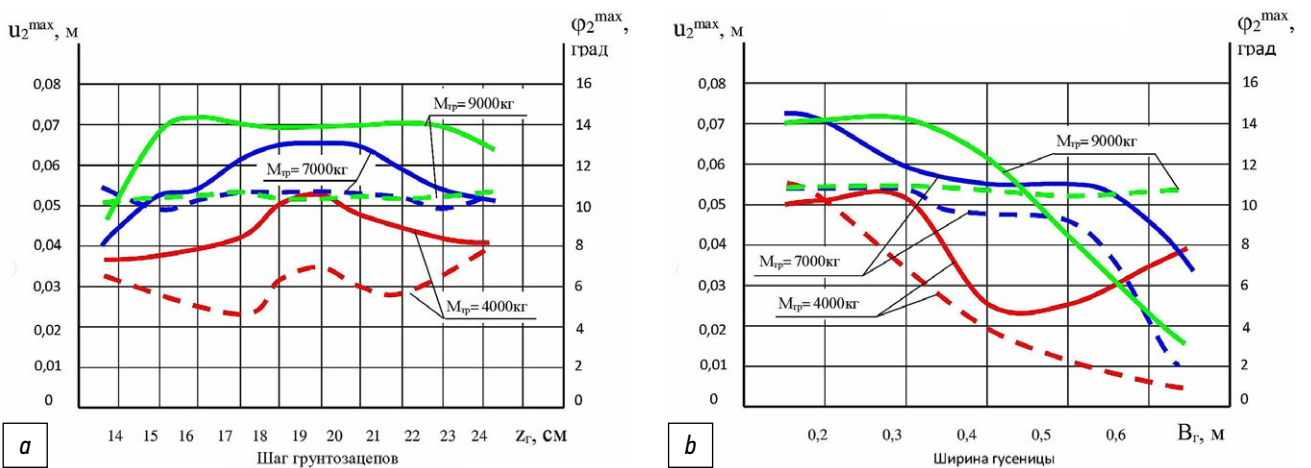


Рис. 6. Влияние шага гусеничных гусениц (а) и ширины гусеницы (б) на вертикальные (сплошные линии) и продольно-угловые колебания (пунктирные линии) гусеничного трактора.

Fig. 6. The influence of grouser pitch (a) and track width (b) on vertical (solid lines) and longitudinal-angular (dashed lines) oscillations of a tracked tractor.

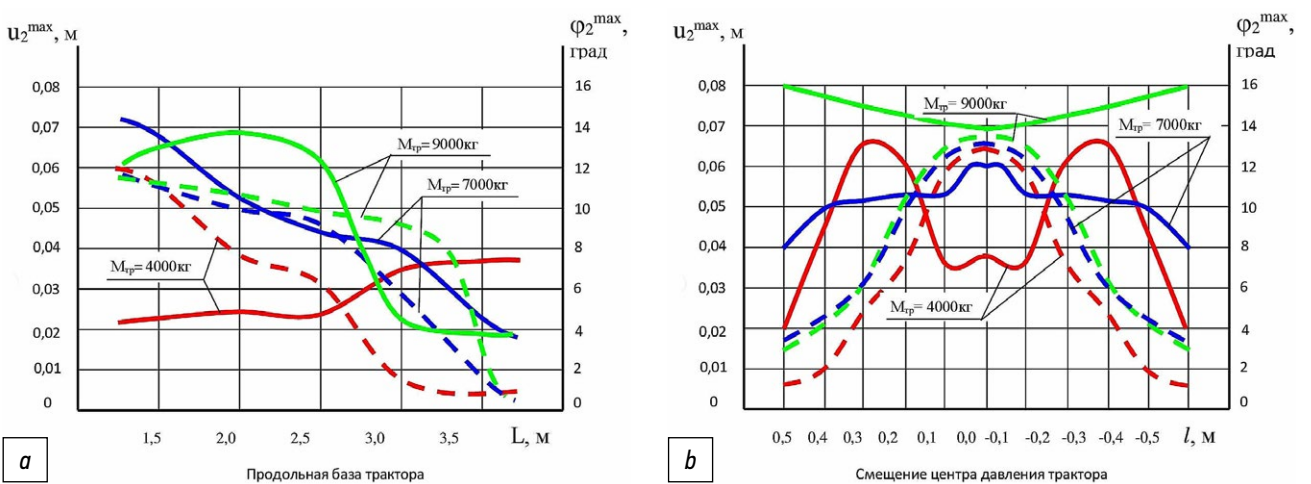


Рис. 7. Влияние продольной базы трактора (а) и смещения центра давления (б) на вертикальные (сплошные линии) и продольно-угловые колебания (пунктирные линии) гусеничного трактора.

Fig. 7. The influence of tractor base length (a) and offset of the pressure center (b) on vertical (solid lines) and longitudinal-angular (dashed lines) oscillations of a tracked tractor.

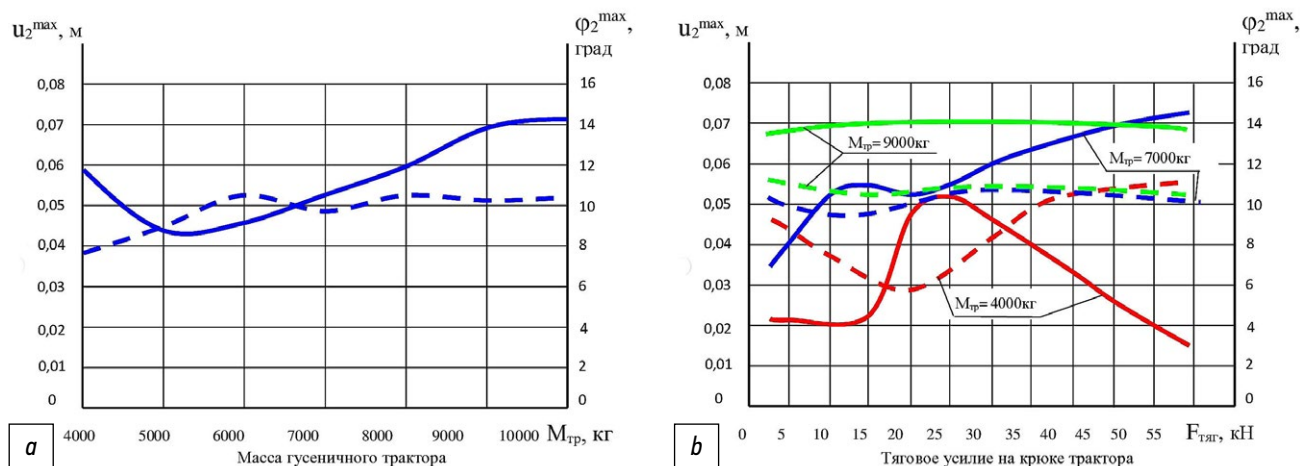


Рис. 8. Влияние массы гусеничного трактора (а) и тягового усилия на крюке (б) на вертикальные (сплошные линии) и продольно-угловые колебания (пунктирные линии).

Fig. 8. The influence of tracked tractor mass (a) and hook towing force (b) on vertical (solid lines) and longitudinal-angular (dashed lines) oscillations of a tracked tractor.

тяжести трактора от его середины вперед – 0,2 м: ширина гусеницы – 0,35 м: продольная база трактора – 2 м: высота, ширина и длина трактора, соответственно, 2 м, 2 м и 3,5 м: угол установки, высота и шаг грунтозацепов, соответственно, 45°, 2 см и 15 см: тяговое усилие трактора $F_{\text{тяг}}=10$ кН.

Неравномерность изменения искомых показателей объясняется запаздыванием воздействий во времени на систему последовательно от передней и задней областей опорной поверхности. Поэтому, в зависимости от угловой скорости продольно-угловых колебаний и изменяющегося модуля деформации слоя опорного основания по длине опорной поверхности, колебания усиливаются или уменьшаются. Максимумы и формы представленных характеристик могут изменяться и зависят не только от скорости движения и нагрузки на крюке трактора, но и от основных конструктивных параметров, таких как масса трактора, длина и ширина опорной поверхности гусеницы, смещение центра давления трактора. Отмечается существенное влияние параметров грунтозацепов для легких тракторов.

Установлено существенное влияние изменения параметров состояния слоя опорного основания в сочетании с изменением характера силового воздействия на него со стороны ходовой части трактора на амплитудные значения вертикальных и продольно-угловых колебаний, изменяющее их величины до 2–2,8 раз. При этом изменение влажности почвы наиболее значительно влияет на изменение колебаний для всех тракторов, а для легких тракторов большее значение имеет еще и толщина деформируемого слоя опорного основания.

На рис. 10 и 11 представлены графики изменения вертикальных колебаний зенитно-ракетного комплекса

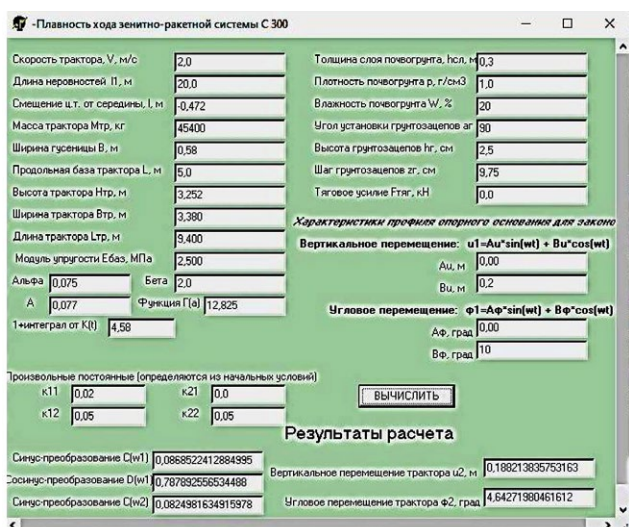


Рис. 9. Экранная форма программы по расчету показателей плавности хода зенитно-ракетного комплекса на базе гусеничного шасси 832М.

Fig. 9. The window of the program of ride characteristics calculation for the anti-aircraft missile system, based on the 832M tracked chassis.

(ЗРК) С-300В3 или С-300В4 массой 45400 кг в зависимости от параметров состояния слоя почвогрунта, а на рис. 12–15 – в зависимости от некоторых их конструктивных параметров при движении по пересеченной местности с амплитудными значениями вертикальных перемещений $B_{\text{в}}=0,2$ м и угловых перемещений $B_{\text{ф}}=10^\circ$.

При этом исходными значениями для имитационного моделирования были следующие (рис. 9): влажность почвогрунта – 20%; плотность почвогрунта – 1 г/см³; толщина слоя почвогрунта – 0,3 м; параметры базовой

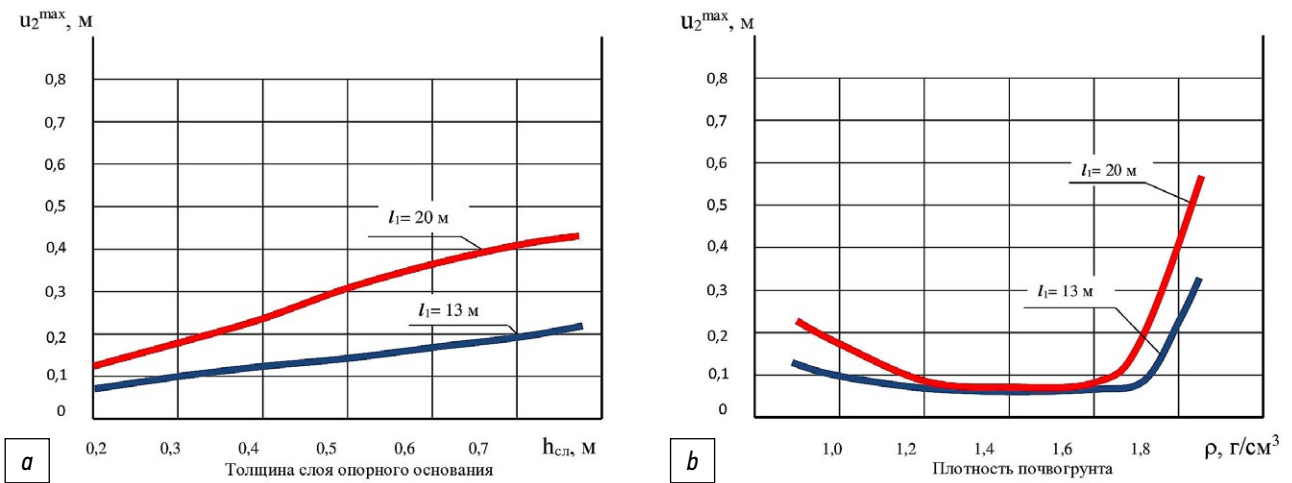


Рис. 10. Зависимость вертикальных колебаний ЗРК С-300ВЗ от толщины слоя почвогрунта (а) и его плотности (б).

Fig. 10. The dependence of vertical oscillations of the S-300V3 AMS on thickness (a) and density (b) of a soil layer.

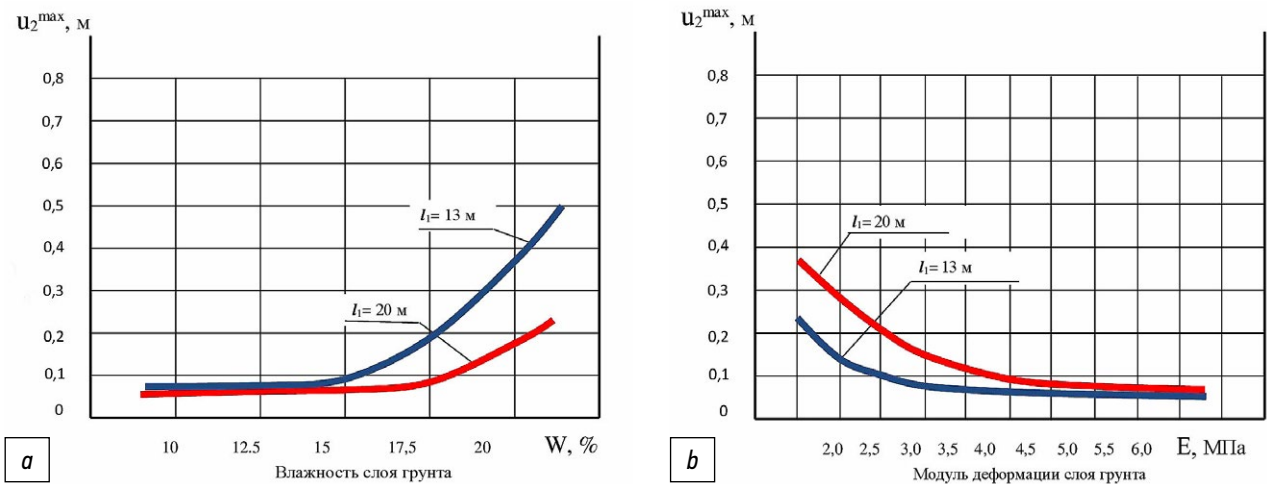


Рис. 11. Зависимость вертикальных колебаний зенитно-ракетной системы С-300 от влажности слоя грунта (а) и его модуля деформации (б).

Fig. 11. The dependence of vertical oscillations of the S-300V3 AMS on moisture (a) and module of deformation (b).

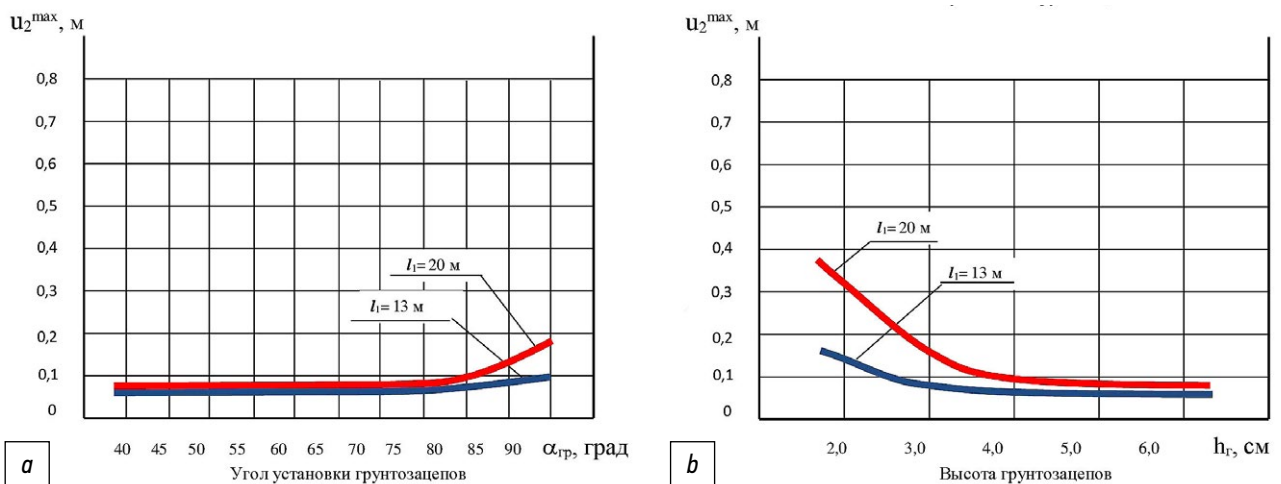


Рис. 12. Зависимость вертикальных колебаний зенитно-ракетной системы С-300 от угла установки гусениц (а) и их высоты (б).

Fig. 12. The dependence of vertical oscillations of the S-300V3 AMS on mount angle (a) and height (b) of grousers.

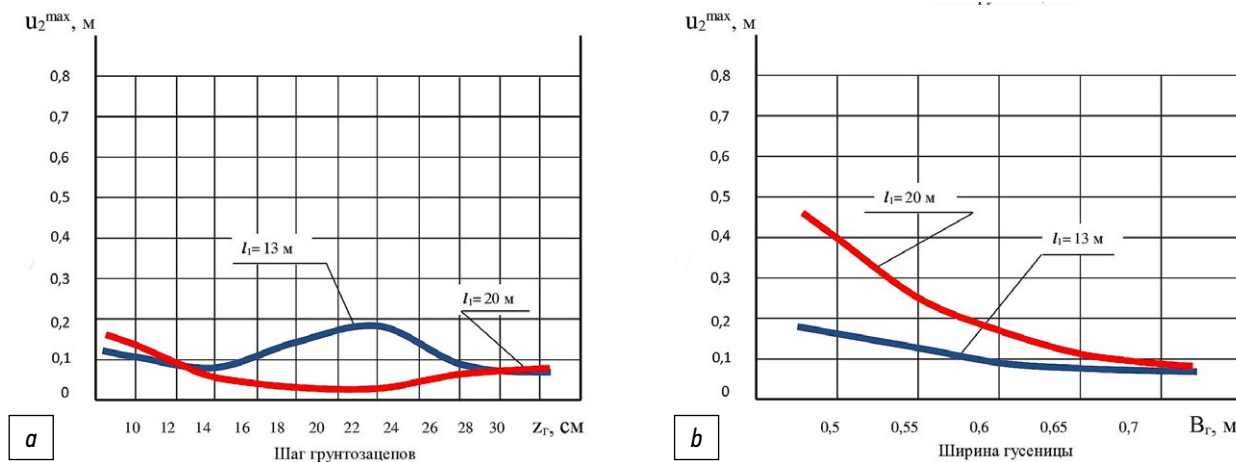


Рис. 13. Зависимость вертикальных колебаний зенитно-ракетной системы С-300 от шага грунтозацепов (а) и ширины гусеницы (b).
Fig. 13. The dependence of vertical oscillations of the S-300V3 AMS on grouser pitch (a) and track width (b).

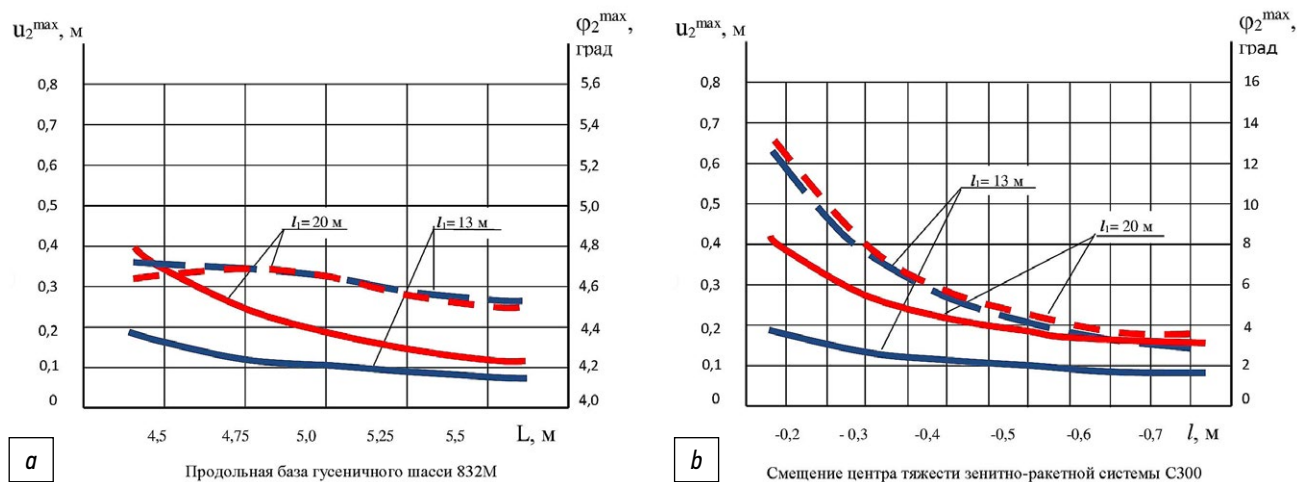


Рис. 14. Зависимость вертикальных (сплошные линии) и продольно-угловых колебаний (пунктирные линии) зенитно-ракетной системы С-300 от продольной базы (а) и смещения центра давления (b).
Fig. 14. The dependence of vertical (solid lines) and longitudinal-angular (dashed lines) oscillations of the S-300V3 AMS on base length (a) and offset of the pressure center (b).

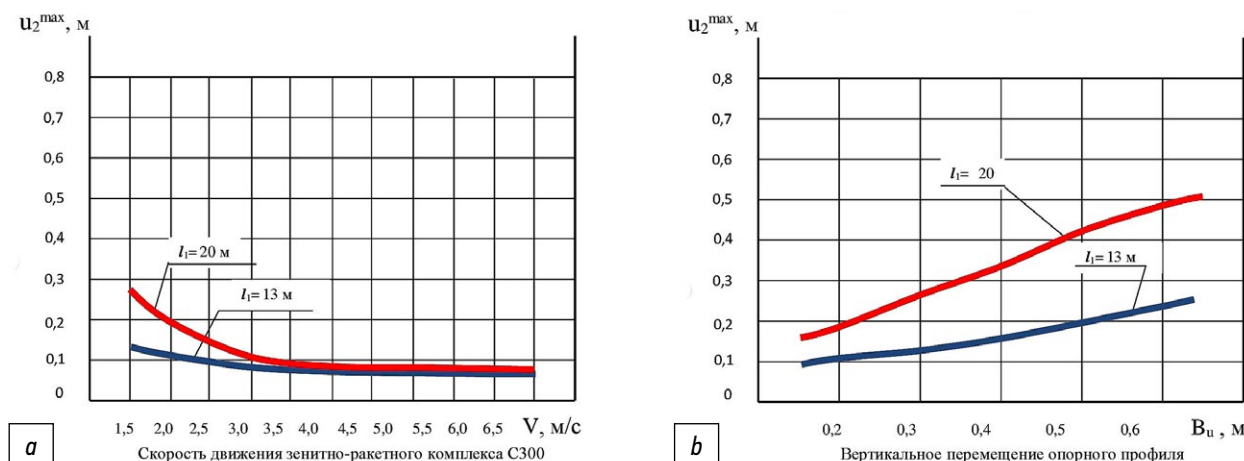


Рис. 15. Зависимость вертикальных колебаний зенитно-ракетной системы С-300 от скорости движения (а) и вертикального перемещения опорного профиля (b).
Fig. 15. The dependence of vertical oscillations of the S-300V3 AMS on velocity (a) and vertical displacement of road profile (b).

кривой ползучести аналогичны условиям движения гусеничных тракторов (для сравнения) $\alpha=0,075$, $\beta=2,0$, $A=0,077$, $E_{\text{баз}}=2,5$ МПа; скорость зенитно-ракетного комплекса – 2 м/с; длина неровностей $l_1=13$ м и $l_2=20$ м; смещение центра тяжести ЗРК С-300В3 и С-300В4 от середины опорной поверхности гусеницы назад – 0,472 м; ширина гусеницы – 0,58 м; продольная база – 5 м; высота, ширина и длина ЗРК, соответственно, 3,252 м, 3,380 м и 9,400 м; угол установки, высота и шаг грунтозацепов, соответственно, 90°, 2,5 см и 9,75 см; тяговое усилие ЗРК $F_{\text{тяг}}=0$ кН.

Расчеты показали, что продольно-угловые колебания ЗРК С-300В3 или С-300В4 на базе гусеничного шасси 832М при заданных исходных значения параметров находились в пределах 4...5 градусов, что вполне удовлетворительно сказывается на показателях плавности хода ЗРК, имеющего внушительную массу и, самое главное, вертикальную координату общего центра тяжести, составляющую 2,102 м от поверхности опорного основания или опорной поверхности гусеницы.

Такие незначительные величины продольно-угловых колебаний подтверждают правильность выбора в свое время конструктивных решений зенитно-ракетного комплекса, что обеспечивает минимальные значения инерционных нагрузок конструктивного расположения различных узлов и систем, а следовательно, и внутренних динамических нагрузок в этих узлах и системах, что существенно увеличивает их ресурсные показатели.

Компоновка ЗРК С-300В3 и С-300В4, обеспечившая горизонтальное смещение центра тяжести (центра давления) относительно середины опорной поверхности гусеницы на 0,472 м назад, позволила также снизить и амплитудные значения вертикальных колебаний ЗРК, которые меняются по-разному в зависимости от различных факторов колебательной системы, представленных в математической модели (1) – (5).

Следует особым образом заметить, что дальнейшее смещение центра давления гусеничного движителя назад по ходу движения ЗРК приводит к значительному снижению тягово-сцепных качеств ходовой системы, повышению сопротивления движению, буксования и снижению в целом проходимости ЗРК, что недопустимо в особо тяжелых условиях передвижения.

Как показали отдельные расчеты, смещение центра тяжести машины хотя бы на 0,2 м вперед привело бы к значительным и недопустимым увеличениям вертикальных колебаний ЗРК в различных условиях эксплуатации, резко снизив плавность хода рассматриваемой гусеничной машины.

Многолетние и даже десятилетние усилия конструкторов и испытателей военной техники путем многочисленных проб и ошибок все же позволили создать

практически совершенную зенитно-ракетную систему С-300В3 или С-300В4 с точки зрения высокой надежности гусеничного шасси 832М и подобных ему.

Такие длительные по времени проектирование, конструирование, изготовление и испытания рассматриваемых ЗРК объясняются отсутствием на тот период развития науки реологического подхода к оценке физико-механических характеристик опорного основания гусеничных машин, учитывающего фактор времени и фактор скорости изменения контактных давлений под гусеничным движителем, на которые раньше не достаточно или вовсе не обращалось внимания. Отсутствие в то время современной вычислительной техники, программного обеспечения и IT-технологий значительно тормозили эффективное проектирование и создание многообразных технических систем, включая различные мобильные энергетические средства.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Представленная математическая модель по оценке параметров плавности хода гусеничных машин позволила получить результаты имитационного моделирования колебаний гусеничных тракторов и зенитно-ракетного комплекса С-300 на базе гусеничного шасси 832М при перемещении по неровному деформируемому опорному основанию с описанием его характеристик на основе недавно разработанного реологического подхода.

Установлено, что для менее тяжелых гусеничных машин плавность хода меняется значительно интенсивнее в зависимости от разнообразных влияющих факторов, к которым в первую очередь относятся конструктивные и технологические, а также условия внешней среды, влияющие на изменение параметров состояния опорного основания. Также значительное влияние на изменение характеристик плавности хода гусеничных машин оказывают продольная база (длина опорной поверхности гусеницы) машины и смещение центра давления гусеничного движителя от середины его опорной поверхности.

Имитационное моделирование плавности хода зенитно-ракетного комплекса С-300 подтвердило адекватность применяемой математической модели и оптимальность выбора конструктивных параметров гусеничной машины. Наиболее важным из всех определений параметр смещения центра тяжести относительно середины опорной поверхности гусеницы гусеничного шасси 832М.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Вклад авторов. С.В. Носов, Н.Е. Перегудов – поиск публикаций по теме статьи, написание текста рукописи,

редактирование текста рукописи, редактирование текста рукописи, создание изображений. Все авторы подтверждают соответствие своего авторства международным критериям *ICMJE* (все авторы внесли равноправный вклад в разработку концепции, проведение исследования и подготовку статьи).

Конфликт интересов. Авторы декларируют отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с публикацией настоящей статьи.

Источник финансирования. Авторы заявляют об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования.

ADDITIONAL INFORMATION

Authors' contribution. *S.V. Nosov, N.E. Peregudov* contributed to analysis of research topic publications, data processing and images design, edited the manuscript. All authors certify that they meet the *ICMJE* international criteria for authorship.

Competing interests. The authors declare no any transparent and potential conflict of interests in relation to this article publication.

Funding source. This study was not supported by any external sources of funding.

ЛИТЕРАТУРА

1. Носов С.В. Мобильные энергетические средства: выбор параметров и режимов работы через реологические свойства опорного основания: монография. Липецк: ЛГТУ, 2006. 228 с.
2. Перегудов Н.Е., Носов С.В. Гусеничный трактор: исследования особенностей взаимодействия со слоем почвы: монография. Елец: Елецкий государственный университет им. И.А. Бунина, 2020. 151 с.
3. Носов С.В., Перегудов Н.Е. Математическая модель взаимодействия гусеничного движителя с опорным основанием // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2006. № 11, С. 29–33.

4. Носов С.В., Перегудов Н.Е. Развитие деформации и изменение плотности почвогрунта под трактом гусеничной машины // Тракторы и сельхозмашины. 2009. № 11. С. 14–16.
5. Носов С.В. Математическое моделирование динамики наземных транспортно-технологических средств при взаимодействии с деформируемым опорным основанием: монография. Липецк: Изд-во Липецкого государственного технического университета, 2016. 164 с.
6. Колтунов М.А. Ползучесть и релаксация. М.: Высшая школа, 1976. 278 с.
7. Барский И.Б., Анилович В.Я., Кутьков Г.М. Динамика трактора. М.: Машиностроение, 1973. 280 с.

REFERENCES

1. Nosov SV. Mobil'nye energeticheskie sredstva: vybor parametrov i rezhimov raboty cherez reologicheskie svoystva opornogo osnovaniya. Lipetsk: LGTU; 2006. (In Russ).
2. Peregudov NE, Nosov SV. Gusenichnyi traktor: issledovaniya osobennostei vzaimodeistviya so sloem pochvy. Elets: Eletskiy gosudarstvennyi universitet im. I.A. Bunina; 2020. (In Russ).
3. Nosov SV, Peregudov NE. Matematicheskaya model' vzaimodeistviya gusenichnogo dvizhitelya s opornym osnovaniem. Traktory i sel'skokhozyaistvennye mashiny. 2006;(11):29–33. (In Russ).

4. Nosov SV, Peregudov NE. Razvitie deformatsii i izmenenie plotnosti pochvogrunta pod trakom gusenichnoi mashiny. Traktory i sel'khoz mashiny. 2009;(11):14–16. (In Russ).
5. Nosov SV. Mathematical modeling of the dynamics of terrestrial transport-technological means in interaction with a deformable support base. Lipetsk: Izd-vo Lipetskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta; 2016. (In Russ).
6. Koltunov MA. Polzuchest' i relaksatsiya. Moscow: Vysshaya shkola; 1976. (In Russ).
7. Barskii IB, Anilovich VYa, Kut'kov GM. Dinamika traktora. Moscow: Mashinostroenie; 1973. (In Russ).

ОБ АВТОРАХ

***Носов Сергей Владимирович,**

профессор, д.т.н.,
кафедра «Транспортных средств и техносферной безопасности»;
адрес: Россия, 398055, г. Липецк, ул. Московская, д. 30,
корпус Б;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8427-1606>;
eLibrary SPIN: 2387-5413;
e-mail: nosovsergej@mail.ru

Перегудов Николай Евгеньевич,

к.т.н., доцент,
кафедра «Транспортных средств и техносферной безопасности»;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8352-3939>;
eLibrary SPIN: 9664-2946;
e-mail: ne_peregoodov@mail.ru

***Автор для переписки**

AUTHORS' INFO

***Sergei V. Nosov,**

Dr. Sci. (Engin.), Professor,
"Vehicles and Technosphere Safety" Department;
address: 30 Moskovskaya street, B.B, Lipetsk,
398055, Russia;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8427-1606>;
eLibrary SPIN: 2387-5413;
e-mail: nosovsergej@mail.ru

Nicholay E. Peregoodov,

Cand. Sci. (Engin.), Associate Professor,
"Vehicles and Technosphere Safety" Department;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8352-3939>;
eLibrary SPIN: 9664-2946;
e-mail: ne_peregoodov@mail.ru

***Corresponding author**

УДК 621.333.5

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-105128>

Оригинальное исследование

Обоснование конструктивных параметров лопатки роторного рабочего органа разбрасывателя твёрдых удобрений

А.А. Шварц, И.В. Коротков

Курская государственная сельскохозяйственная академия имени И.И. Иванова, Курск, Россия

АННОТАЦИЯ

Введение. В целях значительного повышения плодородия почвы, а также восполнения ее запасов микро-, мезо- и макроэлементов в сельскохозяйственном производстве применяют органические, минеральные, органоминеральные удобрения в гранулированной или порошковидной форме. Для рассева удобрений по поверхности поля производители сельхозтоваров применяют машины с рабочими органами центробежного типа на горизонтальной или вертикальной осях вращения. Во исполнение задачи сокращения затрат времени смены ряд исследователей считает целесообразным применение низкорамной конструкции машины для возможной ее загрузки напрямую из кузова самосвала. Для машин такой конструкции наиболее приемлемыми являются разбрасывающие рабочие органы роторного типа с лопатками на горизонтальной оси вращения.

Цель исследования. Статья посвящена обоснованию конструктивных параметров лопастей разбрасывающего рабочего органа роторного типа низкорамного кузовного разбрасывателя твердых минеральных и органоминеральных удобрений.

Методы. Теоретически обоснована длина рабочей поверхности лопатки ротора с горизонтальной осью вращения для наиболее равномерного распределения твердых удобрений. Приведен пример расчета длины лопасти такого устройства исходя из ранее установленных габаритных размеров разбрасывателя.

Результаты. На основании экспериментальных данных подтверждена целесообразность применения лопаток желобообразной формы длиной 110 мм. Установлены наиболее эффективные конструктивные параметры размеров лопастей ротора для рассева удобрений с учетом купирования возможных вариантов дробления гранул удобрений за счет недопущения их повторного обращения внутри кожуха ротора. Аргументирована актуальность исследований устройств с роторными рабочими органами на горизонтальных осях вращения.

Выводы. Предложены возможные перспективы предстоящих исследований и возможности дальнейшего совершенствования разбрасывателя гранулированных удобрений низкорамной конструкции.

Ключевые слова: разбрасыватель; ротор; удобрения; лопасть; лопатка; внесение удобрений; коэффициент трения.

Для цитирования:

Шварц А.А., Коротков И.В. Обоснование конструктивных параметров лопатки роторного рабочего органа разбрасывателя твердых удобрений // Тракторы и сельхозмашины. 2022. Т. 89, № 2. С. 133–140. DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-105128>

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-105128>

Original study article

Justification of the design parameters of the blade of the rotary working body of the solid fertilizer spreader

Anatoly A. Shvarts, Ilya V. Korotkov

Kursk State Agricultural Academy named after I.I. Ivanov, Kursk, Russia

ABSTRACT

BACKGROUND: Organic, mineral and organomineral fertilizers in both granular and powder form are used in agricultural production in order to increase of soil fertility significantly, as well as to replenish soil reserves of micro-, meso- and macroelements. For fertilizer screening on a surface of a field, agricultural producers use machines with centrifugal-type working bodies which have horizontal or vertical rotation axis. In pursuance of the task of reducing the shift time consumption, a number of researchers find it reasonable to use a low-frame design of the machine to make direct loading of it from the dump truck body possible. For machines, having such design, rotary spreading working bodies with blades on a horizontal rotation axis are the most suitable.

AIMS: The article is concerned with the justification of the design parameters of the blades of the rotary spreading working body of the low-frame body spreader of solid mineral and organomineral fertilizers.

METHODS: The length of the working surface of the rotor blade with a horizontal rotation axis is justified theoretically for the most uniform distribution of solid fertilizers. An example of calculating the length of the blade of such a device based on the previously established overall dimensions of the spreader is given.

RESULTS: On the basis of experimental data, the expediency of using trough-shaped blades with a length of 110 mm was confirmed. The most effective design parameters of the dimensions of the rotor blades for screening fertilizers were established, taking into account the reduction of possible options for fertilizer granules crushing by means of preventing their recirculation inside the rotor casing. The relevance of research of devices with rotary working bodies on horizontal axes of rotation is argued.

CONCLUSIONS: Possible prospects for future research and the possibility of further improvement of the low-frame granular fertilizer spreader are proposed.

Keywords: *spreader; rotor; fertilizer; blade; fertilization; friction coefficient.*

Cite as:

Shvarts AA, Korotkov IV. Justification of the design parameters of the blade of the rotary working body of the solid fertilizer spreader. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2022;89(2):133–140. DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-105128>

Received: 19.03.2022

Accepted: 15.04.2022

Published: 15.05.2022

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время для поверхностного распределения удобрений в гранулированной и порошковидной форме производители сельхозтоваров применяют распределители удобрений прицепной или навесной конструкции с различными вариантами рабочих органов: центробежного с лопастями на вертикальной или горизонтальной осях вращения, маятникового или штангового исполнения [1]. Основными задачами исследований в области совершенствования машин для поверхностного внесения удобрений являются снижение показателей неравномерности распределения удобрений, увеличение ширины посева, а также снижение затрат времени и труда на операцию внесения удобрений [2, 3].

Машины с центробежными рабочими органами, расположенными на горизонтальных осях вращения, не нашли широкого применения в серийном производстве, однако некоторые исследования [4–6] показывают целесообразность совершенствования и применения таких устройств для посева удобрений. В частности, известен экспериментальный низкорамный разбрасыватель удобрений, разработанный профессором А.Н. Репетовым [7, 8]. Его преимуществом является низкорамная конструкция, которая позволяет осуществлять загрузку удобрений напрямую из кузова самосвала, что значительно сокращает затраты времени смены на операцию внесения удобрений. К тому же, ряд исследований в этой сфере показывает, что возможен значительный рост производительности устройств с разбрасывающими рабочими органами броскового типа при установке на вышеупомянутый разбрасыватель второго ротора для распределения удобрений в противоположном направлении [1, 9]. Конструкция лопастных рабочих органов показала свою эффективность [4], однако процесс движения частиц удобрений по лопаткам таких устройств, а также движения частиц после их вылета из барабана еще не исследован в полной мере.

ЦЕЛЬ ИССЛЕДОВАНИЯ

Обоснование является обоснование длин рабочих поверхностей желобообразных лопастей роторов с рабочими органами на горизонтальных осях вращения.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

На первом этапе исследования работы двухроторной машины для внесения удобрений определялась длина рабочей поверхности лопастей разбрасывающего рабочего органа.

Рассмотрим движение частиц удобрений перед вылетом из роторного рабочего органа с горизонтальной осью вращения. На частицу в этом случае оказывают влияние положение лопаток ротора, радиус ротора, а также длина рабочей поверхности лопаток.

Из конструктивных соображений, связанных с габаритными размерами машины по ширине, диаметр каждого из двух роторов двухбарабанного разбрасывателя удобрений не может быть больше 700 мм. Размеры выгрузного окна прямоугольного сечения, выполненного в боковой стенке кожуха ротора, приняты пропорционально соответствующим размерам ранее установленных для однобарабанного разбрасывателя с диаметром ротора 1080 мм. Таким образом, ширина выгрузного отверстия составила 110 мм, высота – 200 мм. Выгрузное отверстие расположено под углом $\alpha = 35^\circ$ к горизонту (рис. 1).

Из рис. 1 следует, что угол поворота лопастей ротора за время выгрузки составляет $\omega t = 64,37^\circ = 1,12$ рад. В работе Б.П. Беседина [4] установлен угол наклона лопастей к радиальному положению $\psi = 12^\circ$ назад относительно направления вращения.

Согласно исследованиям М.Г. Догановского, Е.В. Козловского и В.В. Рядных [10], существует зависимость между углом поворота лопастей ротора за время выгрузки частиц удобрения, радиусом внешней кромки лопатки и длиной ее рабочей поверхности:

$$\omega t = \frac{\cos \varphi}{1 - \sin \varphi} \ln \frac{2 \cdot (r_0 \cos(\varphi + \psi) + l_p \cos \varphi)}{r_0 (1 + \sin \varphi) \cos(\varphi + \psi)}, \quad (1)$$

где ω – угловая скорость вращения ротора, мин^{-1} ; t – время движения лопатки ротора вдоль выгрузного окна; $\varphi = \arctg(f)$ – угол трения частицы о лопатку; r_0 – радиус внутренней кромки лопатки; l_p – длина рабочей поверхности лопатки.

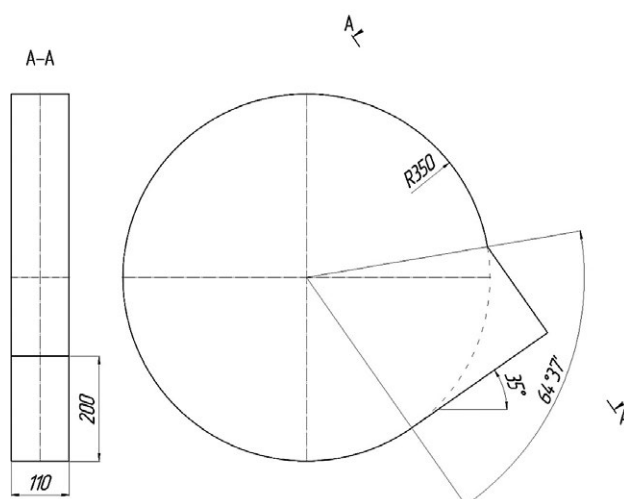


Рис. 1. Кожух ротора разбрасывателя гранулированных удобрений.

Fig. 1. Rotor cover of a granular fertilizer spreader.

Преобразуем уравнение (1):

$$\frac{2 \cdot (r_0 \cos(\varphi + \psi) + l_p \cos \varphi)}{r_0(1 + \sin \varphi) \cos(\varphi + \psi)} = e^{\frac{\omega t(1 - \sin \varphi)}{\cos \varphi}}.$$

Радиус внутренней кромки лопатки равен:

$$r_0 = r - l_p. \quad (2)$$

Тогда

$$\frac{2 \cdot ((r - l_p) \cos(\varphi + \psi) + l_p \cos \varphi)}{(r - l_p)(1 + \sin \varphi) \cos(\varphi + \psi)} = e^{\frac{\omega t(1 - \sin \varphi)}{\cos \varphi}}$$

или

$$\frac{2 \cdot (r \cos(\varphi + \psi) - l_p \cos(\varphi + \psi) + l_p \cos \varphi)}{r \cos(\varphi + \psi) - l_p \cos(\varphi + \psi) + r \sin \varphi \cos(\varphi + \psi) - l_p \sin \varphi \cos(\varphi + \psi)} = e^{\frac{\omega t(1 - \sin \varphi)}{\cos \varphi}}.$$

Следовательно,

$$\begin{aligned} & 2 \cdot (r \cos(\varphi + \psi) - l_p \cos(\varphi + \psi) + l_p \cos \varphi) = \\ & = e^{\frac{\omega t(1 - \sin \varphi)}{\cos \varphi}} (r \cos(\varphi + \psi) - l_p \cos(\varphi + \psi) + r \sin \varphi \cos(\varphi + \psi) - l_p \sin \varphi \cos(\varphi + \psi)). \end{aligned}$$

В результате

$$\begin{aligned} & l_p \left(2 \cos \varphi - 2 \cos(\varphi + \psi) + e^{\frac{\omega t(1 - \sin \varphi)}{\cos \varphi}} \cdot (\cos(\varphi + \psi) + \sin \varphi \cos(\varphi + \psi)) \right) = \\ & = e^{\frac{\omega t(1 - \sin \varphi)}{\cos \varphi}} \cdot (r \cos(\varphi + \psi) + r \sin \varphi \cos(\varphi + \psi)) - 2r \cos(\varphi + \psi). \end{aligned}$$

Выразим l_p :

$$l_p = \frac{e^{\frac{\omega t(1 - \sin \varphi)}{\cos \varphi}} \cdot (r \cos(\varphi + \psi) + r \sin \varphi \cos(\varphi + \psi)) - 2r \cos(\varphi + \psi)}{2 \cos \varphi - 2 \cos(\varphi + \psi) + e^{\frac{\omega t(1 - \sin \varphi)}{\cos \varphi}} \cdot (\cos(\varphi + \psi) + \sin \varphi \cos(\varphi + \psi))}. \quad (3)$$

Исследования [11] показывают, что коэффициент трения по металлу f гранул различных типов удобрений изменяется в пределах 0,31...0,55, а удобрений порошковой формы по металлу – до 0,71 [12].

Исходя из работ [4, 13] принимаем количество лопастей разбрасывателя 6 штук. Таким образом, при $r_0 = 0,35$ м, $\psi = 12^\circ = 0,21$ рад, $\varphi = \arctg(f) = \arctg(0,31) = 0,30$ рад, $\omega t = 1,12$ рад длина рабочей поверхности лопатки составит $l_p = 0,11$ м (рис. 2).

Примем значение угла трения $\varphi = \arctg(f) = \arctg(0,55) = 0,50$ рад, что соответствует коэффициенту трения гранулированного суперфосфата по металлу при неизменных значениях $r_0, \psi, \omega t$, тогда длина рабочей поверхности лопатки составит $l_p = 0,096$ м.

При применении порошковой формы суперфосфата с коэффициентом трения $f = 0,71$, $\varphi = \arctg(f) = \arctg(0,71) = 0,62$ рад, длина рабочей поверхности лопатки составит $l_p = 0,089$ м. При дальнейшем уменьшении длины лопатки работа разбрасывателя будет неэффективна. Следовательно, длина лопатки $l_p = 0,11$ м обеспечит сход всех видов гранулированных и порошкообразных удобрений с коэффициентом трения более 0,31 с лопаток в границах выгрузного окна.

В работе [4] установлена эффективность применения лопаток желобообразной формы с точки зрения влияния лопаток такой формы на дальность полета частиц удобрений и плотность посева.

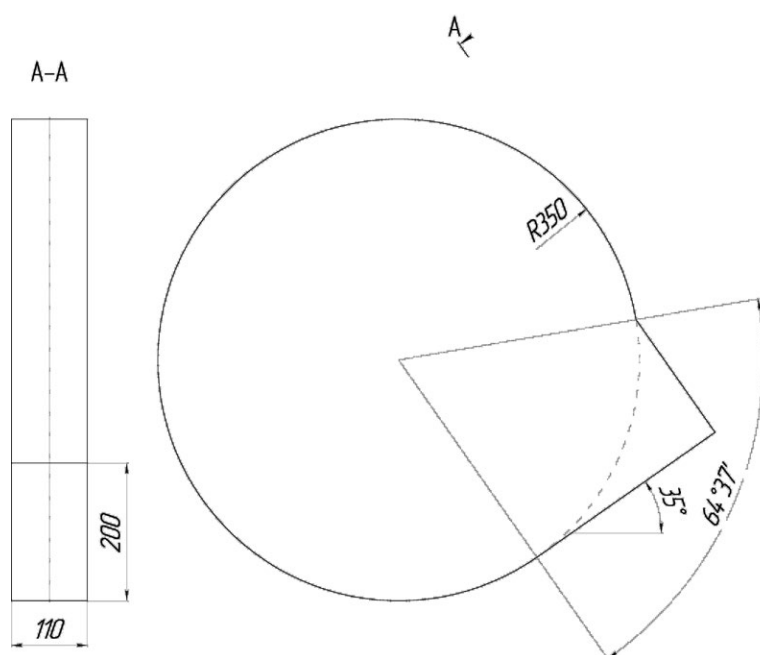


Рис. 2. Общий вид ротора разбрасывателя гранулированных удобрений.

Fig. 2. General view of the rotor of a granular fertilizer spreader.

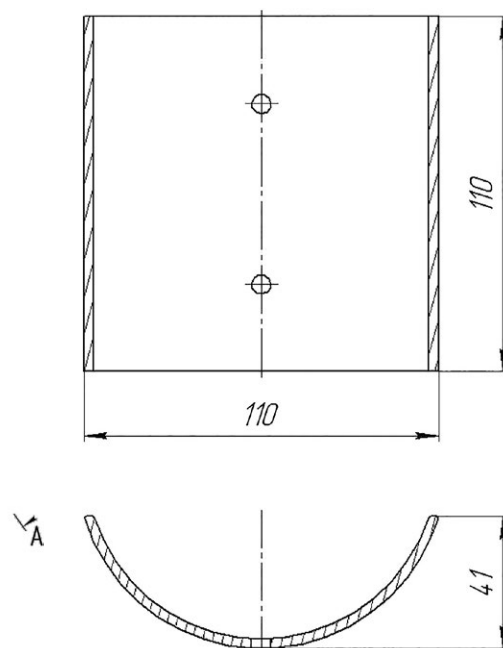


Рис. 3. Форма лопатки ротора.

Fig. 3. Shape of the rotor blade.

Таким образом, принимаем форму лопаток ротора квадратного сечения с длиной грани 110 мм, толщиной стенок 3 мм, высотой желоба 41 мм (рис. 3).

Крепятся лопатки такой формы посредством болтовых соединений к лопастям ротора.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

С учетом вышеизложенного разработано устройство для поверхностного распределения удобрений.

Конструкция экспериментального распределителя предполагает подачу вносимого материала к рабочим органам ленточным транспортером через загрузочное окно посредством шнека-питателя (рис. 4 и 5).

Ленточный транспортер, применяемый на разбрасывателе, движется со скоростью 0,0008...0,013 м/с, что позволяет обеспечить дозу внесения удобрений в 0,1...2,0 т/га при ширине лопаток ротора 110 мм.

Разбрасыватель удобрений работает следующим образом: удобрения посредством ленточного



Рис. 4. Экспериментальный разбрасыватель твёрдых удобрений.

Fig. 4. The experimental solid fertilizer spreader.

транспортёра через шнек-питатель поступают к лопастным рабочим органам. Лопастные рабочие органы вращаются в направлении выгрузных отверстий. Удобрения под воздействием вращающихся лопастей выбрасываются через выгрузные отверстия и осыпаются на поверхность поля.

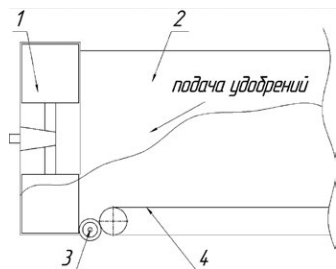


Рис. 5. Схема подачи удобрений к рабочим органам: 1 – роторы разбрасывателя гранулированных удобрений; 2 – кузов разбрасывателя; 3 – шнек-питатель; 4 – транспортер.

Fig. 5. Scheme of fertilizer supply to the working bodies: 1 – granular fertilizer spreader rotors; 2 – spreader body; 3 – feeding screw; 4 – conveyor.

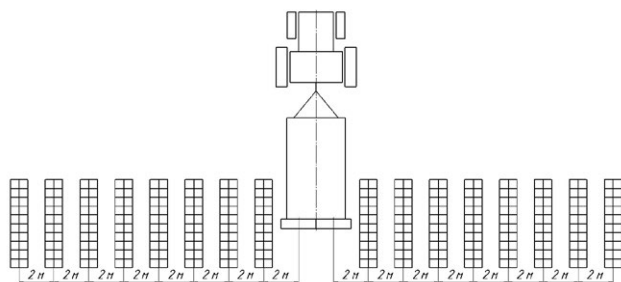


Рис. 6. Схема размещения пробоотборников при стационарном эксперименте.

Fig. 6. Layout of placement of samplers for a stationary experiment.

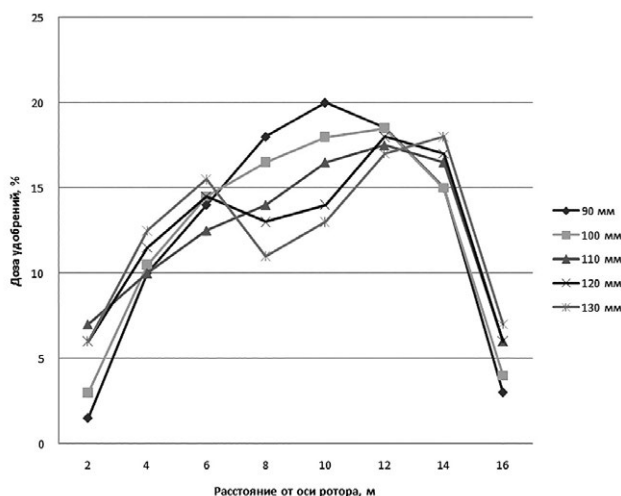


Рис. 7. Графики средних значений (в процентах) распределения удобрений при работе рабочих органов с лопастями длиной 90, 100, 110, 120 и 130 мм.

Fig. 7. Graphs of the average values (in percent) of the distribution of fertilizers during the operation of working bodies with blades length of 90, 100, 110, 120 and 130 mm.

Исследование процессов распределения гранулированных удобрений роторным рабочим органом проводилось по методике [14]. В соответствии с работой [15] определяются метеорологические условия испытаний, такие как скорость ветра, температура и относительная влажность воздуха.

Для определения дальности разброса гранулированных удобрений роторным рабочим органом с горизонтальной осью вращения проводились исследования машины на стационаре. Для этого расставили пробоотборники размером 0,5×0,5 м в 8 рядов каждые два метра от осей вращения роторов (рис. 6). Кузов машины был наполнен гранулированным карбамидом, коэффициент трения по металлу которого составляет 0,31.

Повторность опытов с каждым типом лопаток трехкратная. Исследована дальность и плотность рассева удобрений разбрасывающим рабочим органом. Были произведены исследования лопастей желобообразной формы различной длины (90 мм, 100 мм, 110 мм, 120 мм, 130 мм). Результаты исследований представлены на рис. 7.

Согласно графикам (см. рис. 7), при рассеве удобрений рабочими органами с лопастями длиной 90 и 100 мм наблюдается общая тенденция к низким значениям рассева удобрений вблизи разбрасывающего рабочего органа. При распределении удобрений лопастями длиной 120 и 130 мм намечается склонность к появлению наиболее неравномерного распределения удобрений по ширине. Эту зависимость связываем с возможным сгуживанием материала в нижней части разбрасывающего рабочего органа ввиду перемещения вносимых удобрений внутри кожуха на второй круг.

Наиболее равномерное распределение удобрений получается при внесении их роторным рабочим органом с лопастями длиной 110 мм. При этом наблюдается общая для всех вариантов тенденция к наиболее плотному потоку материала ближе к краю распределения относительно центра полосы рассева (на расстоянии 12–14 м от оси вращения ротора). Наименьшая доза удобрений во всех рассматриваемых случаях оказалась в непосредственной близости к машине, а также за выраженным пиком дозы внесения (на расстоянии более 14 м от оси вращения ротора).

ВЫВОДЫ

В результате теоретических исследований и экспериментальных испытаний было установлено, что рассев гранулированного карбамида с коэффициентом трения гранул по металлу 0,31 наиболее эффективен при длине желобообразных лопаток длиной 110 мм при диаметре ротора 700 мм.

Равномерность распределения удобрений в этом случае на участке от 6 до 14 м от оси вращения ротора

составила не более 19%, что соответствует агротехническим требованиям для внесения удобрений [16]. Однако на участке от 0 до 6 м от оси вращения ротора равномерность внесения удобрений ниже, чем предполагается агротехническими требованиями. К тому же, при установке на разбрасыватель двух роторов, разбрасывающих удобрения в противоположных друг другу направлениях, полоса под машиной (между осями вращения роторов) останется практически незасеянной. Для решения этой проблемы предполагаем установку между роторами дополнительного разбрасывающего устройства, обоснование применения и конструктивных особенностей которого являются перспективой и целью наших дальнейших исследований.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Вклад авторов. [А.А. Шварц] – редактирование текста рукописи, утверждение финальной версии; И.В. Коротков – поиск публикаций по теме статьи, написание текста рукописи, создание изображений.

Все авторы подтверждают соответствие своего авторства международным критериям *ICMJE* (все авторы внесли

существенный вклад в разработку концепции, проведение исследований и подготовку статьи).

Конфликт интересов. Авторы декларируют отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с публикацией настоящей статьи.

Источник финансирования. Авторы заявляют об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследований.

ADDITIONAL INFORMATION

Authors' contribution. [A.A. Shvartsv] – editing the text of the manuscript, approval of the final version; I.V. Korotkov – search for publications, writing the text of the manuscript, creating images. All authors made a substantial contribution to the conception of the work, acquisition, analysis, interpretation of data for the work, drafting and revising the work. All authors certify that they meet the *ICMJE* international criteria for authorship

Competing interests. The authors declare no any transparent and potential conflict of interests in relation to this article publication.

Funding source. Authors state that this research was not supported by any external sources of funding.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шварц А.А., Шварц С.А., Коротков И.В. Анализ конструкций рабочих органов и разбрасывателей гранулированных удобрений // Наука в центральной России. 2021. № 1. С. 12–22.
2. Шварц А.А., Коротков И.В., Ветров И.Ю. Пути повышения эффективности использования низкорамного разбрасывателя удобрений. / Современные ресурсоэффективные технологии и технические средства в АПК. Курск, 2021. С. 60–65.
3. Забродин В.П., Понамаренко И.Г. Оценка качества распределения минеральных удобрений по поверхности поля // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2003. № 12. С. 12–14.
4. Беседин Б.П. Исследование параметров роторного рабочего органа разбрасывателя органо-минеральных удобрений: дис. ... канд. техн. наук. Курск, 2017. Режим доступа: https://rosinformagrotech.ru/files/synopsis/Besedin_B_P_2017.pdf Дата обращения: 18.16.2022.
5. Шерстов С.А. Обоснование параметров аппарата для внесения минеральных удобрений одновременно с обработкой почвы: дис. ... канд. техн. наук. зерноград, 2019. Режим доступа: <http://ачгаа.рф/files/sovettin/sherstov/avtoref33.pdf> Дата обращения: 18.16.2022.
6. Шварц А.А., Коротков И.В. Влияние рабочих органов роторного разбрасывателя на дальность полёта частиц удобрения // Международная научно-практическая конференция "Тенденции развития технических средств и технологий в АПК"; 25 февраля, 2021; Воронеж. Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=44897501> Дата обращения 18.06.2022.
7. Репетов А.Н. Низкорамная машина для внесения минеральных удобрений // Тракторы и сельхозмашины. 1997. № 8. С. 10–11.
8. Лепшеев О.М. Обоснование конструктивно-режимных параметров низкорамной машины для внесения минеральных удобрений: дис. ... канд. техн. наук. Белгород, 1998.
9. Shvarts A.A., Shvarts S.A., Korotkov I.V.. Theoretical prerequisites for improving the body low loader granular fertilizer spreader// International Scientific-Practical Conference "Agriculture and Food Security: Technology, Innovation, Markets, Human Resources" (FIES 2021); 2021 Oct 27. Available from: <https://doi.org/10.1051/bioconf/20213700073>
10. Догановский М.Г., Козловский Е.В. Рядных В.В. Выбор места подачи удобрений на бросковый механизм // Тракторы и сельхозмашины. 1968. № 4. С. 33–36.
11. Щербakov А.М. Коэффициенты внешнего и внутреннего трения минеральных удобрений // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. 1965. № 5.
12. Черноволов В.А., Ужахов Т.М. Моделирование процессов распределения минеральных удобрений центробежными аппаратами [интернет]. зерноград: ФГБОУ ВПО АЧГАА. 2010. Режим доступа: <http://ачгаа.рф/files/ОРОР/m2010chernovolov.pdf> Дата обращения: 18.06.2022.
13. Красников В.В. Подъемно-транспортные машины. Москва: Колос, 1981.
14. Василенко В.В. Работа в поле и контроль качества распределения удобрений. Расчет рабочих органов почвообрабатывающих и посевных машин. Воронеж: Истоки, 2004.

15. ГОСТ 20915-2011. Испытания сельскохозяйственной техники. Методы определения условий испытаний. Режим доступа: <https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4293788/4293788522.pdf> Дата обращения: 18.06.2022.

REFERENCES

1. Shvarts AA, Shvarts SA, Korotkov IV. Analysis of structures of working bodies of granulated fertilizer spreaders. *Science in the central Russia*. 2021;(1):12–22. (In Russ).
2. Shvarts AA, Korotkov IV, Vetrov IYu. Analysis of structures of working bodies of granulated fertilizer spreaders. *Sovremennye resursoeffektivnyye tekhnologii i tekhnicheskie sredstva v APK*. 2021:60–65. (In Russ).
3. Zabrodin VP, Ponomarenko IG. Otsenka kachestva raspredeleniya mineral'nykh udobrenii po poverkhnosti polya. *Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya sel'skogo khozyaistva*. 2003(12):12–14. (In Russ).
4. Besedin BP. *Issledovanie parametrov rotornogo rabocheho organa razbrasyvatelya organo-mineral'nykh udobrenii* [dissertation]. Kursk; 2017. Available from: https://rosinformagrotech.ru/files/synopsis/Besedin_B_P_2017.pdf (In Russ).
5. Sherstov SA. *Obosnovanie parametrov apparata dlya vnoseniya mineral'nykh udobrenii odnovremennno s obrabotkoi pochvy* [dissertation]. Zernograd; 2019. Available from: <http://achraa.pf/files/sovett/n/sherstov/avtoref33.pdf> (In Russ).
6. Shvarts AA, Korotkov IV. Vliyaniye rabochikh organov rotornogo razbrasyvatelya na dal'nost' poleta chastits udobreniya // Mezhdunarodnaya nauchno-prakticheskaya konferentsiya "Tendentsii razvitiya tekhnicheskikh sredstv i tekhnologii v APK"; 25 fevralya, 2021; Voronezh. Available from: <https://elibrary.ru/item.asp?id=44897501> (In Russ).
7. Repetov AN. Nizkoramnaya mashina dlya vnoseniya mineral'nykh udobrenii. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 1997;(8):10–11. (In Russ).
8. Lepsheev OM. *Obosnovanie konstruktivno-rezhimnykh parametrov nizkoramnoi mashiny dlya vnoseniya mineral'nykh udobrenii* [dissertation] Belgorod; 1998. (In Russ).

16. Гаспарян И.Н., Сычев В.Г., Мельников А.В., Горохов С.А. Основы производства продукции растениеводства. Санкт-Петербург: Издательство «Лань» (Санкт-Петербург), 2021.

9. Shvarts AA, Shvarts SA, Korotkov IV, et al. Theoretical prerequisites for improving the body low loader granular fertilizer spreader // International Scientific-Practical Conference "Agriculture and Food Security: Technology, Innovation, Markets, Human Resources" (FIES 2021); 2021 Oct 27. Available from: <https://doi.org/10.1051/bioconf/20213700073>
10. Doganovskii MG, Kozlovskii EV, Ryadnykh VV. Vybormesta podachi udobrenii na broskovyy mekhanizm. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 1968;(4):33–36 (In Russ).
11. Shcherbakov AM. Koeffitsienty vneshnego i vnutrennego treniya mineral'nykh udobrenii. *Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya sotsialisticheskogo sel'skogo khozyaistva*. 1965:5. (In Russ).
12. Chernovolov VA, Uzhakhov TM. *Modelirovaniye protsessov raspredeleniya mineral'nykh udobrenii tsentrobeznyimi apparatami* [Internet]. Zernograd: FGBOU VPO AChGAA. 2010. Available from: <http://achgaa.rf/files/OPOP/m2010chernovolov.pdf>
13. Krasnikov VV. *Pod'emno-transportnyye mashiny*. Moscow: Kolos; 1981. (In Russ).
14. Vasilenko VV. *Rabota v pole i kontrol' kachestva raspredeleniya udobrenii. Raschet rabochikh organov pochvoobrabatyvayushchikh i posevnykh mashin*. Voronezh: Istoki; 2004.
15. ГОСТ 20915-2011. Испытания сельскохозяйственной техники. Методы определения условий испытаний. Available from: <https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4293788/4293788522.pdf> (In Russ).
16. Gasparyan IN, Sychev VG, Mel'nikov AV, Gorokhov SA. *Osnovy proizvodstva produktsii rastenievodstva*. Saint Petersburg: Izdatel'stvo "Lan" (Sankt-Peterburg); 2021. (In Russ).

ОБ АВТОРАХ

*Коротков Илья Владимирович,

аспирант по направлению «Технологии и средства механизации сельского хозяйства»;
адрес: 305021, Курск, улица Карла Маркса, дом 70;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9509-3534>;
eLibrary SPIN: 5995-1628;
e-mail: koro7kov@yandex.ru

Шварц Анатолий Адольфович,

доктор сельскохозяйственных наук,
профессор кафедры стандартизации и оборудования перерабатывающих производств;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6275-5666>;
eLibrary SPIN: 7263-9190;
e-mail: shwarz@internet.ru

*Автор для переписки

AUTHORS' INFO

*Ilya V. Korotkov,

Postgraduate in "Technologies and Resources for Mechanization in Agriculture";
address: 70 Karla Marx street, Kursk, 305021, Russia;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9509-3534>;
eLibrary SPIN: 5995-1628;
e-mail: koro7kov@yandex.ru

Anatoly A. Shvarts,

Dr. Sci. (Agric.),
Professor of the Standardization and Equipment of Processing Industries Department;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6275-5666>;
eLibrary SPIN: 7263-9190;
e-mail: shwarz@internet.ru

* Corresponding author

УДК 629.1:62-403

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-101115>

Оригинальное исследование

Физико-химический анализ обводненного моторного масла

А.В. Колунин

Филиал Военной академии материально-технического обеспечения им. генерала армии А.В. Хрулева (ОАБИИ), Омск, Россия

АННОТАЦИЯ

Обоснование. Состояние моторных масел в значительной степени определяет надежность работы поршневых двигателей. Однако при хранении и применении в маслах происходят коллоидно-химические превращения под воздействием различных факторов. Одним из таких факторов может быть обводнение. Существует целый ряд путей поступления воды в моторные масла. В работе описан эксперимент, раскрывающий последствия такого обводнения, негативное влияние воды на эксплуатационные свойства моторных масел.

Цель. В работе описан эксперимент, раскрывающий последствия такого обводнения, и негативное влияние воды на эксплуатационные свойства моторных масел.

Методика эксперимента. В лабораторных условиях осуществлялось искусственное обводнение товарных масел. Составлялись смеси моторных масел с водой в разных пропорциях. Влияние воды на состояние моторных масел оценивалось визуальным наблюдением, а также с применением метода российского ГОСТа и стандарта американского общества специалистов по испытаниям и материалам ASTM. Лабораторное оборудование российского и американского производства обеспечивало приемлемую глубину научного познания физико-химических процессов. Оценка влияния воды на состояние моторного масла осуществлялась на основе наблюдений и анализа графических зависимостей. По изменению щелочного числа и элементов-индикаторов оценивалось изменение содержания растворенных в основе масла присадок.

Результаты. Анализ проб показал снижение щелочного числа, а также снижение содержания химических элементов-индикаторов присадок (кальций, магний, цинк, фосфор) под воздействием воды. Снижение щелочного числа и химических элементов-индикаторов присадок свидетельствует о снижении содержания присадок в объеме масла. Вода инициирует физико-химические процессы, обеспечивающие усиление межмолекулярных взаимодействий продуктов низкой агрегатной устойчивости, что приводит к нарушению коллоидной стабильности масляной композиции, смене агрегатного состояния присадок и их седиментации.

Заключение. Практическая значимость работы заключается в целостности подхода к вопросу изменения состояний моторных масел под влиянием воды, в части содержания растворенных присадок. Последствиями обводнения могут быть неоправданно активные процессы коррозии и изнашивания поверхностей деталей. Наибольшая чувствительность к воздействию кислот приходится на покрытия вкладышей коленчатого вала. Перечисленные последствия оказывают негативное влияние на ресурс и надежность работы поршневых двигателей.

Ключевые слова: коллоидно-химические превращения; элементы-индикаторы присадок; щелочное число; атомная эмиссионная спектроскопия; детергентно-диспергирующие свойства.

Для цитирования:

Колунин А.В. Физико-химический анализ обводненного моторного масла // Тракторы и сельхозмашины. 2022. Т. 89, № 2. С. 141–148.

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-101115>

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-101115>

Original study article

Physical and chemical analysis of watered engine oil

Alexander V. Kolunin

Branch of Military Academy of Logistics (OABII), Omsk, Russia

ABSTRACT

BACKGROUND: The condition of engine chemistroils defines reliability of piston engines operation additivessubstantially. However, colloid-chemical transformation, influenced by various factors, including oil watering, takes place in oils during storage and application. There is variety of ways how water may inflow in engine oils.

AIMS: The aim of the study is to reveal consequences of oil watering and negative influence of water on operational properties of engine oils.

METHODS: Watering of production engine oils was carried out in laboratory conditions. Mixes hazievof engine oils with water were prepared in various proportions. Influence of water on the condition of engine oils was estimated by visual observation, as well as with application of the methods according to GOSTя and ASTM standards. The laboratory equipment, produced in Russia and the USA, provides comprehensible depth of scientific knowledge of physical and chemical processes.

RESULTS: The assessment of water influence on the engine oil condition was carried out on the basis of observation and the analysis of characteristic curves. Change of concentration of additives, dissolved at the oil base, was estimated with change of base number and indicator elements.

CONCLUSIONS: The practical significance of this study involves integrity of the approach to the issue of the engine oil condition change, influenced by water, regarding the concentration of the dissolved additives. Unjustifiably active processes of corrosion and wear of details surfaces are possible consequences of oil watering. Crankshaft bearings coating has the highest vulnerability to the influence of acids. The mentioned consequences have a negative impact on service life and reliability of piston engines operation.

Keywords: *colloid-chemical transformations; additive-indicatinf elements; alkaline number; nuclear emission spectroscopy; detergent-dispergating properties.*

Cite as:

Kolunin AV. Physical and chemical analysis of watered engine oil. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2022;89(2):141–148.

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-101115>

Received: 19.02.2022

Accepted: 15.04.2022

Published: 15.05.2022

ВВЕДЕНИЕ

Как известно, технология производства моторных масел представляет собой сложную цепочку технологических операций и значительный набор технологических условий. Один из этапов технологии производства моторного масла заключается во введении частями при разных температурах пакета присадок в базовое масло и блендинг-растворение. При хранении, транспортировании, применении моторных масел имеют место коллоиднохимические превращения. Такие превращения происходят под воздействием различных факторов, одним из которых является обводнение [1]. Целый ряд путей обеспечивает поступление воды в моторные масла. Операции по производству, хранению, транспортированию, перекачке, фасовке могут сопровождаться процессами обводнения. Применение масел при эксплуатации техники не является исключением. Сопутствующими условиями могут быть влажный и холодный климат, значительные перепады температур. Не следует игнорировать человеческий фактор. Несоблюдение технологии обслуживания (мойка) или ремонта, а также работа двигателя неисправного состояния [2, 3]. Вода может инициировать усиление межмолекулярных взаимодействий продуктов с низкой агрегатной устойчивостью с образованием твердо взвешенных частиц. Растворенные в основе присадки имеют низкую агрегатную устойчивость и могут возвращаться в нерастворенное состояние [4]. В результате физико-химических процессов концентрация присадок растворенного состояния снижается, а образовавшиеся при этом конгломераты осаждаются на деталях двигателя и элементах масляных фильтров. Существуют различные методы определения концентрации растворенного пакета присадок. Распространенными методами являются щелочное число и метод атомной эмиссионной спектроскопии.

ПОДГОТОВКА ЭКСПЕРИМЕНТА

Для оценки влияния воды на содержание растворенных присадок провели эксперимент по специально разработанной методике с применением физико-химических анализов. Планом эксперимента предусмотрено введение воды в разных пропорциях в одинаковые навески моторных масел, выдержка в состоянии покоя в течение 72 часов и визуальное наблюдение за ними. Отбор проб верхних слоев смесей для определения щелочного числа методом потенциометрического титрования и содержания химических элементов-индикаторов присадок методом атомной эмиссионной спектроскопии с использованием анализатора SA. На рис. 1 представлен анализатор атомной эмиссионной спектроскопии OSA.

Работа анализатора основана на методе ASTM-D7417, в основу которого положен принцип сжигания пробы



Рис. 1. Анализатор атомной эмиссионной спектроскопии OSA.
Fig. 1. The OSA atomic emission spectroscopy analyzer.

в избытке кислорода с последующим микрокулонометрическим титрованием, ультрафиолетовым или хемилюминесцентным детектированием продуктов сгорания [3].

С помощью анализатора OSA проводятся анализы моторных масел, работавших ранее как в двигателях внутреннего сгорания, так и товарных. Параллельно со спектральным анализом применялся анализ на определение щелочного числа методом потенциометрического титрования по ГОСТ 11362-96.

Ключевыми критериями в выборе моторного масла для проведения эксперимента являлись доступность, распространенность, универсальность, приемственность по отношению к дизельным двигателям Российского производства, возможность применения в холодных природно-климатических условиях.

В результате анализа характеристик моторных масел для проведения эксперимента выбрано моторное масло М8Г2к с высоким уровнем эксплуатационных свойств.

Масло моторное М-8Г2к (ГОСТ8581-78) получают смешением дистиллятного и остаточного компонентов с композицией присадок. Масла группы Г2 вырабатывают из сернистых и малосернистых нефтей.

Масло М-8Г2к используется для летней и зимней эксплуатации автотракторных дизелей без наддува или с невысоким наддувом. Оно отличается эффективными композициями присадок, чем и обеспечивается его относительно высокий ресурс, а также возможность применения в современных автомобилях КамАЗ. Показатели качества моторного масла М-8Г2к сведены в таблицу (см. табл. 1).

ЭКСПЕРИМЕНТ

Для проведения испытаний подготовлены шесть смесей моторного масла с степени водой. Масло гарантированного качества для составления смесей отбиралось из одной емкости.

Таблица 1. Некоторые показатели качества моторного масла М-8Г2к**Table 1.** Some quality indicators of the M-8G2k engine oil

Наименование показателя	Значение
Вязкость кинематическая мм ² /с: при 100 °С при 0 °С, емкостей не более	7, 50–8,50 1200
Индекс вязкости, не менее	95
Массовая доля механических примесей, %, не более	0.015
Массовая доля воды, %, не более	Следы
Температура вспышки, определенная в открытом тигле, °С, не ниже	210
Температура застывания, °С, не выше	-30
Коррозионность на пластинках из свинца, г/м ² , не более	Отсутствие
Моющие мг/кг свойства отношению по ПЗВ. Баллы, не более	0,5
Щелочное число, мг КОН на 1 г масла, не менее	6,0
Зольность сульфатная, %, не более	1.15
Стабильность по индукционному периоду осадкообразования (ИПО) в течение 35 ч	Выдерживает
Цвет на колориметре ЦНТ с разбавлением в соотношении 15:85, единиц ЦНТ, не более	3,0
Плотность при 20 °С, г/см ³ , не более	0,9050
Плотность при 15 °С, г/см ³	
Массовая доля активных элементов, %, не менее:	
кальция	0,19
цинка	0.05
Фосфора	0,05
Степень частоты, мг на 100 г масла, не более	450

**Рис. 2.** Фотографии смесей водомасляных изменение смесей с зеркальным отражением свойства донной части емкостей: а) содержание воды 0,1%, 0,3%, 0,6%; б) содержание воды 1%, 3%, 5%.**Fig. 2.** Photographs of water-oil mixes with mirror reflection of a bottom part of the bottles: a) the water ratios are 0,1%, 0,3%, 0,6%; b) the water ratios are 1%, 3%, 5%.

Для марки исследуемого моторного масла марки М-8Г2к подготавливалось 6 образцов проб с концентрациями воды 0,1; 0,3; 0,6; 1; 3 и 5% помасе.

Масло разливалось в стеклянные емкости объемом 0,5 л и методом контрольного взвешивания при помощи пипетки добавлялось количество воды, необходимое для получения смеси с заданной концентрацией.

Смеси тщательно перемешивались пневматической мешалкой и выдерживались при температуре 27 °С в состоянии покоя в течение 72 часов. В ходе визуального наблюдения отмечалось изменение однородности эмульсии.

На рис. 2 представлены фотографии смесей с зеркальным отражением донной части емкостей.

Физико-химические процессы образовали на дне емкостей рыхлый хлопьевидный осадок желто-коричневого цвета, высота которого зависит от содержания воды. В свою очередь, в смесях с содержанием воды 4% и 5% осадок разделился на две части. Верхняя – это рыхлый слой мутного желто-коричневого цвета, а нижняя – вода. Последнее свидетельствует о том, что не вся вода растворилась в масле. Непосредственно после перемешивания смесь представляла собой однородную жидкость. Однако в дальнейшем физико-химические процессы обеспечили переход отдельных соединений масла из растворенного состояния в нерастворенное. Подобным переходам подвержены вещества, имеющие низкую коллоидную стабильность. Такими веществами являются в том числе присадки, вводимые в базовые масла при производстве. Присадки могут составлять до 25% от общего объема моторного масла. После 72 часов покоя, из верхней, однородной части смесей отобраны пробы для определения щелочного числа и проведения спектрального анализа по химическим элементам-индикаторам присадок. Спектральный анализ проводился с применением атомно-эмиссионного спектрометра с индуктивно-связанной плазмой OSA.

Обычно заключение о содержании присадок и продуктов износа в работавшем моторном масле формируется на основе результатов по элементам-индикаторам: железо, хром, медь, свинец, алюминий, олово, кремний, калий, натрий, молибден, титан, магний, марганец, ванадий, бор, барий, фосфор, цинк, кальций, никель в мг/кг. Но в настоящем эксперименте, в товарном масле отсутствуют продукты износа. Интерес представляют лишь элементы-индикаторы присадок: кальций, магний, цинк, фосфор.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

Так как присадки представляют собой соли органических кислот различных металлов, то изменение концентрации металлов в верхней части объема смеси, определенной атомной эмиссионной спектроскопией, позволяет судить об изменении их содержания в пробах моторного масла с различной степенью обводненности. Результаты анализов сведены в табл. 2.

Моюще-диспергирующие присадки. Присадки этого класса представляют собой поверхностно активные вещества, которые предотвращают агломерацию (соединение) нерастворимых продуктов окисления масла и последующее их осаждение на поверхностях деталей.

Основные свойства, которыми обладают моюще-диспергирующие присадки:

- нейтрализующие – обуславливают способность к нейтрализации кислых продуктов, образующихся при работе масел в условиях высокотемпературного окисления;
- диспергирующие – обуславливают способность к самопроизвольному расщеплению (пептизация) или с затратой внешней работы диспергированию (отделению) отложений, образующихся в масле при работе двигателя;
- стабилизирующие – связаны с сорбцией поверхностно активных веществ и их мицелл на частицах,

Таблица 2. Результаты анализа атомной эмиссионной спектроскопии обводненного масла

Table 2. Results of the analysis of atomic emission spectroscopy of watered engine oil

Проба	Показатели состояния обводненного масла М-8Г2к						
	1	2	3	4	5	6	7
Содержание воды, % масс	0	0,1	0,3	0,6	1	3	5
Щелочное число, мг КОН/г	7,90	7,90	7,75	5,77	5,05	4,15	3,45
Кальций, мг/кг	1245	1235	1194	1028	950	490	467
Магний, мг/кг	19	19	14	12	10	7	7
Фосфор, мг/кг	184	184	138	98	78	63	59
Цинк, мг/кг	1012	1000	989	799	622	465	433

а также способностью удерживать дисперсные частицы в масле во взвешенном состоянии и предотвращать их коагуляцию;

- моющие – обуславливают способность молекул к адсорбции на поверхности металлов с образованием двойного электрического слоя, обладающего экраняющим действием и препятствующим образованию отложений.

На долю моющих-диспергирующих присадок приходится около 50% общего объема мирового производства, что является лучшим доказательством их значимости в композициях смазочных масел [6].

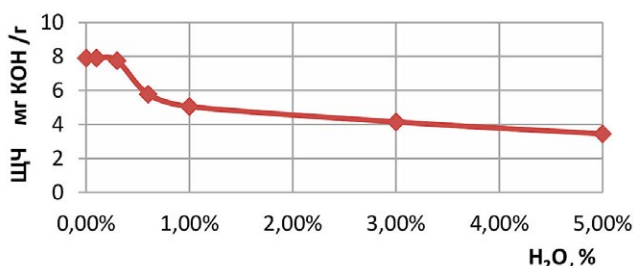
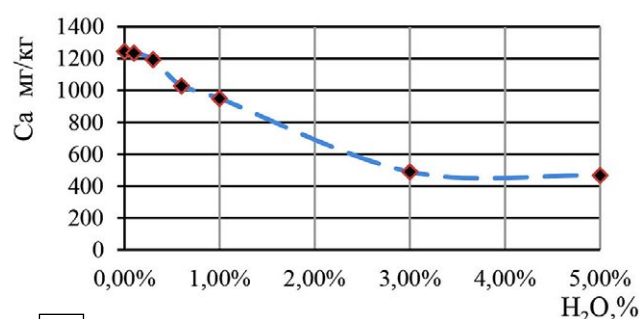
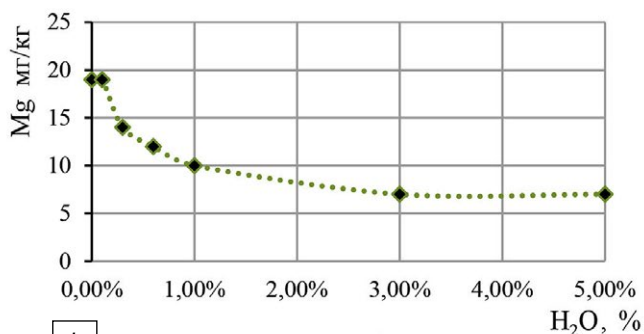


Рис. 3. Изменение путем щелочного числа.

Fig. 3. Base number changing.



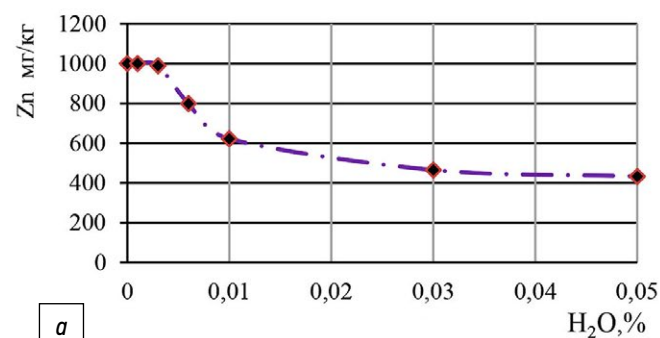
a



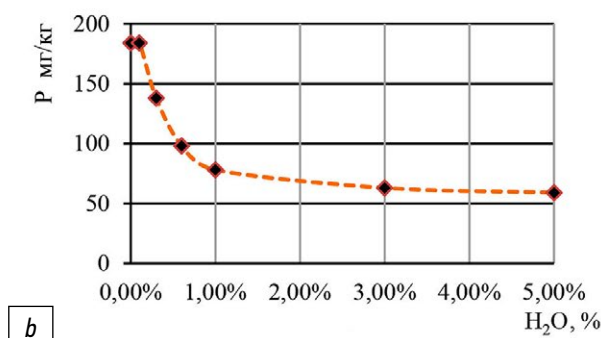
b

Рис. 4. Элементы-индикаторы присадок: а) массовая доля кальция (Ca); б) массовая доля магния (Mg).

Fig. 4. Indicator elements of additives: a) mass fraction of calcium (Ca); b) mass fraction of magnesium (Mg).



a



b

Рис. 5. Элементы-индикаторы присадок: а) массовая доля цинка (Zn); б) массовая доля фосфора (P).

Fig. 5. Indicator elements of additives: a) mass fraction of zinc (Zn); b) mass fraction of phosphorus (P).

Щелочное число, по которому определяется степень срабатывания присадок работавших масел, косвенно показывает, насколько выработан запас пакета присадок.

Основу моющей присадки составляют сульфонаты, алкилфеноляты, алкилсалицилаты и фосфонаты кальция, магния, реже (по экологическим соображениям) бария, а также рациональное сочетания этих компонентов, получаемых путем обработки жирных кислот.

На рис. 3 показано изменение щелочного числа в зависимости от степени обводненности. Щелочное число косвенно отражает динамику изменения концентрации пакета присадок, отвечающих за детергентно-диспергирующие свойства.

Изменение содержания моющей присадки в условиях обводнения показана графическими зависимостями на рис. 4. Современные детергентно-диспергирующие присадки представляют собой высоко щелочные сульфонаты кальция и магния. Уменьшение щелочного числа происходит параллельно со снижением таких элементов-индикаторов как кальций (рис. 4, а) и магний (рис. 4, б). Поскольку такие элементы содержатся процессы в моющей присадке, то по ним можно судить об изменении концентрации этой присадки в моторном масле под воздействием воды.

Таблица 3. Снижения щелочного числа и элементов-индикаторов присадок, выраженные в процентах от исходных значений
Table 3. Decrease of base number and indicator elements of additives, shown as percentage to their initial values

Содержание воды, % масс	0	0,1	0,3	0,6	1	3	5
Щелочное число, %	100	100	98	72	64	52	43
Элементы-индикаторы присадок							
Кальций, %	100	100	96	82	77	39	37
Магний, %	100	100	73	63	53	37	37
Фосфор, %	100	100	75	53	42	34	32
Цинк, %	100	99	99	80	62	46	43

Внешне схожее изображение двух графиков объясняется их принадлежностью к одной присадке. При введении воды 0,1% происходит значительный спад массовой доли кальция и магния.

Антиокислительные присадки предотвращают окисление базовых масел.

Окисление – основная причина потери качества моторными маслами и образования продуктов, вызывающих коррозию подшипников химически активными соединениями. Условия работы моторных масел в двигателе такие, что предотвратить их окисление полностью не представляется возможным.

Чтобы увеличить ресурс масла и двигателя в целом, необходимо, прежде всего, замедлить процесс окисления основы масла.

Одним из эффективных средств борьбы с окислением является применение антиокислительных присадок.

Для улучшения противоизносных и антиокислительных свойств моторных масел применяют присадки отечественного производства ДФ-11, НП-354, ЭФО [6]. Цинк и фосфор являются элементами-индикаторами этих присадок и отражают изменение их концентрации в присутствии воды.

Об изменении содержания антиокислительной присадки в зависимости от степени обводненности масел можно судить по зависимостям, приведенным на рис. 5.

Снижения щелочного числа и элементов-индикаторов присадок выраженные в процентах от исходных значений представлены в табл. 3.

ВЫВОДЫ

На основе данных, полученных в результате эксперимента установлено следующее.

1. Введение воды и перемешивание привело к образованию однородной водомасляной эмульсии, которая через 72 часа покоя расслоилась с образованием мутного, хлопьеобразного осадка желто-коричневого

цвета, количество осадка пропорционально соответствует количеству воды в смеси.

2. Анализ проб, взятых с верхних уровней смесей, показал снижение щелочного числа под воздействием воды.
3. Спектральный анализ проб, взятых с верхних уровней смесей, показал снижение содержания химических элементов-индикаторов присадок (кальций, магний, цинк, фосфор) под воздействием воды.
4. Концентрация воды 0,1% является отправной точкой активного спада содержания элементов-индикаторов присадок.
5. Снижение щелочного числа и химических элементов-индикаторов присадок свидетельствует о снижении содержания присадок в объеме масла. Вода инициирует физико-химические процессы, обеспечивающие усиление межмолекулярных взаимодействий продуктов низкой агрегатной устойчивости, что приводит к нарушению коллоидной стабильности масляной композиции, смене агрегатного состояния присадок и их седиментации.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Конфликт интересов. Автор декларирует отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с публикацией настоящей статьи.

Источник финансирования. Автор заявляет об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования.

ADDITIONAL INFORMATION

Competing interests. The author declares no any transparent and potential conflict of interests in relation to this article publication.

Funding source. This study was not supported by any external sources of funding.

ЛИТЕРАТУРА

1. Болтанина М.А. Коллоидно-химические превращения в маслах при обводнении: дис.... канд. техн.наук. Москва. 2001. Режим доступа: <https://tekhnosfera.com/kolloidno-himicheskie-prevrascheniya-v-motornyh-maslah-pri-obvodnenii> Дата обращения 15.08.2022.
2. Kolunin A.V., Bur'yan I.A., Gel'ver S.A. Influence of the Arctic climate on watering of engine oils in operating conditions of road transport // *Journal of Physics: Conference Series*. 2019. Vol. 1260, N 6. doi: 10.1088/1742-6596/1260/6/062012
3. Хазиев А.А., Лаушкин А.В. Причины обводнения моторного масла в эксплуатации // *Вестник МАДИ*. 2012. № 1. С. 63–67.
4. Korneev S.V., Dudkin V.M., Kolunin A.V. Water contamination and colloidal stability of motor oils // *Chemistry and*

- Technology of Fuels and Oils*. 2006. Vol. 42, N 4. P. 273–275. doi: 10.1007/s10553-006-0071-6
5. astm.org [Internet]. ASTM D7417-17 Standard Test Method for Analysis of In-Service Lubricants Using Particular Four-Part Integrated Tester (Atomic Emission Spectroscopy, Infrared Spectroscopy, Viscosity, and Laser Particle Counter). Доступ по ссылке: <https://www.astm.org/d7417-17.html> Дата обращения: 15.08.2022.
 6. Трембач Е.В. Моторные масла, добавки, присадки. Москва: Феникс, 2000.
 7. Непогод'ев А.В. Механизм окисления масла в поршневых двигателях // *Химия и технология топлив и масел*. 1977. № 4. С. 34–37.

REFERENCES

1. Boltanina MA. *Kolloidno-khimicheskie prevrashcheniya v mastakh pri obvodnenii* [dissertation]. Moscow; 2001. Available from: <https://tekhnosfera.com/kolloidno-himicheskie-prevrascheniya-v-motornyh-maslah-pri-obvodnenii> (In Russ).
2. Kolunin AV, Bur'yan IA, Gel'ver SA. Influence of the Arctic climate on watering of engine oils in operating conditions of road transport. *Journal of Physics: Conference Series*. 2019;1260(6). doi: 10.1088/1742-6596/1260/6/062012
3. Khaziev AA., Laushkin AV. Prichiny obvodneniya motornogo masla v ekspluatatsii. *Vestnik MADi*. 2012;(1):63–67. (In Russ).
4. Korneev SV, Dudkin VM, Kolunin AV. Water contamination and colloidal stability of motor oils. *Chemistry*

- and Technology of Fuels and Oils*. 2006;42(4):273–275. doi: 10.1007/s10553-006-0071-6
5. astm.org [Internet]. ASTM D7417-17 Standard Test Method for Analysis of In-Service Lubricants Using Particular Four-Part Integrated Tester (Atomic Emission Spectroscopy, Infrared Spectroscopy, Viscosity, and Laser Particle Counter) Available from: <https://www.astm.org/d7417-17.html>
 6. Trembach EV. *Motornye masla, dobavki, prisadki*. Moscow: Feniks; 2000. (In Russ).
 7. Nepogod'ev A.V. Mekhanizm okisleniya masla v porshnevnykh dvigatelyakh. *Khimiya i tekhnologiya topliv i masel*. 1977;(4):34–37. (In Russ).

ОБ АВТОРЕ

Колунин Александр Витальевич,

доцент, к.т.н.,

доцент кафедры ремонта бронетанковой и автомобильной техники;

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7151-8489>;

eLibrary SPIN: 7483-9619;

e-mail: kolunin2003@mail.ru

AUTHOR'S INFO

Alexander V. Kolunin,

Associate Professor, Cand. Sci. (Engin.),

Associate Professor of the "Maintenance of Armoured and Automotive Vehicles" Department;

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7151-8489>;

eLibrary SPIN: 7483-9619;

e-mail: kolunin2003@mail.ru

УДК 621.783

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-100577>

Оригинальное исследование

Модернизация сушилки зернистых материалов

Т.А. Алтухова, С.В. Алтухов, С.Н. Шуханов

Иркутский государственный аграрный университет, Иркутск, Россия

АННОТАЦИЯ

Введение. Решение приоритетных задач развития агропромышленного комплекса предусматривает создание передовых научных разработок. Не составляют исключение в этом плане инновационные исследования технических средств и технологий механизации сельскохозяйственного производства. В аграрном секторе России ключевое место занимает растениеводство, в котором приоритет имеет возделывание зерновых культур. Во всем комплексе операций при производстве зерна важнейшим звеном является послеуборочная обработка зерна. Одним из главных этапов в послеуборочной обработке зерна является сушка, при которой сырье доводится до кондиционной влажности (до 14%). Правильная подготовка зерна к хранению обеспечивает ее надежную сохранность.

Цель исследований. Модернизация установки для сушки зернистых материалов посредством нового технического решения на уровне патентопригодности.

Методы. Исследование состояния вопроса по рассматриваемой теме с помощью обзора литературных источников. Патентный поиск технических устройств зерносушилок. Изучение принципа их функционирования и конструктивных особенностей. Анализ и обобщение материала для принятия нового конструкторского решения.

Результаты. Использование инновационных технологий с использованием комбайнов нового поколения с высокой производительностью позволило значительно сократить продолжительность уборки, а это в свою очередь существенно подняло интерес к сушке. Применение сушилок с повышенными качественными показателями функционирования существенно снижает время на подготовку сырья к длительному хранению, уменьшает потери зерна в поле в уборочную страду, а также дает возможность в кратчайшие сроки и с наименьшими потерями осуществить процесс передачи зерна с поля на специальный склад длительного хранения. Имеют место быть различные способы сушки зернистых материалов. Главным образом это методы, основанные на повышении температуры обрабатываемого материала. Наибольшее распространение получила сушка зерна с помощью нагретого воздуха.

Заключение. В результате проведенных исследований выявлены недостатки существующих технических устройств сушки зернистых материалов, а также принципов их функционирования. Подробный анализ литературных источников, включая патентный поиск позволил модернизировать сушилку обрабатываемого сырья, отличающейся простой и надежной конструкцией.

Ключевые слова: послеуборочная обработка зерна; кондиционная влажность; сушилка; зернистые материалы.

Для цитирования:

Алтухова Т.А., Алтухов С.В., Шуханов С.Н. Модернизация сушилки зернистых материалов // Тракторы и сельхозмашины. 2022. Т. 89, № 2. С. 149–153.
DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-100577>

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-100577>

Original study article

Modernization of the granular materials dryer

Tatyana A. Altukhova, Sergey V. Altukhov, Stanislav N. Shukhanov

Irkutsk State Agrarian University, Irkutsk, Russia

ABSTRACT

BACKGROUND: The solving of priority tasks for the development of the agro-industrial complex considers the creation of advanced scientific developments. Innovative research of technical means and technologies of mechanization of agricultural production is not an exception in this regard. In the agricultural sector of Russia, crop production occupies a key place, in which the cultivation of grain crops is a priority. In the whole range of operations in the production of grain, the most important part of it is post-harvest processing of grain. One of the main stages in the post-harvest processing of grain is drying, in which the raw materials are brought to the moisture regain (down to 14%). Proper preparation of grain for storage ensures its reliable safety.

AIMS: Modernization of the granular materials dryer by means of new technical solution at the level of patentability.

METHODS: Research of the state of the issue on the topic under consideration with the help of a review of literary sources. Patent search for technical devices of grain dryers. Studying the principle of their functioning and design features. Analysis and generalization of the material for the adoption of a new design solution.

RESULTS: The use of innovative technologies with the new generation harvesters, characterized by high productivity, has significantly reduced the duration of harvesting, and this, in turn, has significantly aroused the interest in drying. The use of dryers with improved quality indicators of functioning significantly reduces the time for preparing raw materials for long-term storage, reduces grain losses in the field during harvesting, and, in addition, makes it possible to carry out the process of transferring grain from the field to a special long-term storage warehouse in the shortest possible time and with the least losses. There are various ways of drying granular materials. These are main methods based on increasing the temperature of the processed material. Drying of grain with the help of heated air has become the most widespread.

CONCLUSIONS: As a result of the conducted research, the drawbacks of existing technical devices for granular materials drying, as well as the principles of their functioning, have been revealed. A detailed analysis of literary sources, including a patent search, made it possible to upgrade the processed raw materials dryer, characterized by a simple and reliable design.

Keywords: *post-harvest grain processing; moisture regain; dryer; granular materials.*

Cite as:

Altukhova TA, Altukhov SV, Shukhanov SN. Modernization of the granular materials dryer. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2022;89(2):149–153. DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-100577>

Received: 12.02.2022

Accepted: 15.04.2022

Published: 15.05.2022

ВВЕДЕНИЕ

Решение приоритетных задач развития агропромышленного комплекса предусматривает создание передовых научных разработок [1–3]. Не составляют исключения в этом плане инновационные исследования технических средств и технологий механизации сельскохозяйственного производства [4, 5]. В аграрном секторе России ключевое место занимает растениеводство, в котором приоритет имеет возделывание зерновых культур. Во всем комплексе операций при производстве зерна важнейшим звеном является послеуборочная обработка зерна. Она в свою очередь включает такие операции, как предварительная очистка, первичная очистка, вторичная очистка зерна, сушка, а также активное вентилирование.

Одним из главных этапов в послеуборочной обработке зерна является сушка, при которой сырье доводится до кондиционной влажности (до 14%). Правильная подготовка зерна к хранению обеспечивает ее надежную сохранность. Использование инновационных технологий с использованием комбайнов нового поколения с высокой производительностью позволило значительно сократить продолжительность уборки, а это в свою очередь существенно подняло интерес к сушке. Применение сушилок с повышенными качественными показателями функционирования заметно снижает время на подготовку сырья к длительному хранению, уменьшает потери зерна в поле в уборочную страду, а также дает возможность в кратчайшие сроки и с наименьшими потерями осуществить процесс передачи зерна с поля на специальный склад длительного хранения. Имеют место быть различные способы сушки зернистых материалов. Главным образом это методы, основанные на повышении температуры обрабатываемого материала. Наибольшее распространение получила сушка зерна с помощью нагретого воздуха.

ЦЕЛЬ ИССЛЕДОВАНИЙ

Модернизация установки для сушки зернистых материалов посредством нового технического решения на уровне патентопригодности.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Исследование состояния вопроса по рассматриваемой теме с помощью обзора литературных источников. Патентный поиск технических устройств зерносушилок. Изучение принципа их функционирования и конструктивных особенностей. Анализ и обобщение материала для принятия нового конструкторского решения.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Существующие установки для сушки зерна имеют ряд недостатков. Например, вихревой аппарат, состоящий из рабочей камеры, газоотвода, разгрузочного устройства в виде осадочной камеры, приемного бункера, газоподающего устройства, верхнего и нижнего коллекторов [6]. В качестве отрицательной стороны данной установки необходимо отметить наличие двух воздухоподающих коллекторов, в том числе выступа на днище камеры в форме торовой поверхности, что существенно усложняет изготовление технического устройства.

Другой аппарат включает в себя рабочую камеру, газоподающий патрубок, приемный бункер, газоотводящее устройство. Рабочая камера спроектирована в форме рукава, навитого вертикально по виду цилиндрической пружины растяжения с формированием его свободных, нижнего, а также верхнего концов, установленных горизонтально; газоподающий патрубок изготовлен в виде струйного насоса, камера смешения которого скоммутирована с нижним концом рукава; приемный бункер сообщен с полостью подвода перекачиваемой среды, а газоотводящее устройство сообщено с верхним концом рукава.

Существенный минус этого аппарата – это недостаточная надежность, а именно то, что он не обеспечивает поддержание формы эластичного рукава в виде навитой цилиндрической пружины растяжения.

Модернизация сушилки зернистых материалов заключалась в создании технического устройства, имеющего простую конструкцию и повышенную надежность [7]. Аппарат дополнительно включает в себя наружные, а также внутренние направляющие стойки, установленные попарно, одна из которых закреплена с наружной, а другая с внутренней стороны сформированного рукавом полого цилиндра. Указанные пары стоек жестко смонтированы с основанием и равномерно размещены по окружностям названного цилиндра. В том числе свободные концы указанных пар стоек жестко скреплены между собой, свободные концы диаметрально противоположных стоек, установленных снаружи цилиндра, также жестко соединены между собой. Это повышает надежность установки, а именно, сохранить форму рукава в форме навитой цилиндрической пружины растяжения.

На рис. 1 проиллюстрирована схема аппарата для сушки зернистых материалов [7]. Установка включает в себя рукав 2, навитого вертикально по форме цилиндрической пружины растяжения, струйный насос, приемный бункер 1 и разгрузочное (газоотводящее) устройство 7 в виде осадочной камеры. Струйный насос состоит из подвода 12 перекачиваемого сырья (зернистого материала), подвода 11 внешнего потока (воздуха), сопла 10, в том числе камеры 9 смешения.

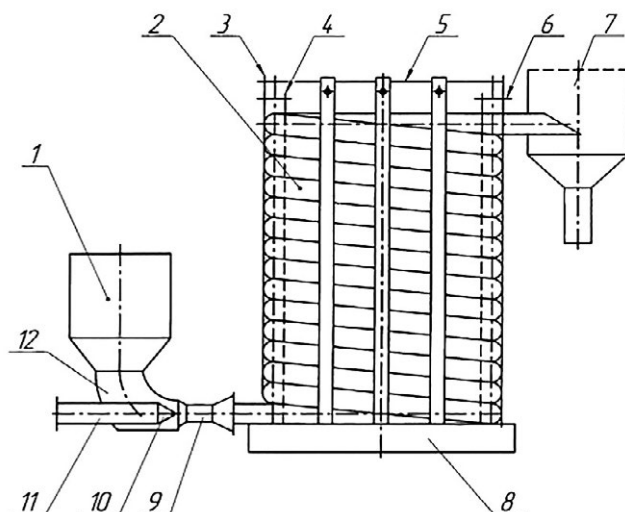


Рис. 1. Схема аппарата для сушки зернистых материалов.

Fig. 1. Scheme of the machine for granular materials drying.

Навитый рукав 2 вертикально (в виде полого цилиндра, установленного своим основанием на горизонтальную опору) установлен на основании 8. Навивка рукава 2 изготовлена с образованием его свободных, нижнего, а также верхнего концов, размещенных горизонтально. Газоподающий патрубок изготовлен в виде струйного насоса, камера 9 смешения которого скоммутирована с нижним концом рукава. Приемный бункер 1 сообщен с полостью подвода 12 к насосу перекачиваемого сырья, а разгрузочное устройство 7 – с верхним концом рукава 2. С целью сохранения формы рукава в виде навитой цилиндрической пружины растяжения в конструкцию аппарата включены наружные 3, а также внутренние направляющие стойки 4, установленные попарно, одна из которых закреплена с наружной, другая с внутренней стороны сформированного рукавом полого цилиндра. При этом указанные пары стоек 3 и 4 жестко смонтированы с основанием 8 и равномерно размещены по окружностям названного цилиндра. Количество пар стоек 3 и 4 может быть установлено в зависимости от диаметра цилиндра, например, равным восьми и более. Кроме того, свободные концы стоек 3 и 4 жестко скреплены между собой. При этом свободные концы диаметрально противоположных стоек 3, расположенных снаружи цилиндра, также жестко скреплены между собой. Соединение стоек 3 и 4, в том числе соединение стоек 3 между собой осуществлено, соответственно, при помощи коротких 6, а также длинных 5 стяжек в виде шпилек с гайками на их концах.

Установка функционирует следующим образом [10]. Заправляют бункер 1 зернистой средой, в частности, зерном пшеницы. Зерно под действием силы тяжести поступает в струйный насос – в подвод 12

перекачиваемого материала (во всасывающую полость). В подвод 11 внешнего потока подают сжатый воздух, который проходит через сопло 10 и увлекает за собой зерно. Далее эта среда через камеру 9 смешения поступает в рукав 2 и далее поднимается по нему до верхнего конца рукава 2, а после высыпается из него в разгрузочное устройство 7, где воздух поднимается вверх и затем выходит в атмосферу, а материал оседает в донной части этого устройства. За время прохождения обрабатываемого материала по рукаву 2 от насоса до разгрузочного устройства 7 осуществляется его сушка. Из-за того, что рукав 2 герметичен, а также в нем нет резких переходов, процесс происходит надежно. При этом аппарат для сушки зернистых материалов имеет простую конструкцию. Установка в конструкции стоек 3 и 4, скрепленных стяжками 6 и 5, гарантирует надежность аппарата.

ВЫВОДЫ

В результате проведенных исследований выявлены недостатки существующих технических устройств для сушки зернистых материалов, а также принципов их функционирования. Подробный анализ литературных источников, включая патентный поиск, позволил модернизировать сушилку обрабатываемого сырья, отличающуюся простой и надежной конструкцией.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Вклад авторов. Все авторы подтверждают соответствие своего авторства международным критериям ICMJE (все авторы внесли существенный вклад в разработку концепции, проведение исследования и подготовку статьи).

Наибольший вклад распределен следующим образом: *С.Н. Шуханов* — разработка общей концепции и редактирование статьи; *С.В. Алтухов* — обзор литературы, сбор и анализ литературных источников; *Т.А. Алтухова* — обзор литературы, подготовка и написание текста статьи.

Конфликт интересов. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Источник финансирования. Не указан.

ADDITIONAL INFORMATION

Authors' contribution. All authors certify that they meet the ICMJE international criteria for authorship.

S.N. Shukhanov — development of the general concept, editing the text of the manuscript; *S.V. Altukhov* — references review, collection and analysis of references sources; *T.A. Altukhova* — references review, preparation and writing the text of the manuscript.

Competing interests. The authors declare that they have no competing interests.

Funding source. Not specified.

ЛИТЕРАТУРА

1. Свечников В.Н., Медяков А.А., Кудинова Т.А., Осташенков А.П. Моделирование работы системы энергоснабжения тепличного комплекса // Инженерный вестник Дона. 2018. № 4. С. 158.
2. Бутенко А.Ф., Асатурян А.В., Воронов Е.В. О конструктивных особенностях и принципе работы экспериментального зернометателя с лопастным барабаном // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. 2019. № 12. С. 131–136.
3. Иванько Я.М., Асалханов П.Г., Бендик Н.В. Применение больших данных для планирования производства продовольственной продукции в условиях неопределенности // Моделирование систем и процессов. 2021. Т. 14, № 2. С. 13–20.
4. Кокиева Г.Е., Друзьянова В.П. Исследование высокопроизводительных и малогабаритных винтовых транспортеров-

- зернопогрузчиков в сельском хозяйстве // Дальневосточный аграрный вестник. 2021. № 1. С. 79–87.
5. Ochirov V.D., Altukhov I.V., Bykova S.M., Tsuglenok N.V. Investigation of infrared drying of carrot chips // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2021. Vol. 659, N 1. doi: 10.1088/1755-1315/659/1/012037
 6. Патент РФ на изобретение № 2341331 С1/ 10.07.2005. Бюл. № 19. Боронцов А.А., Ханхасаев Г.Ф., Тухалов А.В. Вихревой аппарат для охлаждения сыпучих материалов. Режим доступа <https://elibrary.ru/item.asp?id=37665759> Дата обращения 18.06.2022.
 7. Патент РФ на изобретение № 2708913 С2/ 12.12.2019. Бюл. № 35. Хабардин В.Н., Алтухова Т.А. Установка для сушки зернистых материалов. Режим доступа <https://elibrary.ru/item.asp?id=41554156> Дата обращения 18.06.2022.

REFERENCES

1. Svechnikov VN, Medyakov AA, Kudinova TA, Ostashenkov AP. Modelirovanie raboty sistemy energosnabzheniya teplichnogo kompleksa. *Inzhenernyi vestnik Dona*. 2018;(4):158. (In Russ).
2. Butenko AF., Asaturyan AV., Voronov EV. O konstruktivnykh osobennostyakh i printsipe raboty eksperimental'nogo zernometatelya s lopastnym barabanom. *Vestnik Altaiskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta*. 2019;(12):131–136. (In Russ).
3. Ivan'ko YaM, Asalkhanov PG, Bendik NV. Applying big data to planning food production in conditions of uncertainty. *Modelirovanie sistem i protsessov*. 2021;14(2):13–20. (In Russ).
4. Kokieva GE, Druz'yanova VP. Issledovanie vysokoproizvoditel'nykh i malogabaritnykh vintovykh

- transporterov-zernopogruzchikov v sel'skom khozyaistve. *Dal'nevostochnyi agrarnyi vestnik*. 2021;(1):79–87. (In Russ).
5. Ochirov VD, Altukhov IV, Bykova SM, Tsuglenok NV. Investigation of infrared drying of carrot chips. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2021;659(1). doi: 10.1088/1755-1315/659/1/012037
 6. Patent RUS № 2341331 C1/ 10.07.2005. Byul. № 19. Borontsoev AA, Khankhasaev GF, Tukhalov AV. *Vortical device for cooling of loose materials*. Available from: <https://elibrary.ru/item.asp?id=37665759> (In Russ).
 7. Patent RUS № 2708913 C2/ 12.12.2019. Byul. № 35. Khabardin VN, Altukhova TA. *Installation for drying of grained materials*. Available from: <https://elibrary.ru/item.asp?id=41554156> (In Russ).

ОБ АВТОРАХ

***Станислав Николаевич Шуханов**, доцент, д.т.н., профессор кафедры «Техническое обеспечение АПК»; адрес: 664038 Иркутская обл., Иркутский р-он, п. Молодежный; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2134-6871>; eLibrary SPIN: 6382-4059; e-mail: Shuhanov56@mail.ru

Татьяна Анатольевна Алтухова, доцент, к.т.н., доцент кафедры «Эксплуатация машинно-тракторного парка, безопасность жизнедеятельности и профессиональное обучение»; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8096-3867>; eLibrary SPIN: 5484-6776; e-mail: altukhova@bk.ru

Сергей Вячеславович Алтухов, доцент, к.т.н., доцент кафедры «Технический сервис и общинженерные дисциплины»; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7123-307X>; eLibrary SPIN: 7047-0458; e-mail: sergeialtuhov@bk.ru

*Автор для переписки

AUTHOR'S INFO

***Stanislav N. Shukhanov**, Associate Professor, Dr. Sci (Engin.), Professor of the “Technical Support of the Agro-Industrial Complex” Department; address: Molodyozhny village, Irkutsk district, Irkutsk region, 664038, Russia; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2134-6871>; eLibrary SPIN: 6382-4059; e-mail: Shuhanov56@mail.ru

Tatyana A. Altukhova, Associate Professor, Cand. Sci. (Engin.), Associate Professor of the “Operation of Agricultural Machinery, Health and Safety and Vocational Training” Department; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8096-3867>; eLibrary SPIN: 5484-6776; e-mail: altukhova@bk.ru

Sergey V. Altukhov, Associate Professor, Cand. Sci. (Engin.), Associate Professor of the “Technical Service and General Engineering Disciplines” Department; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7123-307X>; eLibrary SPIN: 7047-0458; e-mail: sergeialtuhov@bk.ru

* Corresponding author

Тракторы и сельхозмашины

Научный
рецензируемый журнал

Периодичность: 6 номеров в год

ПОДПИСКА

- На сайте издания: заполните форму, оплатите подписку, ждите свой первый подписной номер;
- В издательстве: позвоните по телефону +7(495)409-83-39, либо напишите запрос на подписку в свободной форме на e-mail: podpiska@eco-vector.com;
- Через Научную электронную библиотеку [eLibrary.ru](http://elibrary.ru);
- Через подписные агентства:
 - Объединённый каталог «Пресса России», <https://www.pressa-rf.ru>, www.akc.ru;
 - ООО «Урал-Пресс», <http://www.ural-press.ru>;
 - ООО «Руспресса», тел.: +7(495)651-82-19;
 - ООО «Прессинформ» (Санкт-Петербург), тел.: +7(812)786-81-19, e-mail: podpiska@crp.spb.ru;
 - Creative Service Band Communication & Subscription Agency (Москва), тел.: +7(499)685-13-30, <https://periodicals.ru>

Подписной индекс на полугодие — 85728, на год — 85729



Сайт журнала

