



МОСКОВСКИЙ
ПОЛИТЕХ

ISSN 0321-4443



ТРАКТОРЫ И СЕЛЬХОЗМАШИНЫ

НАУЧНО-ПРАКТИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

89 (1) 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, г. 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

Зав. редакцией:

Сергей Евгеньевич Арсеньев
Адрес: 107023, г. Москва,
Большая Семеновская ул., 38
E-mail: tismash@mospolytech.ru
Тел.: +7 (495) 223-05-23

ПОДПИСКА

Подписка на печатную версию через интернет:
www.journals.eco-vector.com/
www.akc.ru
www.pressa-rf.ru

OPEN ACCESS

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 04.03.2022

Подписано в печать 15.03.2022

Формат 60 × 88%. Печать офсетная.

Печ. л. 9,75. Усл. печ. л. 9,06. Уч.-изд. л. 5,3.

Тираж 500 экз. Цена свободная.

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 1 | 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 Никитичевич – 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 (Оснабрюк, 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 инженеринговой компании AVL List (Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen List – «Институт двигателей внутреннего сгорания „Лист“») (Грац, Австрия)

ШУМАН Олаф – генеральный директор ООО «ФЭВ Рус» международной инженеринговой 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 ФС 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

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 1 | 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

Колонка главного редактора	5
----------------------------------	---

ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТЫЕ ТЕХНОЛОГИИ И ОБОРУДОВАНИЕ

<i>А.Р. Кульчицкий</i>	
О возможности использования природного газа на сельскохозяйственных тракторах	7
<i>О.И. Поливаев, А.Н. Ларионов, Д.Б. Болотов</i>	
Снижение токсичности выхлопных газов автомобиля за счет рекуперации энергии торможения	15

НОВЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ

<i>О.А. Наказной, А.А. Ципилев</i>	
Методика расчета характеристик одноуровневых пневматических упругих элементов с противодавлением	23

ТЕОРИЯ, КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИСПЫТАНИЯ

<i>С.А. Плотников, М.В. Мотовилова, А.Н. Карташевич</i>	
Исследование процесса сгорания активированного топлива в автотракторном дизеле	31
<i>С.В. Носов, Н.Е. Перегудов</i>	
Оценка уплотняющего воздействия и эксплуатационных характеристик гусеничного трактора на основе реологического подхода	43

КАЧЕСТВО, НАДЕЖНОСТЬ

<i>С.В. Путинцев, С.А. Аникин, С.П. Деменкова, С.С. Стрельникова</i>	
Расчет минимально необходимого количества моторного масла на трущихся поверхностях ЦПГ быстроходного дизеля	53
<i>А.М. Михальченков, В.Ф. Комогорцев, И.В. Козарез, А.В. Дьяченко, М.А. Михальченкова</i>	
Прогнозирование ресурса консольно-закрепленных деталей при износе с учетом допускаемых напряжений	67

ЭКОНОМИКА, ОРГАНИЗАЦИЯ И ТЕХНОЛОГИЯ ПРОИЗВОДСТВА

<i>В.Н. Ожерельев, В.В. Никитин, Н.В. Синяя, М.Е. Чаплыгин, Т.О. Федина</i>	
Очес растений на корню с предварительной сепарацией свободного зерна	73

CONTENTS

Editor-in-Chief's Column	5
--------------------------------	---

ENVIRONMENTALLY CLEAN TECHNOLOGIES AND EQUIPMENT

A.R. Kulchitskiy

About the possibility of use natural gas on agricultural tractors	7
---	---

O.I. Polivaev, A.N. Larionov, D.B. Bolotov

Reduction of vehicle exhaust gas toxicity due to brake energy recovery	15
--	----

NEW MACHINES AND EQUIPMENT

O.A. Nakaznoy, A.A. Tsipilev

Method for analyzing parameters of single-level pneumatic elastic elements with backpressure	23
--	----

THEORY, DESIGN, TESTING

S.A. Plotnikov, M.V. Motovilova, A.N. Kartashevich

Investigation of the combustion process of activated fuel in an automotive diesel engine	31
--	----

S.V. Nosov, N.E. Peregudov

Assessment of the compaction effect and operational characteristics of a crawler tractor based on a rheological approach	43
--	----

QUALITY, RELIABILITY

S.V. Putintsev, S.A. Anikin, S.P. Demenkova, S.S. Strelnikova

Calculation of the minimum required motor oil quantity on the CPG frictional surfaces in a high-speed diesel engine	53
---	----

A.M. Mikhachnikov, V.F. Komogortsev, I.V. Kozarez, A.V. Dyachenko, M.A. Mikhachnikova

Forecasting the resource of console-fixed parts during wear with account of permissible stresses	67
--	----

ECONOMICS, ORGANIZATION AND TECHNOLOGY OF MANUFACTURING

V.N. Ozhereliev, V.V. Nikitin, N.V. Sinyaya, M.E. Chaplygin, T.O. Fedina

Combing of plants on the root with preliminary separation of free grain	73
---	----

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-106374>

Уважаемые коллеги, дорогие друзья!

Перед вами первый выпуск журнала за 2022 год.

Как мы информировали ранее, стратегической целью журнала является индексация в международной метрической базе данных (МНБД) «Скопус». Нами реализуется план по совершенствованию работы редакции журнала и его сайта. Ключевыми вопросами, конечно, являются содержание публикуемых статей, их научный уровень, а также соответствие стандартам МНБД.

Правила для авторов представлены с примерами на нашем сайте по адресу: <https://journals.eco-vector.com/0321-4443/about/submissions>.

подавляющее большинство авторов следуют данным требованиям и оперативно реагируют на рекомендации по улучшению формата или содержания.

Мы уверены в том, что каждому автору журнала по силам выполнить эти требования с первого предъявления, существенно сократив время на редактирование представляемых материалов, а также время ожидания выхода очередных регулярных выпусков журнала с вашими публикациями.

С нетерпением ждём от вас материалов, представляющих интерес для российского и международного научного сообщества.

***В.Н. Каминский,
д.т.н., профессор, главный редактор
журнала «Тракторы и сельхозмашины»***

Dear Colleagues and Friends!

I am delighted to introduce you the first issue of Tractors and Agricultural Machinery Journal, 2022.

The strategic goal of the journal is to be indexed in the Scopus Database of International Scientific Journals. We are carrying out a plan to upgrade the work of the journal's website and the editorial office. The key issues, of course, are the content of the published articles, their scientific level, and their compliance with the Scopus Database standards.

The rules for authors (with examples) are listed on our website: <https://journals.eco-vector.com/0321-4443/about/submissions>.

Vast majority of authors follow these requirements and respond promptly to recommendations on improving the format or content.

We are convinced that all authors of the journal are able to meet these requirements at the first submission, significantly reducing the time needed to edit the materials provided, as well as the waiting time for the next regular issues of the journal.

We are looking forward to receiving your materials that are of interest to the international scientific community.

***Professor Valery N. Kaminsky,
DSc in Engineering,
Editor-in-Chief of Tractors and Agricultural Machinery Journal***

УДК 629.3.027.3

DOI: <https://doi.org/10.17816/0321-4443-96419>

Оригинальное исследование

О возможности использования природного газа в качестве топлива для сельскохозяйственных тракторов

А.Р. Кульчицкий

АО «Камешковский механический завод», г. Камешково, Россия

Владимирский государственный университет им. А.Г. и Н.Г. Столетовых, г. Владимир, Россия

Цель исследования – оценка эффективности перевода дизельных двигателей, используемых на сельскохозяйственной самоходной технике, на полное или частичное питание природным газом (метаном).

Метод исследования: аналитический.

Результаты и их применение. В сельском хозяйстве до 25% эксплуатационных затрат приходится на топливо. Однако целесообразность и эффективность перевода дизельных двигателей, используемых на сельскохозяйственной самоходной технике, на полное или частичное питание природным газом (метаном) можно оценить только с учетом ряда сопутствующих объективных и субъективных факторов. С одной стороны, цена эквивалентного количества (с точки зрения выполнения работы) природного газа более чем в 2 раза ниже, чем цена дизельного топлива. При этом природный газ является самым экологически чистым углеводородным топливом. Но, с другой стороны, налицо недостаточность заправочной инфраструктуры, а экологическая чистота самого природного газа – это не гарантия экологичности самого двигателя. Также важное значение имеет и безопасность эксплуатации газового оборудования, находящегося под повышенным давлением.

Выводы. Во-первых, использование природного газа взамен дизельного топлива требует учета разницы в физико-химических характеристиках этих топлив, что обуславливает как требования к организации рабочего процесса, так и достоинства и недостатки такой замены. Во-вторых, процесс сгорания природного газа по сравнению с дизельным топливом характеризуется повышенным образованием воды, приводя к более интенсивному обводнению смазочного масла, хотя и позволяет снизить выброс в атмосферу диоксида углерода. Важную роль играет безопасность эксплуатации техники, использующей ПГ, и, в первую очередь, это касается баллонов, рабочее давление в которых при заправке составляет 20,0...25,0 МПа.

Ключевые слова: природный газ; принудительное зажигание; газодизель; мощность; выбросы вредных веществ; цена; безопасность

Для цитирования:

Кульчицкий А.Р. О возможности использования природного газа в качестве топлива для сельскохозяйственных тракторов // *Тракторы и сельхозмашины*. 2022. Т. 89, № 1. С. 7–14. DOI: 10.17816/0321-4443-96419

DOI: 10.17816/0321-4443-96419

Original study

About the possibility of using natural gas as a fuel on agricultural tractors

Aleksey R. Kulchitskiy

JSC "Kameshkovsky Mechanical Plant", Kameshkovo, Russia
Vladimir State University A.G. and N.G. Stoletovs, Vladimir, Russia

AIMS: Evaluation of the effectiveness of converting diesel engines used in agricultural self-propelled vehicles to fully or partially natural gas (methane) fueled engines.

METHOD: Is analytical.

RESULTS: In agriculture up to 25% of operating expenses are fuel costs. However, the only number of the concomitant objective and subjective factors allow us to estimate expedience and efficiency of converting diesel engines used in agricultural self-propelled vehicles for full or partial supply of natural gas (methane). On the one hand, the price of an equivalent amount (in terms of work performance) of natural gas is more than 2 times lower than the price of diesel fuel. At the same time, natural gas is the most environmentally friendly hydrocarbon fuel. But, on the other hand, the underdeveloped refueling infrastructure is obvious, and the environmental friendliness of natural gas itself is not a guarantee of the environmental friendliness of the engine itself. Also, the safety of gas equipment operation under high pressure is an important matter.

CONCLUSIONS: Firstly, the use of natural gas instead of diesel fuel requires taking into account the difference in the physico-chemical characteristics of these fuels, which determines both the requirements for the organization of the working process and the advantages and disadvantages of such replacement. Secondly, the combustion process of natural gas, compared to diesel fuel, is characterized by increased formation of water leading to more intensive watering of lubricating oil, although it reduces carbon dioxide emission into the atmosphere. Safety of natural gas equipment operation plays an important role, and first of all, it is concern of cylinders that are filled at pressure of 20.0...25.0 MPa.

Keywords: natural gas; forced ignition; gas diesel; power; pollutant emission; price; safety

Cite as:

Kulchitskiy AR. About the possibility of use natural gas on agricultural tractors. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2022;89(1):7–14.
DOI: 10.17816/0321-4443-96419

Received: 14.01.2022

Accepted: 10.02.2022

Published: 15.03.2022

так называемых. газодизелей – двигателей, способных работать как на ДТ, так и одновременно на ДТ и газе), либо – однопаливности (чисто газовый двигатель). В первом случае газоздушная смесь воспламеняется в цилиндре двигателя от запальной дозы ДТ (последняя воспламеняется от сжатия), а во втором – принудительно с помощью электрической искры. Таким образом, переход на использование ПГ вместо ДТ возможен только при изменении как способа смесеобразования, так и типа воспламенения. А это уже требует изменения конструкции двигателя.

Целесообразность перехода с дизельного топлива на КПГ определяется, в первую очередь, следующими основными факторами:

- объемная плотность практически любого газа приблизительно в 1000 раз меньше, чем у жидкого топлива, поэтому эквивалентное (с точки зрения выполняемой работы) количество газа потребует такого же увеличения объема топливных емкостей, поэтому на транспорте природный газ хранится в баллонах высокого давления (рабочее давление – 20,0...25,0 МПа), т. е. в виде КПГ, что хотя и позволяет уменьшить требуемый объем баллонов в 200...250 раз, но это все равно существенно больше объема топливного бака для традиционного топлива;
- снижение эксплуатационных затрат на топливо вследствие меньшей цены на эквивалентное количество КПГ по сравнению с ДТ (1 м³ метана эквивалентен 1 л ДТ): в России в декабре 2021 г. средняя стоимость ДТ составляла 50,0 руб./л, а КПГ – 20,0 руб./м³;
- уменьшение загрязнения окружающей среды, поскольку в отработавших газах (ОГ) газовых двигателей отсутствуют продукты сгорания серы (содержащейся в ДТ), что обуславливает отсутствие коррозионного воздействия на металлические детали, и почти не образуются частицы сажи; оба этих фактора позволяют применять каталитические нейтрализаторы для сокращения эмиссии прочих вредных газообразных веществ;
- улучшение эргономичности в связи с меньшим уровнем шума рабочего процесса и вибрации двигателя, обусловленных более низкой скоростью нарастания давления при сгорании природного газа по сравнению с ДТ;
- увеличение ресурса двигателя в 1,5...2,0 раза в связи с отсутствием эффекта смывания масляной пленки со стенок цилиндров двигателя (последнее характерно для применения жидкого топлива);
- наличие разветвленной заправочной инфраструктуры, что особенно важно для сельскохозяйственной техники (тракторов, комбайнов).

Кроме того, есть ряд моментов, которые необходимо учитывать при создании и эксплуатации газомоторной техники, тем более что на газовое топливо переводят двигатели, предназначенные для работы

на традиционном топливе: ДТ или бензине. В первую очередь, тот факт, что конструкция и регулировки современных двигателей десятилетиями отработывались с учетом использования традиционных топлив, физические и химические характеристики которых изменяются в достаточно узком диапазоне и отличаются от аналогичных характеристик ПГ [5].

Эффективность применения ПГ определяется степенью замещения им ДТ и коэффициентом его использования: первое характеризует уменьшение применения традиционного топлива, а второе – полноту использования ПГ. Для двутопливных двигателей при постоянстве степени замещения сокращение затрат на ДТ пропорционально величине нагрузки на двигатель: чем дольше двигатель работает с более высокой нагрузкой, тем больше используется ПГ, и, соответственно, тем больше разница в затратах на традиционное и альтернативное топливо. Однако характер работы транспортных средств предопределяет основную долю времени их использования на средних и малых нагрузках. Наиболее эффективно применение газодизелей для стационарного использования в составе генераторных и компрессорных установок, которые обычно загружены более чем на 80% от полной мощности. Максимальную же эффективность использования ПГ можно получить только при 100% замещении традиционного топлива, и если газовый двигатель создается на базе дизельного, то это означает отказ от дизельного типа рабочего процесса. Конструктивно подобное решение реализуется путем понижения степени сжатия двигателя во избежание неконтролируемого самопроизвольного воспламенения ПГ (т. е. объемного воспламенения, которое ошибочно принимают за детонацию) и установки системы электрического зажигания вместо системы топливopодaчи дизельного топлива.

Природный газ в основном состоит из метана, но в зависимости от месторождения содержание метана колеблется от 60% до 98%. Природный газ транспортируется по газопроводам – исключительно из газовых месторождений, в зависимости от места добычи его состав неодинаков. Согласно данным в паспортах качества по 32 газопроводам, концентрация метана может колебаться в достаточно широком диапазоне: 62,4–68,5% (газопроводы Первомайск – Сторожовка и Карабулак – Грозный), 81,5–85,9% (Коробки – Жирное – Камыши, Саратов – Москва, Кумертау – Ишимбай – Магнитогорск и Хаджи-Абад-Фергана); в остальных случаях содержание метана свыше 90%. Однако физико-химические характеристики ПГ определяются не только этим параметром. Согласно ГОСТ 27577-2000 «Газ природный топливный компримированный для двигателей внутреннего сгорания», состав ПГ, подаваемого в общем потоке на автомобильные газонаполнительные компрессорные станции (АГНКС), содержание метана (и других углеводородов) не лимитируется, а ограничивается только

содержание негорючих компонентов (не более 7%). В основном, это требование выполняется, но есть и существенные отклонения (см. таблицу).

Для использования в двигателях важным является нормирование таких параметров как теплота сгорания, плотность, октановое число (ОЧ). Поэтому при поставке газомоторной техники в различные регионы необходимо иметь информацию о составе ПГ, и при существенном изменении состава ПГ (что оценивается числом Воббе согласно ГОСТ 31369-2008 «Вычисление теплоты сгорания, плотности, относительной плотности и числа Воббе на основе компонентного состава») необходимы изменения регулировок газового оборудования и системы зажигания для сохранения мощностных характеристик.

Переход на ПГ (т. е. метан CH_4) взамен ДТ позволяет решать и такую современную проблему, как снижение эмиссии диоксида углерода CO_2 в атмосферу. Источником образования CO_2 является углерод, входящий в состав любого углеводородного топлива: в дизельном топливе содержание углерода составляет 86...87% по массе, в природном газе – 75%. Таким образом, теоретически, при полном сгорании ПГ образование CO_2 по сравнению со сгоранием ДТ снижается в 1,16 раза.

Для условий применения в двигателях важным является такой фактор, как образование воды при сгорании любых углеводородных топлив, и чем больше в составе молекулы углеводорода массовое содержание водорода, тем больше образуется воды. В метане, по сравнению с ДТ, водорода больше почти в 2 раза

(25% против 12...13% по массе), соответственно и воды образуется почти в два раза больше. Это приводит к более интенсивному обводнению моторного масла, а также может приводить к шунтированию электрических свечей при пуске холодного двигателя. Но зато при сгорании метана в двигателях почти не образуется сажи (твердого углерода), это предопределяет практически полное отсутствие отложений сажи на деталях, образующих камеру сгорания: поршень, огневое днище головки цилиндров, стенки цилиндров, а также отсутствие сажи в масле. Указанное воздействие на моторное масло предъявляет новые требования к пакету присадок в маслах.

Еще одним фактором, требующим учета для условий применения в двигателях, является сильная зависимость скорости горения ГВС от ее состава. В дизеле процесс горения носит преимущественно диффузионный характер, при котором скорость горения определяется скоростью смешения топлива с окислителем. А в двигателях с внешним смесеобразованием скорость горения ГВС определяется скоростью химических реакций (т. е. кинетикой), соответственно, процесс горения имеет кинетический характер. Скорость химических реакций на несколько порядков выше скорости смешения, и скорость тепловыделения в газовых двигателях больше, чем в дизелях. Однако если во фронте горения диффузионного пламени состав топливовоздушной смеси стехиометрический (независимо от значения коэффициента избытка воздуха, среднего как по объему камеры сгорания, так и по времени

Таблица. Характеристики природного газа из разных месторождений

Table. Chemical composition of natural gas from different fields

№ п/п	Газопровод	CH_4 , %	C_2H_6 , %	C_3H_8 , %	C_4H_{10} , %	C_5H_{12} , %	N_2 , %	CO_2 , %	Теплотворность, МДж/ нм^3
1.	Саратов – Москва	84,5	3,8	1,9	0,9	0,3	7,8	0,8	35,80
2.	Первомайск – Сторожовка	62,4	3,6	2,6	0,9	0,2	30,2	0,1	28,30
3.	Серпухов – Ленинград	89,7	5,2	1,7	0,5	0,1	2,7	0,1	37,43
4.	Гоголево – Полтава	85,8	0,2	0,1	0,1	0,0	13,7	0,1	30,98
5.	Кумертау – Ишимбай – Магнитогорск	81,7	5,3	2,9	0,9	0,3	8,8	0,1	36,80
6.	Хаджи-Абад – Фергана	85,9	6,1	1,5	0,8	0,6	5,0	0,1	38,35
7.	Карабулак – Грозный	68,5	14,5	7,6	3,5	1,0	3,5	1,4	45,85
8.	Коробки – Жирное – Камыши	81,5	8,0	4,0	2,3	0,5	3,2	0,5	41,45

горения), то состав ГВС может меняться в широком диапазоне [6]. И максимальная скорость горения ГВС наблюдается при несколько обогащенном составе (коэффициент избытка воздуха около 0,95), при отклонении как в сторону обогащения, так и в сторону обеднения скорость горения ГВС уменьшается, при этом уменьшается скорость тепловыделения и увеличиваются теплотери. Подобная зависимость скорости горения от состава ГВС влияет на развиваемую двигателем мощность: максимальное значение мощности можно получить при стехиометрическом составе, но в этом случае возрастает вероятность перегрева деталей камеры сгорания и задира поршня [7].

Следующим фактором, обуславливающим эффективные показатели газового двигателя, является количественное регулирование рабочего процесса. Если в дизеле подобное регулирование обеспечивается за счет изменения количества подаваемого топлива, то в двигателях с внешним смесеобразованием это обеспечивается путем дросселирования впускного трубопровода. И даже если в этих двигателях подача топлива (бензина или газа) производится непосредственно в цилиндр двигателя, то подача воздуха все равно ограничивается дросселированием. Дросселирование вызывает увеличение разрежения в цилиндре, т. е. увеличиваются механические потери двигателя на преодоление этого сопротивления. Результат – снижение эффективной мощности двигателя. Таким образом, только при полностью открытом дросселе двигатель с внешним смесеобразованием может обеспечить ту же мощность, что и дизельный двигатель (на базе которого создан первый); на частичных нагрузках эффективность дизелей всегда выше (в 1,2...1,4 раза). Тем не менее, возможный вариант сохранения мощностных характеристик газового двигателя по сравнению с дизелем – это применения турбонаддува, что позволит увеличить количество подаваемой ГВС.

При всех изменениях, вносимых в базовую конструкцию дизельного двигателя, уровень унификации с газовым двигателем составляет не менее 80...85%, что крайне важно для обеспечения сервисного обслуживания техники, находящейся в эксплуатации. Но на транспортных средствах ПГ хранится в газовых баллонах. Объем баллонов под КПГ рассчитывается исходя из приблизительного соотношения по замещению одного литра ДТ одним кубометром газа, находящегося под атмосферным давлением (так называемый нормальный кубометр, нм^3). Приблизительно – потому что фракционный состав (а соответственно, и теплотворность) как ПГ, так и ДТ зависит от особенностей месторождений газа и нефти. Таким образом, сжимая $1 \text{ нм}^3 = 1000 \text{ л}$ ПГ в 200 раз, получаем, что для замещения 1 л дизельного топлива нужен баллон емкостью 5 л (в случае применения сжиженного ПГ это соотношение уменьшается еще в 2,5 раза).

Соотношение цен на ДТ и КПГ предопределяет меньшие (во втором случае) в 2,0...2,5 раза эксплуатационные затраты по статье «расход горюче-смазочных материалов». Здесь, правда, надо отметить, что подобное соотношение справедливо только при работе газового двигателя на полной мощности; на частичных режимах в связи с уменьшением эффективности газового двигателя эквивалентное количество газа возрастает до 1,3...1,5 с учетом коэффициента использования (как отмечено выше). Указанный естественный недостаток природного газа (то, что он газ), может быть устранен его сжижением за счет понижения температуры газа до -162°C . Но в этом случае требуется специальное криогенное оборудование, что имеет свои достоинства и недостатки.

Важную роль играет безопасность эксплуатации техники, работающей на КПГ. Пристальное внимание потребителей привлекают, в первую очередь, баллоны высокого давления, в которых хранится КПГ. Если в баках с дизельным топливом и бензином давление атмосферное, а баллоны со сжиженным нефтяным газом находятся под давлением не более 1,2 МПа, то рабочее давление при заправке КПГ составляет 20,0...25,0 МПа. При этом указанное давление должно обеспечиваться при температуре газа, заправляемого в баллон, не выше температуры окружающего воздуха более чем на 15°C , но не выше 333 К (60°C). Реально при заправке пустых баллонов температура заправляемого газа (что можно оценить по температуре самого баллона) за счет сжатия повышается в большей степени, поэтому целесообразно (в случае возможности по времени) после первичной заправки дать остыть баллонам (в процессе чего давление в баллонах может снизиться до 1,0 МПа, т. е. на $10,0 \text{ кг/см}^2$), а затем дозаправить до требуемого давления.

Что касается безопасности эксплуатации баллонов, то все типы баллонов под КПГ рассчитаны и проходят испытания на давление 78,0...80,0 МПа: металлические (I тип), металлопластиковые (II и III типы) и композитные (IV тип). Поэтому у них фактически четырехкратный запас прочности. Кроме того, баллоны II, III и IV типов при разрыве не разлетаются на части: неметаллическая оболочка просто «раскрывается». Кроме того, все газовые баллоны оснащены вентилями с защитой по четырем параметрам: давлению, температуре, обрыву газовой трубки и остановке двигателя – в каждом случае происходит перекрытие подачи газа из баллона. Причиной повышенных давления и температуры может быть нагрев баллонов от солнца (если нет защитных кожухов) или от источника открытого пламени. Обрыв газовой трубки может произойти от неаккуратного физического воздействия. Перечисленные требования полностью соответствуют требованиям ТР ТС 031/2012 (Приложение 1), регламентирующим установку и эксплуатацию газового оборудования для КПГ на сельскохозяйственных тракторах.

Следует отметить еще другие факторы, которые обуславливают безопасность применения КПГ. Например, в случае утечки природный газ улетучивается, поскольку его плотность в 2 раза меньше плотности воздуха (а пропан-бутановая смесь даже в газообразном состоянии в 1,5 раза плотнее воздуха, и поэтому будет не улетучиваться, а скапливаться под транспортным средством). И воспламенить природный газ сложнее, чем даже бензин: температура воспламенения бензина – 300 °С, дизельного топлива – 320...380 °С, а метана – 600...700 °С. При этом не всякая метановоздушная смесь может воспламениться: если концентрация природного газа в смеси будет менее 5% (переобедненная смесь) или более 15% (переобогащенная смесь), то ни при какой температуре не произойдет воспламенение. В этом плане природный газ гораздо безопаснее водорода (к которому в настоящее время привлечено большое внимание): пределы воспламеняемости водородовоздушной смеси – от 4,1 до 75,0% содержания водорода в смеси, т. е. вероятность неконтролируемого воспламенения таких смесей гораздо выше, чем метановоздушных смесей.

ВЫВОДЫ

1. Использование природного газа (ПГ) взамен дизельного топлива (ДТ) требует учета разницы в физико-химических характеристиках этих топлив, что обуславливает как требования к организации рабочего процесса, так и достоинства и недостатки такой замены.
2. Применение ПГ в двигателях внутреннего сгорания возможно в случае организации рабочего процесса либо с принудительным воспламенением за счет электрической искры, либо с воспламенением от сжатия за счет обеспечения газодизельного процесса.
3. Процесс сгорания ПГ по сравнению с ДТ характеризуется, с одной стороны, повышенным образованием воды в связи с большим (в 2 раза) содержанием

водорода в молекуле газа, приводя к более интенсивному обводнению смазочного масла, но, с другой стороны, позволяет снизить выброс в атмосферу диоксида углерода в связи с меньшим (в 1,16 раза) содержанием углерода в молекуле газа.

4. В отличие от процесса сгорания ДТ скорость сгорания газозвушных смесей (ГВС) существенно зависит от состава такой смеси: максимальная скорость горения ГВС наблюдается при несколько обогащенном составе (коэффициент избытка воздуха около 0,95), при отклонении же состава смеси как в сторону обогащения, так и в сторону обеднения скорость горения ГВС уменьшается, при этом уменьшается скорость тепловыделения и увеличиваются теплотери.
5. Важную роль играет безопасность эксплуатации техники, использующей ПГ, и, в первую очередь, это касается баллонов, рабочее давление в которых при заправке составляет 20,0...25,0 МПа.
6. Принципиальная возможность замены дизельного топлива на природный газ (метан) для условий эксплуатации сельскохозяйственной техники определяется наличием заправочной инфраструктуры и ее доступностью для места работы такой техники.

ДОПОЛНИТЕЛЬНО

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

Источник финансирования. Исследование было осуществлено за счет собственных средств.

ADDITIONAL INFORMATION

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

Funding source. The study was conducted at the author's own expense.

ЛИТЕРАТУРА

1. Eurasiancommission.org [Интернет]. Совет Евразийской экономической комиссии. Решение от 29 октября 2021 года N 127 О внесении изменений в технический регламент Таможенного союза "О безопасности сельскохозяйственных и лесохозяйственных тракторов и прицепов к ним" (ТР ТС 031/2012) [дата обращения: 07.04.2022]. Доступ по ссылке: https://docs.eaeunion.org/docs/ru-ru/01430574/err_19112021_127.
2. News.mail.ru [Интернет]. Европа признала газ и атом чистой энергией [дата обращения: 07.04.2022]. Доступ по ссылке: <https://news.mail.ru/economics/49522620/>.
3. Саркисян В.А. Комплексное использование СПГ в агропромышленном комплексе – основа подъема сельского хозяйства России // Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо. 2011. № 6. С. 69–71.

4. Ким А.А. Совершенствование правового регулирования использования газа в качестве моторного топлива // Энергосвет. 2012. № 3. С. 26–30.
5. Лютко В., Луканин В.Н., Хачиян А.С. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания. Москва: МАДИ (ТУ), 2000.

6. Махов В.З. Процессы сгорания в двигателях. Москва: МАДИ, 1980.
7. Воинов А.Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. Москва: Машиностроение, 1977.

REFERENCES

1. Eurasiancommission.org [Internet]. Sovet Evraziiskoi ekonomicheskoi komissii. Reshenie ot 29 oktyabrya 2021 goda N 127 O vnesenii izmenenii v tekhnicheskii reglament Tamozhennogo soyuza "O bezopasnosti sel'skokhozyaistvennykh i lesokhozyaistvennykh traktorov i pritsepov k nim" (TR TS 031/2012) [updated 2021 Oct 29; cited 2022 Mar 7]. Available from: https://docs.eaeunion.org/docs/ru-ru/01430574/err_19112021_127. (In Russ).
2. News.mail.ru [Internet]. Evropa priznala gaz i atom chistoie energiei [cited 2022 Mar 7]. Available from: <https://news.mail.ru/economics/49522620/>. (In Russ).
3. Sarkisyan V. The complex using of lng in agro-industrial sector – the basis of upheaval russian agriculture. *Autogas filling complex+alternative fuel*. 2011;(6):69–71. (In Russ).
4. Kim AA. Sovershenstvovanie pravovogo regulirovaniya ispol'zovaniya gaza v kachestve motornogo topliva. *Energosvet*. 2012;(3):26–30. (In Russ).
5. L'otko V, Lukanin VN, Khachiyan AS. *Primenenie al'ternativnykh topliv v dvigatelyakh vnutrennego sgoraniya*. Moscow: MADI (TU), 2000. (In Russ).
6. Makhov VZ. *Protsessy sgoraniya v dvigatelyakh*. Moscow: MADI, 1980. (In Russ).
7. Voinov AN. *Sgoranie v bystrokhodnykh porshnevnykh dvigatelyakh*. Moscow: Mashinostroenie; 1977. (In Russ).

ОБ АВТОРЕ

Кульчицкий Алексей Рэмович,

д.т.н.

адрес: Россия, 601301, Владимирская область, Камешковский р-н, г. Камешково, ул. Дорожная, 14

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9609-0829>

eLibrary SPIN: 6807-8316

E-mail: ark6975@mail.ru

AUTHOR'S INFO

Alexey R. Kulchitskiy,

Doctor of Sciences

address: Dorozhnaya street, 14, Kameshkov, Vladimir Oblast, 601301, Russia

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9609-0829>

eLibrary SPIN: 6807-8316

E-mail: ark6975@mail.ru

УДК 62-593

DOI: 10.17816/0321-4443-100839

Оригинальное исследование

Снижение токсичности выхлопных газов автомобиля за счет рекуперации энергии торможения

О.И. Поливаев, А.Н. Ларионов, Д.Б. Болотов

Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I, Воронеж, Россия

Введение. В последние годы в Российской Федерации наблюдается значительный прирост автомобильного транспорта, что приводит к существенному увеличению выбросов токсичных газов в атмосферу. Доля выбросов токсичных газов автотранспорта колеблется от 65 до 70%. Для снижения выбросов токсичных газов в атмосферу внедряются электромобили, однако они имеют целый ряд недостатков: ограниченный пробег до подзарядки аккумулятора и дорогостоящие аккумуляторы. Также ускоренно ведутся работы по использованию водорода в качестве топлива для автомобилей. Однако вопросы хранения водородного топлива пока еще не проработаны. При этом существующий парк автомобилей продолжает отравлять атмосферу.

Цель – исследование рекуператора энергии торможения для снижения оксида углерода CO в отработавших газах автомобиля УАЗ.

Материал и методы. Разработана конструкция комбинированной установки с газогидравлическим рекуператором торможения, которая использована на автомобиле УАЗ (пат. РФ № 2193977). Сравнительные исследования проведены согласно ГОСТ 33670-2015 и ГОСТ 52033-2003.

Результаты и обсуждение. Результаты сравнительных исследований автомобиля показали, что на повышенной передаче при скорости движения 18–25 м/с – минимум выбросов CO, а на низших передачах он значительно возрастает. Рекуператор этот недостаток устраняет за счет дополнительной передачи мощности на ведущие колеса.

Заключение. При разгоне автомобиля в городском цикле с рекуператором наблюдается минимум выбросов CO, при этом возрастает ускорение автомобиля, что уменьшает время разгона и путь на 30–35%. Автомобиль с рекуператором в среднем расходовал бензина до 15 л/100 км, а в серийном исполнении этот показатель составлял до 17,5 л/100 км пути. За счет рекуператора выбросы CO снижаются на 16%.

Ключевые слова: комбинированная установка; рекуператор торможения; выбросы CO; экономия топлива; токсичность

Для цитирования:

Поливаев О.И., Ларионов А.Н., Болотов Д.Б. Снижение токсичности выхлопных газов автомобиля за счет рекуперации энергии торможения // Тракторы и сельхозмашины. 2022. Т. 89, № 1. С. 15–21. DOI: 10.17816/0321-4443-100839

DOI: 10.17816/0321-4443-100839

Original study

Reduction of vehicle exhaust gas toxicity due to brake energy recovery

Oleg I. Polivaev, Alexey N. Larionov, Dmitry B. Bolotov

Peter the Great Voronezh State Agrarian University, Voronezh, Russia

BACKGROUND: In recent years, fleet of vehicles in the Russian Federation is on a significant increase, that leads to considerably amplified emissions of toxic gases into the atmosphere. The share of toxic gas emissions from motor vehicles ranges from 65 to 70%. In order to reduce the toxic gas emissions into the atmosphere, electric vehicles have been introduced, but they have a number of disadvantages. These are a limited mileage before recharging and expensive batteries. Also, works on the use of hydrogen as a fuel for cars are conducted at an accelerated pace. However, the issue of a hydrogen fuel storage has not yet been worked out. At the same time, the used fleet of vehicles continues to poison the atmosphere.

AIMS: Studying the braking energy recuperator for decreasing carbonic oxide CO in exhaust gases of the UAZ car.

METHODS: The construction of a combined unit with a gas-hydraulic braking recuperator was developed, which is installed on a UAZ vehicle (RF Pat. No. 2193977). Comparative studies were carried out in accordance with GOST 33670-2015 and GOST 52033-2003.

RESULTS: Results of comparative studies of the car showed that a minimum of CO emissions is observed in high gear, at a speed of 18–25 m/s, and CO emissions significantly increase in lower gears. The recuperator eliminates this drawback due to the additional power transmission to the driving wheels.

CONCLUSION. When a car starts in the urban cycle, there is a minimum of CO emissions with a recuperator, at the same time the car acceleration increases, that reduces the acceleration time and the distance by 30–35%. A car with a recuperator on average consumed gasoline up to 15 l per 100 km, and this parameter of the production car was up to 17,5 l per 100 km of track. Due to the recuperator, CO emissions are reduced by 16%.

Keywords: combined installation; brake recuperator; CO emissions; fuel economy; toxicity

To cite this article:

Polivaev OI, Larionov AN, Bolotov DB. Reduction of vehicle exhaust gas toxicity due to brake energy recovery. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2022;89(1):15–21. DOI: 10.17816/0321-4443-100839

Received: 16.02.2022

Accepted: 26.02.2022

Published: 15.03.2022

ВВЕДЕНИЕ

В последние 10 лет наблюдается значительный рост автомобильного парка, что приводит к выбросам значительного количества токсичных газов в атмосферу. Доля выбросов токсичных газов автотранспорта колеблется от 65 до 70% [1, 2].

Для снижения воздействия токсичных газов автотранспорта ведутся работы по внедрению электромобилей, однако они имеют целый ряд недостатков: ограниченный диапазон пробега, непродолжительный срок работы аккумуляторных элементов, большая их стоимость и отсутствие специальных станций для их зарядки. Применение водорода в качестве топлива в настоящее время является наиболее перспективным направлением. Однако хранение и использование водорода в качестве топлива пока еще не отработано для автотранспорта. В ближайшие 5 лет эта задача будет решена. В настоящее время разрабатываются и внедряются комбинированные установки с рекуператорами энергии на существующем автотранспорте. Но, к сожалению, автомобили, которые в основном используются на данный момент, продолжают отравлять окружающую среду токсичными выхлопными газами.

ЦЕЛЬ ИССЛЕДОВАНИЙ

Исследование рекуператора энергии торможения для снижения оксида углерода CO в отработавших газах автомобиля УАЗ.

МАТЕРИАЛ И МЕТОДЫ

Исследование автомобиля УАЗ-3303 с рекуператором торможения проведено согласно ГОСТ 33670-2015 «Автомобильные транспортные средства единичные. Методы экспертизы и испытаний для проведения оценки соответствия» и ГОСТ 52033-2003 «Автомобили

с бензиновым двигателем. Выбросы загрязняющих веществ с отработавшими газами».

По оценкам многих исследователей, в выхлопных газах находится от 250 до 1100 химических соединений. Наиболее токсичными для человека являются: CO – оксид углерода, NO – оксид азота, NO₂ – диоксид азота, C_xH_y – различные углеводороды, CO₂ – углекислый газ и целый ряд других соединений.

В работе нами будет рассмотрено количество оксида углерода (CO) в выхлопных газах автомобиля УАЗ с рекуператором энергии. Оксид углерода приводит к смертельному исходу при дозе свыше 1%.

Для снижения загрязняющих веществ в существующем автотранспортном парке наибольшее распространение получили использование комбинированных установок (КУ). Комбинированная установка с рекуператором энергии состоит из двигателя, рекуператора, бесступенчатой передачи, переключателя передач и колес транспортного средства.

Работа автомобилей с комбинированными рекуператорами энергии происходит в зависимости от торможения или колебаний остова автомобиля. Затем эта энергия запасается рекуператором и отдается при разгоне транспортного средства [3–6].

В таблице 1 приведены различные типы комбинированных установок.

Анализ различных комбинированных установок показал, что наиболее эффективными являются установки с газогидравлическими аккумуляторами, так как аккумуляторы с маховиком имеют большие габариты и повышенную массу и они практически не применяются.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

Для выявления влияния нагрузки двигателя на содержание оксида углерода (CO), диоксида азота (NO₂) и расход топлива ($q_{тв}$) были проведены специальные исследования. Двигателю автомобиля УАЗ создавали

Таблица 1. Типы комбинированных установок автотранспорта
Table 1. Types of combined unit vehicle

Автомобиль ¹	Масса ² , кг	Мощность ДВС ³	Тип аккумулятора ⁴	Тип трансмиссии накопителя ⁵
Электробус <i>Daimler Benz OE 305</i>	18 800	74 кВт, ЭД-150 кВт	Электрический, масса – 300 кг, емкость – 230 А*ч	Электрическая
<i>Daihatsu</i>	3350	63 кВт, ЭД-33 кВт	Электрический, масса – 42 кг, емкость – 135 А*ч	Электрическая
Гиробус <i>MAN</i>	16 000	100 кВт	Маховик, масса – 105 кг, энергоемкость – 1,5 кВт*ч, 12 000 об/мин	Гидромеханическая
Гидробус <i>MAN</i>	16 000	100 кВт	Газогидравлический, масса – 450 кг, энергоемкость – 0,33 кВт*ч	Гидромеханическая

Notes: 1 – vehicle; 2 – mass; 3 – combustion engine power; 4 – type of a battery; 5 – type of battery transmission

различную нагрузку на тормозном стенде с замером исследуемых параметров CO , NO_2 и $q_{\text{тв}}$, рис. 1. Вышеуказанные параметры определяли с помощью анализатора отработавших газов «Инфралайт-МК».

Анализ рис. 1 показывает, что при мощности двигателя 25–45 кВт количество оксида углерода (CO) находится в пределах 1–2%, а при увеличении мощности с 45 до 50 кВт за счет дополнительной подачи топлива значительно возрастает CO . По этой причине включение рекуператора позволит устранить недостаток существующих двигателей.

Нами разработана простая конструкция комбинированной установки с рекуператором торможения (пат. РФ № 2193977) [7]. Данные конструкции были изготовлены на базе автомобиля УАЗ на Воронежском

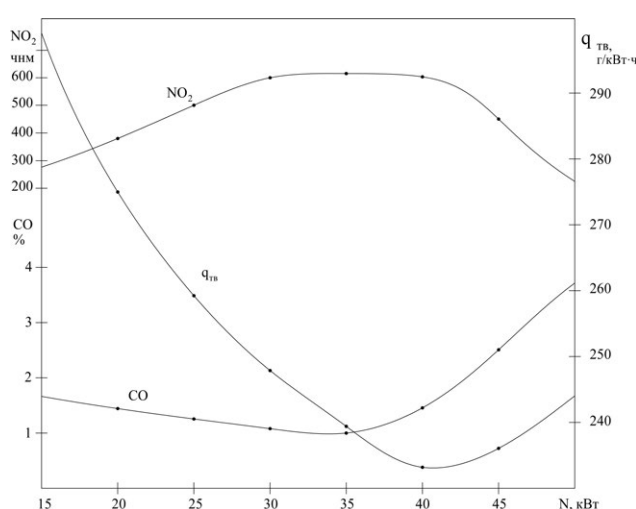


Рис. 1. Зависимость токсичности отработавших газов от нагрузки двигателя.

Fig. 1. Dependence of exhaust gases toxicity on engine load.

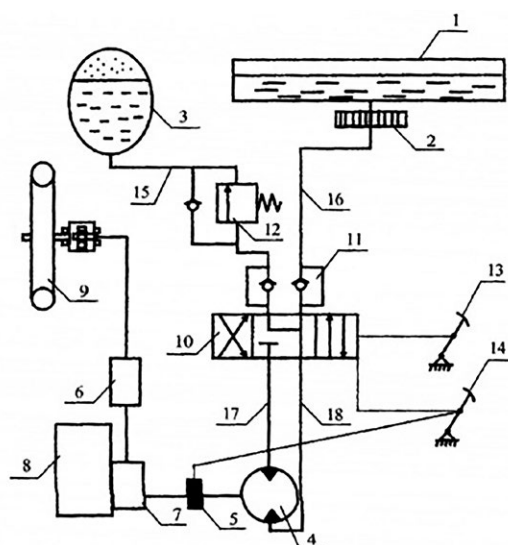


Рис. 2. Рекуператор автомобиля УАЗ.

Fig. 2. UAZ car recuperator.

механическом заводе и прошли опытное внедрение на санитарных автомобилях, работающих в городском цикле движения.

Рекуператор автомобиля УАЗ-3303 показан на рис. 2.

Принцип работы рекуператора. При включении педали торможения 14 срабатывает электромагнит 5, который соединяет двигатель 8 и гидронасос (мотор) 4. При этом рабочая жидкость поступает из бака 1 в делитель потока 10 и далее в аккумулятор 3, где происходит его зарядка.

В режиме разгона (в завершающей его стадии необходим дополнительный запас энергии) включают на 2/3 хода акселератор 13, который открывает в делителе потока 10 канал для прохода рабочей жидкости из аккумулятора 3 к гидронасосу 4, который в данном случае будет работать как гидромотор. В результате чего раздаточный механизм 6 получает дополнительно вращательный момент на ведущие колеса 9.

Результаты сравнительных исследований автомобиля УАЗ показали, что на повышенной IV передаче при скорости движения 18–25 м/с минимум выбросов CO , а на низших передачах он значительно возрастает, рис. 3. При разгоне автомобиля с рекуператором также наблюдается минимум выбросов CO при скорости движения 18–25 м/с. Однако за счет рекуператора энергии происходит снижение оксида углерода на 16%, рис. 3. Кроме того, за счет дополнительной подачи мощности рекуператором на ведущие колеса возрастает ускорение автомобиля, а следовательно, уменьшается время разгона на 30–35%.

На рис. 4 и 5 приведены результаты исследований автомобиля в городском цикле движения (ГЦД).

При движении в городском цикле (4 км) расход топлива, соответственно, снижается на 0,1 литра, а оксид углерода – на 31 г (рис. 4 и 5).

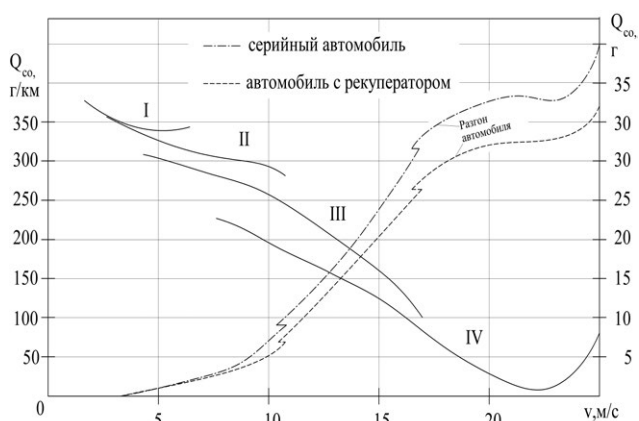


Рис. 3. Зависимость изменения оксида углерода (CO) при движении от номера включенной передачи и при разгоне автомобиля.

Fig. 3. Dependence of the change in carbon monoxide (CO) on the number of the gear switched on when moving and when accelerating the car.

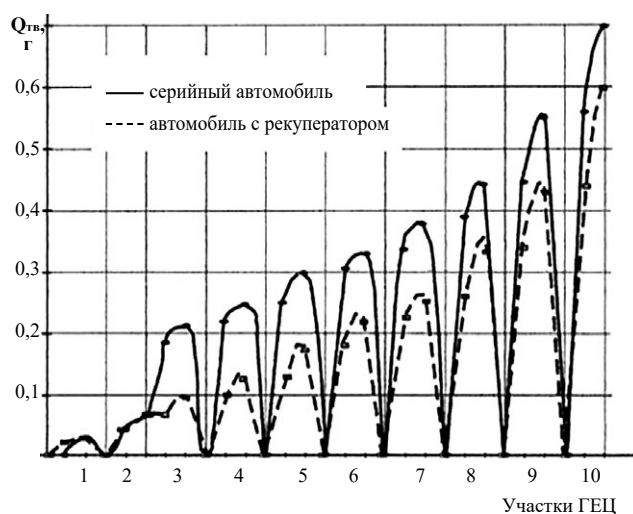


Рис. 4. Зависимость изменения расхода топлива в ГЦД.

Fig. 4. Dependence of the change in fuel consumption in the urban traffic cycle (UTC).

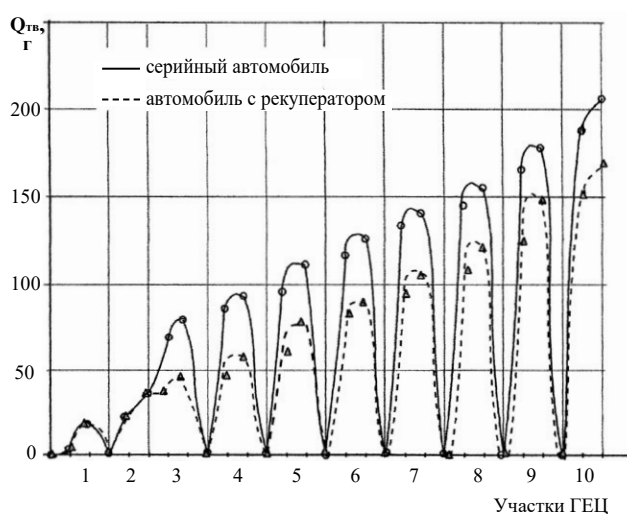


Рис. 5. Зависимость изменения оксида углерода в ГЦД.

Fig. 5. Dependence of carbon monoxide change in the urban traffic cycle (UTC).

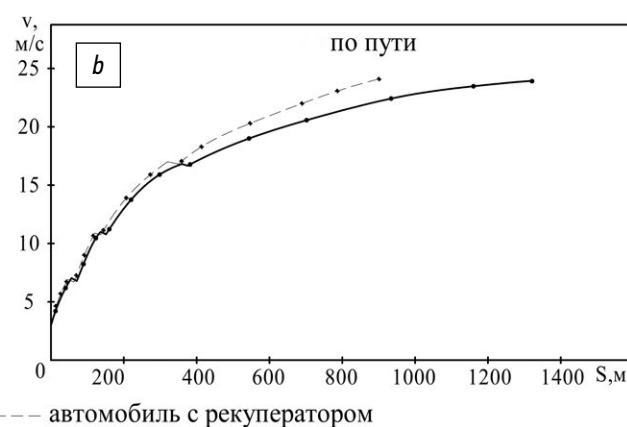
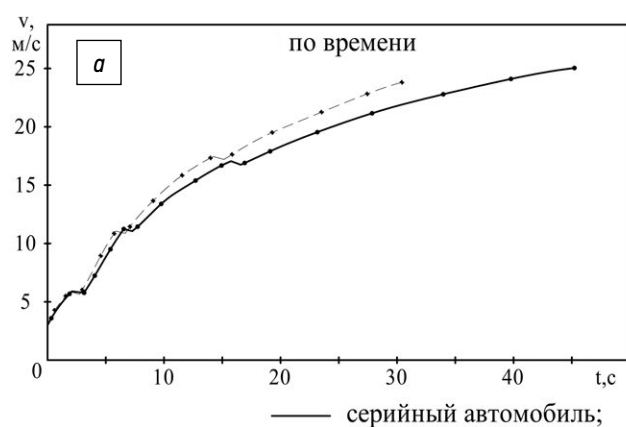


Рис. 6. Характеристика разгона автомобиля УАЗ по времени (а) и по пути (б).

Fig. 6. UAZ time (a) and distance (b) acceleration characteristics.

Таблица 2. Сравнительные характеристики серийного автомобиля УАЗ-3303 и с комбинированной установкой.

Table 2. Comparative parameters of the UAZ-3303 production vehicle and UAZ-3303 with a combined unit.

Автомобили ¹	Расход топлива ²	Выбросы CO ³	На 100 км пути ⁴	
	Gt, л	G _{CO} , гр	G, л/100 км	G _{CO} , г/100 км
УАЗ-3303	0,70	202,0	17,5	5050
УАЗ-3303 с комбинированной установкой	0,60	171,0	15	4275

Notes: 1 – vehicle; 2 – fuel consumption; 3 – CO₂ emissions; 4 – fuel consumption per 100 kilometers

На рис. 6 представлена сравнительная характеристика разгона серийного и опытного автомобилей УАЗ-3303 (с полной нагрузкой). Скоростные свойства автомобиля с рекуператором энергии торможения при разгоне до скорости 25 м/с сокращаются на 30–35%.

Рекуперация энергии торможения на 15% снижает расход бензина и, соответственно, оксида уг-

лерода на 16%, в городском цикле движения. В пересчете на 100 км пути автомобиль с рекуператором в среднем расходовал бензина до 15 л/100 км, а в серийном исполнении этот показатель составил до 17,5 л/100 км пути (таблица 2). Экономия топлива в данном случае достигается за счет сокращения времени работы базового двигателя на неэффективных

режимах разгона. В связи с этим в перспективе возможна замена двигателя внутреннего сгорания на менее мощный с сохранением динамических характеристик автомобиля.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты исследований рекуператора на базе автомобиля УАЗ-3303 в городском цикле движения показали, что за счет повышения ускорения уменьшаются путь и время разгона до 30–35%. Автомобиль с рекуператором в среднем расходовал бензин до 15 л/100 км, а в серийном исполнении – до 17,5 л/100 км пути. За счет рекуператора снижены на 16% выбросы CO.

ДОПОЛНИТЕЛЬНО

Вклад авторов. О.И. Поливаев – был инициатором данного исследования, отвечал за проведение патентного анализа, разработку и изготовление объекта исследований, проводил исследование, а также написал текст рукописи; А.Н. Ларионов – занимался редактированием текста рукописи и обработкой результатов исследований; Д.Б. Болотов – осуществлял поиск публикаций по теме статьи и участвовал в проведении исследования. Все авторы подтверждают соответствие своего авторства

международным критериям ICMJE (все авторы внесли существенный 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 всех видов источников финансирования при проведении исследования. Исследования проводены на собственные средства авторов.

ADDITIONAL INFORMATION

Author contribution. O.I. Polivaev initiated the present research, analysed the registered patents, developed and made a research object, carried out the research, wrote the manuscript. A.N. Larionov processed the research data, edited the manuscript. D.B. Bolotov contributed to analysis of research topic publications, carried out the research. 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. Ахметов Л.А., Корнев Е.В. Автомобильный транспорт и охрана окружающей среды. Ташкент: Мехнат, 2012.
2. Сердюкова А.Ф., Барабанщиков Д.А. Влияние автотранспорта на окружающую среду // Молодой ученый. 2018. № 25. С. 31–33.
3. Курилкин В.В., Ромашко А.М. Общая основа изделий с рекуперацией энергии // Механизация строительства. 2013. № 6. С. 31–37.
4. Чмил В.П. Рекуперация энергии в гидромеханизме поворота платформы экскаватора // Механизация строительства. 2017. Т. 78, № 2. С. 7–10.
5. Ивлев В.И., Мисюрин С.Ю. Автономные пневматические привода для легких транспортных средств // Проб-

- лемы машиностроения и автоматизации. 2012. № 2. С. 32–34.
6. Посметьев В.И., Никонов В.О. Повышение эффективности гидропривода многофункционального автомобиля для ухода за полезащитными лесными полосами // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. 2017. № 4. С. 140–149.
7. Патент РФ на изобретение №2193977/ 10.12.2002. Бюл. № 11. Поливаев О.И., Полухин А.П., Мягков Д.Ю., Сухоруков П.В. Устройство для рекуперации энергии транспортного средства. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=37722330>. Дата обращения: 07.04.2022.

REFERENCES

1. Akhmetov LA, Kornev EV. *Avtomobil'nyi transport i okhrana okruzhayushchei sredy*. Tashkent: Mehnat; 2012. (In Russ).
2. Serdyukova AF, Barabanshchikov DA. Vliyanie avtotransporta na okruzhayushchuyu sredy. *Molodoi uchenyi*. 2018;(25):31–33. (In Russ).
3. Kurilkin VV, Romashko AM. General basis of machines with power recuperation // *Mekhanizatsiya stroitel'stva*. 2013;(6):31–37. (In Russ).
4. Chmil VP. Energy recovery in gidromehanizme turning excavator platform. *Mekhanizatsiya stroitel'stva*. 2017;78(2):7–10. (In Russ).
5. Ivlev VI, Misyurin SY. Autonomous pneumatic drives in light vehicles. *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*. 2012;(2):33–35. (In Russ).
6. Posmetyev VI, Nikonov VO. Increasing the efficiency of hydraulic drive of the multifunctional vehicle designated for field-protective forest belt servicing. *Vestnik of*

the Voronezh State Agrarian University. 2017;(4):140–149. (In Russ).

7. Patent RUS №2193977/ 10.12.2002. Byul. №11. Polivaev OI, Polukhin AP, Myagkov DY, Sukhorukov PV. Device

for regeneration of kinematic energy of moving vehicle. Available from: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=37722330>. (In Russ).

ОБ АВТОРАХ

Поливаев Олег Иванович,

д.т.н., профессор

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3610-6339>

eLibrary SPIN: 1423-0193

E-mail: Polivaevoi@icloud.com

Ларионов Алексей Николаевич,

д-р физ.-мат. наук, профессор

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3656-3812>

eLibrary SPIN: 3950-7191

E-mail: larionovan@yandex.ru

***Болотов Дмитрий Борисович,**

магистр

адрес: Россия, 394087, Воронеж, ул. Мичурина, 1

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3925-1419>

E-mail: BDB1998@ya.ru

*** Автор, ответственный за переписку**

AUTHORS INFO

Oleg I. Polivaev

Doctor of Engineering Sciences, Professor

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3610-6339>

eLibrary SPIN: 1423-0193

e-mail: Polivaevoi@icloud.com

Alexey N. Larionov

Doctor of Physical and Mathematical Sciences, Professor

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3656-3812>

eLibrary SPIN: 3950-7191

e-mail: larionovan@yandex.ru

***Dmitry B. Bolotov,**

Master's Degree

address: Mitchurina street, 1, Voronezh, 394087, Russia

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3925-1419>

e-mail: BDB1998@ya.ru

*** Corresponding author**

УДК 629.3.027.3

DOI: 10.17816/0321-4443-99890

Оригинальное исследование

Методика расчета характеристик одноуровневых пневматических упругих элементов с противодавлением

О.А. Наказной, А.А. Ципилев

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

Введение. Грузовые автомобили, как правило, имеют значительную разницу между снаряженной и полной массами. Классические подвески с винтовыми пружинами или листовыми рессорами не позволяют обеспечить приемлемые значения статического хода и жесткости подвески при различной загрузке машины, а пневматические упругие элементы, несмотря на сравнительную простоту, реализованы, в основном, только на зарубежных образцах техники, причем пневматические упругие элементы с противодавлением и вовсе обделены вниманием со стороны конструкторов. Одним из определяющих факторов для эксплуатантов грузовой техники является приемлемая вибронегативность места водителя. Для грузовых автомобилей, имеющих грузоподъемность, сравнимую с их снаряженной массой или даже превышающую ее, движение без груза по дорогам общего пользования, в особенности с грунтовым покрытием, сопровождается при использовании подвесок с металлическими упругими элементами значительными уровнями виброускорений.

Цель исследования. Целью настоящей работы является снижение вибронегативности места водителя за счет рационального выбора характеристик системы поддрессирования с пневматическими упругими элементами с противодавлением, обеспечивающими ненулевой статический ход и удовлетворительные значения жесткости подвески в снаряженном и нагруженном состояниях.

Материалы и методы. Обоснованность и достоверность представленных зависимостей для расчета характеристик, выводов и рекомендаций подтверждается использованием строгого математического аппарата механики, пневматики и термодинамики, научно обоснованных теоретических предпосылок.

Результаты. Согласно разработанной и предлагаемой в настоящей статье методике были получены рациональные характеристики упругих пневматических элементов с одним уровнем жесткости и противодавлением для грузового автомобиля КАМАЗ-53215 Сельхозник. При снаряженной массе статический ход передней и задней подвесок составляет примерно 0,06 м; при полной массе, соответственно, 0,12 м и 0,24 м. Период собственных вертикальных колебаний уменьшается при снаряженной массе на 25% в сравнении с машиной полной массы и на 31% при отсутствии противодавления, однако находится в диапазоне допустимых значений.

Заключение. Предлагаемая методика позволяет определять основные конструктивные параметры пневматических упругих элементов подвесок колесных машин, обеспечивающих приемлемые значения периода собственных вертикальных колебаний поддрессированного корпуса с сохранением ненулевого значения статического хода в широком диапазоне масс.

Ключевые слова: подвеска; система поддрессирования; гидропневматическая рессора; пневмогидравлическая рессора; колесная машина; автомобиль; противодавление; пневматический элемент

Как цитировать:

Наказной О.А., Ципилев А.А. Методика расчета характеристик одноуровневых пневматических упругих элементов с противодавлением // Тракторы и сельхозмашины. 2022. Т. 89, № 1. С. 23–30. DOI: 10.17816/0321-4443-99890

DOI: 10.17816/0321-4443-99890

Original study

Method for analyzing parameters of single-level pneumatic elastic elements with backpressure

Oleg A. Nakaznoy, Alexander A. Tsipilev

Bauman Moscow State Technical University (National Research University), Moscow, Russia

BACKGROUND: Trucks, as a rule, have a significant difference between the kerb and gross weights. Usual spring or leaf suspensions do not allow to have acceptable values of static running and suspension stiffness at different machine loading, and pneumatic elastic elements, despite their relative simplicity, are mainly implemented only on overseas technology samples, and designers do not pay attention to pneumatic elastic elements with counterpressure. One of determinants of truck users is the acceptable vibration loading of the driver's seat. Trucks with a carrying capacity comparable or even overestimated to their kerb weight, when they move without cargo on public roads, especially with a dirt surface, have significant levels of vibration acceleration at using the metal elastic.

AIMS: The purpose of the present work is to reduce the vibration loading of the driver's seat due to rational choice of parameters of the cushioning system with pneumatic elastic elements with backpressure, that ensures the non-zero static travel and satisfactory stiffness of suspension in the kerb and loaded state.

METHODS: Using the rigorous mathematical tools of Mechanics, Pneumatics and Thermodynamics, scientific-based theoretical prerequisites as well confirm the validity and reliability of the presented dependencies for characteristics calculation, conclusions and recommendations.

RESULTS: According to the method developed and proposed in this article, effective characteristics of the pneumatic elastic elements with a single-level stiffness and backpressure for a KAMAZ-53215 Selkhoznik truck were obtained. At the kerb weight, the static stroke of the front and rear suspensions is approximately 0.06 m; at a gross weight it is of 0.12 m and 0.24 m, respectively. The period of normal vertical vibrations decrease by 25% versus a gross vehicle weight and by 31% at absence of backpressure, however, it occurs in the allowable range.

CONCLUSIONS: The proposed method allows to determine the base design parameters of the pneumatic elasticity of the suspension elements of wheeled vehicles, providing an acceptable periods for a normal vertical oscillations of the cushioning body with maintaining the non-zero static stroke to a large weight range.

Keywords: suspension; cushioning system; hydropneumatic spring; pneumohydraulic spring; wheeled vehicle; truck; backpressure; pneumatic element

To cite this article:

Nakaznoy OA, Tsipilev AA. Method for analyzing parameters of single-level pneumatic elastic elements with backpressure. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2022;89(1):23–30. DOI: 10.17816/0321-4443-99890

Received: 31.01.2022

Accepted: 07.02.2022

Published: 15.03.2022

ВВЕДЕНИЕ

Вопросы определения рациональных характеристик упругих элементов прогрессивных систем поддрессирования являются актуальной задачей, поскольку связаны сразу с несколькими свойствами проектируемых машин. В первую очередь, это обеспечение требуемых показателей плавности хода, что при условии непрерывного роста тяговооруженности автомобилей и расширения условий их эксплуатации становится все более сложной задачей. Рациональная характеристика упругого элемента дает возможность обеспечить рациональную характеристику демпфирующего элемента и, соответственно, снизить тепловую нагруженность пневмогидравлического устройства при сохранении относительно малых его размеров. Наконец, рациональные характеристики позволяют проектировать подвеску с заделом на возможность модернизации машины с сопутствующим изменением ее массовых показателей либо для обеспечения возможности установки на модельном ряде.

Выбор пневматических упругих элементов прогрессивных систем поддрессирования обусловлен их наибольшей перспективностью [1–6] с точки зрения совершенствования систем поддрессирования транспортных машин. О путях совершенствования подвесок написано множество научных работ, среди которых можно выделить [7–11], посвященные системам поддрессирования с пневматическими упругими элементами, в том числе с многоуровневыми (фрактальными) системами поддрессирования.

В настоящей статье представлены основные зависимости для вычисления конструктивных параметров гидропневматических рессор (ГПР) с противодавлением (ПД), позволяющие получить рациональные характеристики их упругих элементов.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТОВ

Для определения характеристик упругих элементов необходимо знать следующие величины:

- 1) статическую силу от веса поддрессированной 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:

- 1) эффективный диаметр поршня D_p ;
- 2) эффективный диаметр поршня со стороны пневматической полости ПД, $D_{э.пд} = (D_p^2 - d_{шт}^2)^{0.5}$, где $d_{шт}$ – диаметр штока ГПР;
- 3) эффективная площадь поршня $S_p = 0,25\pi D_p^2$;
- 4) эффективная площадь поршня со стороны пневматической полости ПД $S_{пд} = 0,25\pi D_{э.пд}^2$;
- 5) начальный объем основной пневматической полости V_0 ;
- 6) начальный объем пневматической полости ПД $V_{пд.0}$;
- 7) зарядное давление газа в основной пневматической полости p_0 ;
- 8) зарядное давление газа в пневматической полости ПД $p_{пд.0}$;
- 9) температура зарядки ГПР газом $T_{зар}$;
- 10) предполагаемая температура установившегося теплового режима при работе ГПР $T_{раб}$.

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.

ХАРАКТЕРИСТИКИ УПРУГОГО ЭЛЕМЕНТА ДЛЯ ОДНОУРОВНЕВОЙ ГПР

Под одноуровневой ГПР (ОУ ГПР) будем понимать такую ГПР, в которой реализован один уровень жесткости. На рис. 1 представлена схема ОУ ГПР без ПД, а на рис. 2 – ОУ ГПР с ПД.

В общем виде характеристика упругого элемента ОУ ГПР без ПД имеет вид:

$$P_{шт}(f, T) = \frac{T}{T_{зар}} \cdot \frac{V_0 [V_0 - S x(f_T)]^{n-1}}{[V_0 - S x(f)]^n} p_0 S_p,$$

где f_T – значение вертикального хода колеса, при котором выполняется равенство $P_{шт}(f_T, T) = P_{ст} / u(f_{ст})$. Если температура T столь велика, что $P_{шт}(f_0, T) > P_{ст} / u(f_0)$, принимают $f_T = 0$. Если температура T настолько мала, что $P_{шт}(f_{max}, T) < P_{ст} / u(f_{max})$, принимают $f_T = f_{полн}$. Это ограничение обусловлено наличием ограничителей хода направляющего элемента в подвеске; $x(f_T)$ – перемещение

штока под действием статической силы при температуре T . Если $T=T_{\text{зап}}$, то $x(f_T)=x(f_{\text{ст}})$. На этапе проектного расчета подвески для оценки наибольших давлений газа задаются рабочей температурой $T_{\text{раб}}$. При этой температуре предполагается переход ГПР в стационарный тепловой режим работы; n – показатель политропы. Для статической характеристики принимают $n=1,00$, а для динамической – $n=1,25...1,40$.

Определение начального объема пневматической полости V_0 и зарядного давления p_0 осуществляется по известной методике, описанной в [13]. В соответствии с ней начальный объем вычисляют из условия обеспечения заданного коэффициента динамичности при наиболее интенсивном режиме работы ГПР, когда $n=1,40$, а зарядное давление – при статическом нагружении ГПР, когда $n=1,00$. Для нахождения начального объема через коэффициент динамичности сравнивают значения сил упругого сопротивления на штоке для статического и полного ходов, а для нахождения зарядного давления вычисляют состояние ГПР при вывешенном колесе относительно его статического положения по известным начальному объему и статическому давлению газа в ГПР. В соответствии с этим:

$$P_{\text{шт}}(f_{\text{ст}}) = \frac{V_0 [V_0 - S_{\text{п}} x(f_{\text{ст}})]^{n-1}}{[V_0 - S_{\text{п}} x(f_{\text{ст}})]^n} p_0 S_{\text{п}} \frac{P_{\text{ст}}}{u(f_{\text{ст}})},$$

$$P_{\text{шт}}(f_{\text{мах}}) = \frac{V_0 [V_0 - S_{\text{п}} x(f_{\text{ст}})]^{n-1}}{[V_0 - S_{\text{п}} x(f_{\text{полн}})]^n} p_0 S_{\text{п}} =$$

$$= K_{\text{д.шт}} P_{\text{шт}}(f_{\text{ст}}), \quad K_{\text{д.шт}} = K_{\text{д}} \frac{u(f_{\text{полн}})}{u(f_{\text{ст}})}.$$

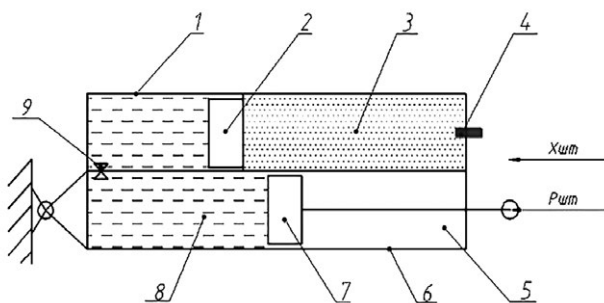


Рис. 1. Конструктивная схема ОУ ГПР: 1 – пневмоцилиндр; 2 – поршень-разделитель; 3 – пневматическая полость; 4 – зарядный клапан; 5 – штоковая полость гидроцилиндра; 6 – гидроцилиндр; 7 – поршень со штоком; 8 – поршневая полость гидроцилиндра; 9 – дросселирующая система; $X_{\text{шт}}$ – направление перемещения штока при прямом ходе подвески; $P_{\text{шт}}$ – направление действия силы.

Fig. 1. Structural diagram of a single-level hydropneumatic spring: 1 – pneumocylinder; 2 – dividing piston; 3 – pneumatic cavity; 4 – charging valve; 5 – rod cavity of a hydrocylinder; 6 – hydrocylinder; 7 – rod piston; 8 – rod cavity of a hydrocylinder; 9 – throttling system; $X_{\text{шт}}$ – rod moving direction at forward stroke of a suspension; $P_{\text{шт}}$ – force direction.

Проведем преобразования:

$$V_0 = \frac{S_{\text{п}} (x(f_{\text{полн}}) \sqrt[n]{K_{\text{д.шт}}} - x(f_{\text{ст}}))}{\sqrt[n]{K_{\text{д.шт}}} - 1},$$

$$p_0 = \frac{P_{\text{ст}} (x(f_{\text{полн}}) - x(f_{\text{ст}})) \sqrt[n]{K_{\text{д.шт}}}}{u(\beta_{\text{ст}}) S_{\text{п}} (x(f_{\text{мах}}) \sqrt[n]{K_{\text{д.шт}}} - x(f_{\text{ст}}))}.$$

При введении ПД шток разгружается, следовательно, фактические значения статического хода и максимального усилия, приведенного к оси штока, меняются. Статический ход увеличивается, а максимальная сила, напротив, снижается. Для сохранения величины коэффициента динамичности подвески необходимо увеличить зарядные давления в пневматических полостях. Однако изменением одного только зарядного давления нельзя обеспечить сохранение и статического хода, и коэффициента динамичности. В связи с этим необходимо увеличить и начальный объем основной пневмокамеры. Для нахождения величин, определяющих увеличение начального объема и зарядного давления, воспользуемся известной зависимостью для определения характеристики упругого элемента ОУ ГПР с ПД [13]:

$$P_{\text{шт.пд}}(f, T) = \left[\frac{V'_0 [V'_0 - S_{\text{пд}} x(f_T)]^{n-1}}{[V'_0 - S_{\text{пд}} x(f)]^n} - \frac{V_{\text{мин}} [V_{\text{мин}} + S_{\text{пд}} x(f_T)]^{n-1}}{[V_{\text{мин}} + S_{\text{пд}} x(f)]^n} \right] \frac{T}{T_{\text{зап}}} p'_0 S_{\text{пд}},$$

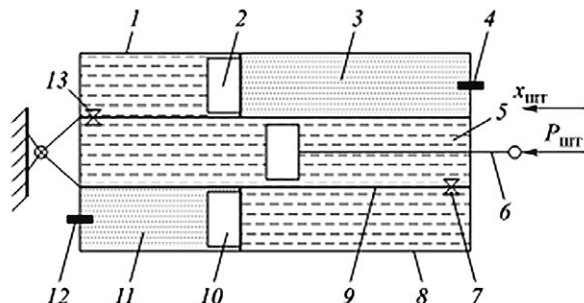


Рис. 2. Конструктивная схема ОУ ГПР с ПД: поз. 1–5 – см. рис. 1; 6 – поршень со штоком; 7 – дросселирующая система противодействия; 8 – пневмоцилиндр противодействия; 9 – гидроцилиндр; 10 – поршень-разделитель; 11 – пневматическая полость; 12 – зарядный клапан; 13 – дросселирующая система.

Fig. 2. Structural diagram of a single-level hydropneumatic spring with backpressure: 1 – pneumocylinder; 2 – dividing piston; 3 – pneumatic cavity; 4 – charging valve; 5 – rod cavity of a hydrocylinder; 6 – rod piston; 7 – throttling system of backpressure; 8 – pneumocylinder of backpressure; 9 – hydrocylinder; 10 – dividing piston; 11 – pneumatic cavity; 12 – charging valve; 13 – throttling system.

причем

$$V'_0 = (V_0 - S_{\text{п}} x(f_{\text{ст}})) \delta V + S_{\text{п}} x(f_{\text{ст}}), \\ p'_0 = p_0 \delta p.$$

Величины δV и δp найдем из условия

$$P_{\text{шт.пд}}(f_{\text{ст}}, T_{\text{зар}}) = P_{\text{шт}}(f_{\text{ст}}, T_{\text{зар}}), \\ P_{\text{шт.пд}}(f_{\text{полн}}, T_{\text{зар}}) = P_{\text{шт}}(f_{\text{полн}}, T_{\text{зар}}).$$

Далее, подставляя значения сил упругого сопротивления для случаев ОУ ГПР без ПД и с ПД в эти равенства, найдем связь между величинами δV и δp :

$$\left(\frac{V'_0}{V'_0 - S_{\text{п}} x(f_{\text{ст}})} - \frac{V_{\text{мин}}}{V_{\text{мин}} + S_{\text{пд}} x(f_{\text{ст}})} \right) \delta p = \\ = \frac{V_0}{V_0 - S_{\text{п}} x(f_{\text{ст}})}$$

$$\left(\frac{V'_0 [V'_0 - S_{\text{п}} x(f_{\text{ст}})]^{n-1}}{[V'_0 - S_{\text{п}} x(f_{\text{полн}})]^n} - \frac{V_{\text{мин}} [V_{\text{мин}} + S_{\text{пд}} x(f_{\text{ст}})]^{n-1}}{[V_{\text{мин}} + S_{\text{пд}} x(f_{\text{полн}})]^n} \right) = \\ = \frac{V_0 K_{\text{д.шт}}}{V_0 - S_{\text{п}} x(f_{\text{ст}})},$$

или

$$\delta p(\delta V) = \\ = \frac{V_0 / (V_0 - S_{\text{п}} x(f_{\text{ст}}))}{V'_0 / (V'_0 - S_{\text{п}} x(f_{\text{ст}})) - V_{\text{мин}} / (V_{\text{мин}} + S_{\text{пд}} x(f_{\text{ст}}))},$$

$$K_{\text{д.шт}}(\delta V) = \\ = \left(\frac{V'_0 [V'_0 - S_{\text{п}} x(f_{\text{ст}})]^{n-1}}{[V'_0 - S_{\text{п}} x(f_{\text{полн}})]^n} - \frac{V_{\text{мин}} [V_{\text{мин}} + S_{\text{пд}} x(f_{\text{ст}})]^{n-1}}{[V_{\text{мин}} + S_{\text{пд}} x(f_{\text{полн}})]^n} \right) \frac{V_0 - S_{\text{п}} x(f_{\text{ст}})}{V_0},$$

где

$$V_{\text{мин}} = \frac{S_{\text{пд}} x(f_{\text{полн}})}{\sqrt[n]{p_0 S_{\text{п}} / (p_{\text{мин}} S_{\text{пд}})} - 1}, \\ p_{\text{мин}} \approx 3570 T_{\text{зар}} [13].$$

Эту систему уравнений решают численно или графически. Во втором случае строят функцию $K_{\text{д.шт}}(\delta V)$ и по точке

пересечения со значением, определяемым выражением $K_{\text{лин}} / u(f_{\text{ст}})$, находят требуемое значение δV , а далее вычисляют δp .

Коррекция зарядного давления приводит к росту максимального давления газа в пневматических полостях, и в ряде случаев оно может превысить допустимое значение по условию работоспособности уплотнительных устройств. В таком случае следует увеличить эффективный диаметр поршня с пересчетом величин, связанных с ним. Введение противодействия приводит также к некоторому возрастанию жесткости подвески в области статического хода и уменьшению значения периода собственных колебаний автомобиля, что будет показано далее.

ПРИМЕР РЕАЛИЗАЦИИ ХАРАКТЕРИСТИК

В соответствии с приведенной выше 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 от 4850 кг для снаряженной массы до 14 570 кг при полной массе. Масса неподрессоренных частей передней оси составляет 1000 кг, задних осей в сумме – 2000 кг. На одно колесо, таким образом, приходится статическая нагрузка:

- передняя ось: 12 300 Н для снаряженной массы и 20 000 Н для полной массы;
- задние оси: 7000 Н для снаряженной массы и 30 800 Н 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 подвески передней оси $f_{\text{полн}}=0,24$ м, статический ход подвески передней оси $f_{\text{ст}}=0,12$ м;
- 3) полный ход подвески задних осей $f_{\text{полн}}=0,30$ м, статический ход подвески передней оси $f_{\text{ст}}=0,24$ м;
- 4) коэффициент динамичности подвески передней оси $K_{\text{дин}}=2,0$;
- 5) коэффициент динамичности подвески передней оси $K_{\text{дин}}=2,0$.

На рис. 3 представлены реализации характеристик упругого элемента ОУ ГПР без ПД и с ПД для температуры $T_{\text{зар}}=293$ 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 0,060 м, а для колес задних осей – 0,062 м. Клиренс машины увеличивается на 0,06 м.

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

$$T_z = 2\pi \sqrt{m_{\Pi} / \left(\sum_{i=1}^{n_{\text{подв}}} c_{\text{подв}} \right)},$$

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

Жесткость подвески можно вычислить как

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

Для машины с полной массой:

- жесткость подвески колес передней оси $c_{\text{подв}} = 148\,800$ Н/м,
- жесткость подвески колес задней оси $c_{\text{подв}} = 307\,500$ Н/м,
- со снаряженной массой:
- жесткость подвески колес передней оси $c_{\text{подв}} = 184\,500$ Н/м,
- жесткость подвески колес задней оси $c_{\text{подв}} = 123\,700$ Н/м.

Период собственных вертикальных колебаний для машины с полной массой $T_z = 0,655$ с, для машины со снаряженной массой $T_z = 0,495$ с. При этом период собственных колебаний автомобиля полной массы с подвеской без ПД $T_z = 0,716$ с.

Анализ полученных значений периода собственных вертикальных колебаний позволяет сделать следующие выводы. Введение ПД незначительно увеличивает общую жесткость подвески (в пределах 20% для машины с полной массой), однако позволяет обеспечить ненулевой статический ход при применении нерегулируемых пневматических упругих элементов. Жесткость подвески с ПД при снаряженной массе машины возрастает практически вдвое, так что подвеска будет восприниматься как «тряская».

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Представленные в настоящей статье зависимости позволяют производить определение основных конструктивных параметров ОУ ГПР с ПД и без ПД для колесных машин, обеспечивающие требуемые значения статического хода и коэффициента динамичности. Предложенные выражения для расчета характеристик упругого элемента ГПР позволяют исследовать работу подвески во всем диапазоне температур эксплуатации, что весьма полезно не только для анализа рациональности выбранной конструктивно-компоновочной схемы, но и при исследовании плавности хода машин путем имитационного

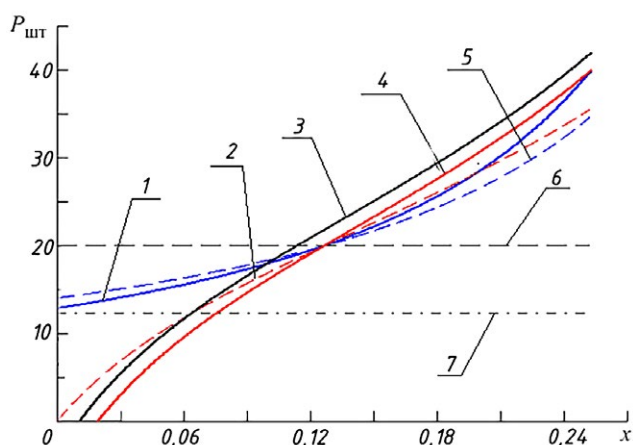


Рис. 3. Характеристики упругого элемента ОУ ГПР: 1 – характеристика упругого элемента ОУ ГПР без ПД при $n=1,25$; 2 – характеристика упругого элемента ОУ ГПР с ПД при $n=1,00$; 3 – характеристика упругого элемента ОУ ГПР с ПД при $n=1,25$ при снаряженной массе; 4 – характеристика упругого элемента ОУ ГПР с ПД при $n=1,25$ при полной массе; 5 – характеристика упругого элемента ОУ ГПР без ПД при $n=1,00$; 6 – уровень статической силы при полной массе; 7 – уровень статической силы при снаряженной массе; $P_{\text{шт}}$ – сила упругого сопротивления газа, кН; x – перемещение штока, м.

Fig. 3. Characteristics of an elastic element of a single-level hydropneumatic spring: 1 – characteristic of an elastic element of a single-level hydropneumatic spring without backpressure at $n=1,25$; 2 – characteristic of an elastic element of a single-level hydropneumatic spring with backpressure at $n=1,00$; 3 – characteristic of an elastic element of a single-level hydropneumatic spring with backpressure at $n=1,25$ and kerd weight; 4 – characteristic of an elastic element of a single-level hydropneumatic spring with backpressure at $n=1,25$ and gross vehicle weight; 5 – characteristic of an elastic element of a single-level hydropneumatic spring without backpressure at $n=1,00$; 6 – static force at grosse weight; 7 – static force at kerd weight; $P_{\text{шт}}$ – gas elastic resistance force, kN; x – rod displacement, m.

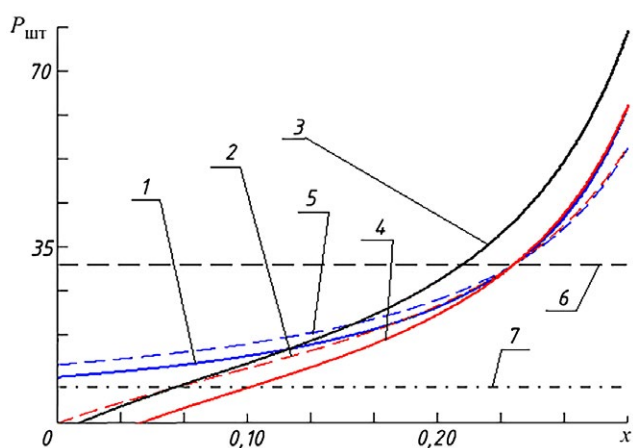


Рис. 4. Характеристики упругого элемента ОУ ГПР: поз. 1–7, x , $P_{\text{шт}}$ – см. рис. 3.

Fig. 4. Characteristics of an elastic element of a single-level hydropneumatic spring: pos. 1–7, x , $P_{\text{шт}}$, kN – gas elastic resistance force – see fig. 3.

математического моделирования, в том числе, с учетом внутренней динамики работы ГПР. Кроме этого, в статье показано, что введение ПД увеличивает жесткость подвески, однако, поскольку ГПР с ПД не позволяет обнулить статический ход после разгрузки машины, приведенная жесткость не будет бесконечной (как для машины с ГПР без ПД). Соответственно, хотя движение на автомобиле с жесткой подвеской и будет некомфортным, но возможным без чрезмерных вибрационных нагрузок, возникающих при обнулении статического хода. Для увеличения периода собственных колебаний необходимо введение второго уровня поддрессирования.

ДОПОЛНИТЕЛЬНО

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.

ЛИТЕРАТУРА

1. Котиев Г.О., Смирнов А.А., Шилкин В.П. Исследование рабочих процессов в пневмогидравлических устройствах систем поддрессирования гусеничных машин: учеб. пособие. Москва: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001.
2. Котиев Г.О. 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. Режим доступа: <http://engjournal.ru/catalog/machin/transport/976.html>. Дата обращения 06.04.2022.
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: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2011. № 10. С. 77. Режим доступа: <http://technomag.bmstu.ru/doc/346642.html>. Дата обращения 06.04.2022.
5. Жилейкин М.М., Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Методика подбора характеристик управляемой подвески с двумя уровнями демпфирования многоосных колесных машин // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2012. № 2. С. 15. Режим доступа: <http://technomag.bmstu.ru/doc/293578.html>. Дата обращения 06.04.2022.
6. Жилейкин М.М., Котиев Г.О., Сарач Е.Б. Методика расчета характеристик пневмогидравлической управляемой

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

Author contribution. O.A. Nakaznoy contributed to analysis of research topic publications, developed the theoretical formalism, verification of base calculations, expert evaluation, proved the final version of manuscript; A.A. Tsipilev performed the calculations, wrote and edited the manuscript.

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.

подвески с двухуровневым демпфированием многоосных колесных машин // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2012. № 1. С. 45. Режим доступа: <http://technomag.bmstu.ru/doc/346660.html>. Дата обращения 06.04.2022.

7. Котиев Г.О. Прогнозирование эксплуатационных свойств систем поддрессирования военных гусеничных машин: дис. ... доктора техн. наук. Москва: МГТУ, 2000.
8. Сарач Е.Б. Метод выбора характеристик системы поддрессирования с нецелым числом степеней свободы для быстроходной гусеничной машины: дис. ... канд. техн. наук. Москва: МГТУ, 2003.
9. Смирнов А.А. Математическое моделирование пневмогидравлических устройств систем поддрессирования транспортных средств: дис. ... канд. техн. наук. Москва: МГТУ, 1999.
10. Сухоруков А.В. Управление демпфирующими элементами в системе поддрессирования быстроходной гусеничной машины. дисс. ... канд. техн. наук. Москва: 2003.
11. Ципилев А.А. Методы определения расчетных характеристик и оценки тепловой нагруженности пневмогидравлических устройств систем поддрессирования быстроходных гусеничных машин на этапе проектирования: дисс. ... канд. техн. наук. Москва: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2017.
12. Сарач Е.Б., Ципилев А.А. Основы расчетов пневмогидравлических систем поддрессирования. Учебное пособие. Москва: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017.
13. Ципилев А.А. Основы расчетов пневмогидравлических систем поддрессирования. Учебно-методическое пособие. Москва: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2020, 53 с.

REFERENCES

1. Kotiev GO, Smirnov AA, Shilkin VP. *Issledovanie rabochikh protsessov v pnevmogidravlicheskikh ustroystvakh sistem*

podressorivaniya gusenichnykh mashin: ucheb. posobie. Moscow: Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman; 2001. (In Russ).

2. Kotiev GO. *Kompleksnoe podressorivanie vysokopodvizhnykh dvukhzvennykh gusenichnykh mashin*. Moscow; MGTU im. N.E. Bauman; 2010. (In Russ).
3. Sarach EB, Kotiev GO, Smirnov IA. Development prospects of the suspension system for high-speed tracked vehicles. *Engineering journal: science and innovation*. (10):48. Available from: <http://engjournal.ru/catalog/machin/transport/976.html>. (In Russ).
4. Zhileikin MM, Kotiev GO, Sarach EB. Eksperimental'noe issledovanie nagruzochnykh kharakteristik dvukhkamernoi pnevmogidravlicheskoj resory podveski avtomobil'nykh platform novogo pokoleniya srednei i bol'shoi gruzopod'emnosti. *Nauka i obrazovanie: nauchnoe izdanie MGTU im. N.E. Bauman*. 2011;(10):77. Available from: <http://technomag.bmstu.ru/doc/346642.html>. (In Russ).
5. Zhileikin MM, Kotiev GO, Sarach EB. Metodika podbora kharakteristik upravlyaemoi podveski s dvumya urovnymi dempfirovaniya mnogoosnykh kolesnykh mashin. *Nauka i obrazovanie: nauchnoe izdanie MGTU im. N.E. Bauman*. 2011;(2):15. Available from: <http://technomag.bmstu.ru/doc/293578.html>. (In Russ).
6. Zhileikin MM, Kotiev GO, Sarach EB. Metodika rascheta kharakteristik pnevmogidravlicheskoj upravlyaemoi podveski s dvukhurovnevym dempfirovaniem mnogoosnykh kolesnykh mashin. *Nauka i obrazovanie: nauchnoe izdanie MGTU im. N.E. Bauman*. 2011;(1):45. Available from: <http://technomag.bmstu.ru/doc/346660.html>. (In Russ).
7. Kotiev GO. *Prognozirovanie ekspluatatsionnykh svoystv sistem podressorivaniya voennykh gusenichnykh mashin*. [dissertation]. Moscow; MGTU; 2000. (In Russ).
8. Sarach EB. *Metod vybora kharakteristik sistemy podressorivaniya s netselym chislom stepeni svobody dlya bystrokhodnoi gusenichnoi mashiny*. [dissertation]. Moscow; MGTU; 2003. (In Russ).
9. Smirnov AA. *Matematicheskoe modelirovanie pnevmogidravlicheskikh ustroystv sistem podressorivaniya transportnykh sredstv*. [dissertation]. Moscow; MGTU; 1999. (In Russ).
10. Sukhorukov AV. *Upravlenie dempfiruyushchimi elementami v sisteme podressorivaniya bystrokhodnoi gusenichnoi mashiny*. [dissertation]. Moscow; 2003. (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. (In Russ).
12. Sarach EB, Tsipilev AA. *Osnovy raschetov pnevmogidravlicheskikh sistem podressorivaniya. Uchebnoe posobie*. Moscow: 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

Наказной Олег Алексеевич

д.т.н., профессор

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4029-2434>

eLibrary SPIN: 9767-0435

e-mail: nakaznoi@gmail.com

*Ципилев Александр Анатольевич

к.т.н., доцент

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

*Автор для переписки

AUTHORS INFO

Oleg A. Nakaznoy

Doctor of Sciences in Engineering, Professor

eLibrary SPIN: 9767-0435

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4029-2434>

eLibrary SPIN: 9767-0435

e-mail: nakaznoi@gmail.com

*Alexander A. Tsipilev

Candidate of Sciences in Engineering, Assistant Professor

address: Lefortovskaya Naberezhnaya, 5 build. 1, Moscow, 105005, Russia

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5764-0506>

eLibrary SPIN: 3877-2736

e-mail: alexts@bmstu.ru

*Corresponding author

УДК 621.43.057

DOI: 10.17816/0321-4443-100880

Оригинальное исследование

Исследование процесса сгорания активированного топлива в автотракторном дизеле

С.А. Плотников¹, М.В. Мотовилова¹, А.Н. Карташевич²¹ Вятский государственный университет, Киров, Россия² Белорусская государственная сельскохозяйственная академия, Горки, Могилевская область, Республика Беларусь

Введение. С интенсивностью развития транспортной сферы и расширением парка тракторов и автомобилей, а также с ужесточением норм и требований в области эмиссии отработавших газов к процессу сгорания предъявляются повышенные требования. Данную проблему возможно решить при улучшении рабочего процесса в двигателе при помощи предварительного подогрева топлива до 300 °С в системе топливоподачи высокого давления. При внешнем тепловом воздействии улучшаются условия смесеобразования, наблюдаются увеличение скорости предпламенных реакций и положительное изменение динамики процесса сгорания. С увеличением потенциальной энергии углеводородных молекул в системе активированного комплекса происходит перераспределение энергии среди активных молекул. При этом коэффициент скорости химической реакции увеличивается из-за концентрации очагов углеводородных молекул, достигших энергетического барьера.

Объектом исследования является процесс сгорания дизельного топлива с предварительным внешним на него воздействием.

Цель — исследование и анализ процесса сгорания в автотракторном дизеле при активации топлива. Разработка схемы отдельных фаз процесса сгорания активированного дизельного топлива от температуры его подогрева.

Методы исследования — теоретическое исследование и анализ процесса сгорания предварительно термически подготовленного топлива для автотракторного дизельного двигателя. Теоретическое определение зависимости скорости образования и концентрации токсичных компонентов и дисперсных частиц при эмиссии в отработавших газах от константы скорости прямых и обратных химических реакций, а также от температуры активации топлива.

Результаты. Действительный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси при активации дизельного топлива увеличивается. Скорость образования суммарных оксидов азота и углеводородов увеличивается на 1,79%, и 3,66%. Доля не сгоревшего углерода в процессе сгорания на активированном топливе изменяется в пределах $\pm (2...4) \%$.

Выводы. Теоретически разработана схема изменения отдельных фаз процесса сгорания активированного топлива по времени и температуре. Подогрев топлива ускоряет предпламенную подготовку в жидкой фазе, сокращается длительность фазы быстрого горения. Концентрация токсических показателей зависит от константы скорости химической реакции и температуры активации топлива.

Ключевые слова: процесс сгорания; константа скорости химической реакции; токсические показатели; активированное топливо

Для цитирования:

Плотников С.А., Мотовилова М.В., Карташевич А.Н. Исследование процесса сгорания активированного топлива в автотракторном дизеле // *Тракторы и сельскохозяйственные машины*. 2022. Т. 89, № 1. С. 31–41. DOI: 10.17816/0321-4443-100880

DOI: 10.17816/0321-4443-100880

Original study

Investigation of the combustion process of activated fuel in an automotive diesel engine

Sergey A. Plotnikov¹, Marina V. Motovilova¹, Anatoliy N. Kartashevich²¹ Vyatka State University, Kirov, Russia² Belarusian State Agricultural Academy, Gorki, Mogilev region, Republic of Belarus

BACKGROUND: Intensive development of the transport sphere and the extension of the fleet of tractors and cars, as well as the tightening of standards and requirements in the field of exhaust gas emissions have resulted in increased requirements for the combustion process. This problem can be solved by improving the working process in the engine by preheating the fuel to 300 °C in the high pressure fuel supply system. Under external thermal influence, the conditions of mixture formation are improved, an increase in the rate of preflame reactions and a positive change in the dynamics of the combustion process are observed. When potential energy of hydrocarbon molecules increases in the activated complex system, energy is redistributed among active molecules. Along with this, the rate coefficient of a chemical reaction increases due to the concentration of foci of hydrocarbon molecules that have reached the energy barrier.

The object of research is the process of diesel fuel combustion at preliminary external influence on it.

AIMS: The aim is to study the combustion process of a motor-tractor diesel engine upon fuel activation. Development of a scheme of individual phases of the activated diesel fuel combustion of depending on the temperature at heating.

METHODS: Theoretical study and analysis of the combustion process of thermally preprepared fuel for an automotive diesel engine. Theoretical determination of the dependence of the rate of formation and concentration of toxic components and dispersed particles on the rate constant of direct and reverse chemical reactions, as well as on the activation temperature of fuel at emission in exhaust gases.

RESULTS: The actual coefficient of molecular change of the working mixture increases when diesel fuel is activated. The rate of formation of total nitrogen oxides and hydrocarbons increases by 1.79% and 3.66%. The proportion of unburned carbon in the combustion process on activated fuel varies within $\pm (2...4) \%$.

CONCLUSIONS: Theoretically, a scheme for changing individual phases of the activated fuel combustion process by time and temperature has been developed. Fuel heating accelerates the pre-flame preparation in the liquid phase, shortens the duration of the rapid gorenje phase. The concentration of toxic indicators depends on the constant of the chemical reaction rate and the activation temperature of the fuel.

Keywords: combustion process; chemical reaction rate constant; toxic indicators; activated fuel

Cite as:

Plotnikov SA, Motovilova MV, Kartashevich AN. Studying the activated fuel combustion in an automotive diesel engine. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2022;89(1):31–41. DOI: 10.17816/0321-4443-100880

ВВЕДЕНИЕ

На современном этапе при использовании энергетических установок особое внимание уделяется вопросам их эффективной работы при эксплуатации, а также экономическим и экологическим показателям. Этот вопрос решается за счет совершенствования конструкции двигателя, улучшения рабочего процесса, дополнительного воздействия на топливо [1–7]. Одним из эффективных способов является предварительный подогрев дизельного топлива (ДТ) в топливопроводе высокого давления до температуры 300 °С непосредственно перед форсунками (рис. 1). Данное воздействие оказывает влияние на процесс сгорания в дизельном двигателе за счет изменения топливом своих физико-механических свойств, изменения процесса распыливания, смесеобразования и сгорания.

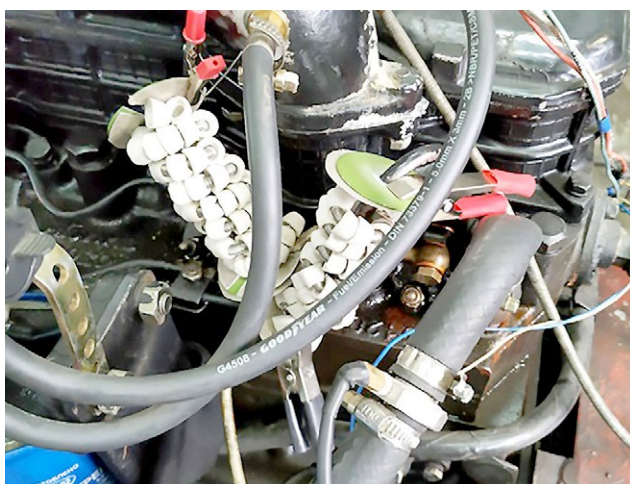
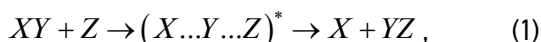


Рис. 1. Подогревательный элемент на линии высокого давления.

Fig. 1. Heating element on the high pressure line.

Процесс сгорания характеризуется быстрой химической реакцией окисления углеводородного топлива с появлением пламени и выделением теплоты. Согласно теории активированного переходного комплекса химической кинетики, схема химического взаимодействия веществ выглядит следующим образом (1):



где $XY + Z$ – исходные вещества химической реакции; $X + YZ$ – продукты химической реакции; $–$ активированный комплекс в результате внешнего воздействия (переходное состояние системы химических элементов).

Так при активации ДТ до 300 °С потенциальная энергия углеводородных молекул в системе активированного комплекса оказывает влияние на уровень энергии, который соответствует величине энергетического барьера для химической реакции. Количество молекул, обладающих уровнем энергетического барьера, определяется законом (2) Максвелла – Больцмана:

$$N_e = N_o \exp\left(-\frac{E_a}{R \cdot T}\right), \quad (2)$$

где N_o – полное количество молекул в единице объема; R – универсальная газовая постоянная, $R = 8,314459$, Дж/(моль К); T – температура, К; E_a – энергия активации (равна энергии связи в молекуле), кДж/моль.

ОБЗОР ЛИТЕРАТУРЫ

В Калининградском государственном техническом университете (КГТУ) проводились исследования топливоподачи и экономичности дизельного двигателя при подогреве топлива до 60 °С. По результатам работы представлены данные лабораторных испытаний и эксплуатационных проверок. Подогрев топлива в системе низкого давления улучшает качество горения топлива за счет уменьшения коэффициента поверхностного натяжения и интенсификации распыливания. Однако на больших нагрузках эффект от такого подогрева исчезает [6].

В совместной работе исследователей МГТУ им. Баумана (Россия) и Харбинского инженерного университета (Китай) использован сильный нагрев ДТ, который происходит при сжатии топлива и его прохождении через форсунку при сверхвысоких давлениях [17]. Предложенный способ подготовки обеспечивает нагрев топлива до 50...200 °С при давлениях до 200...400 МПа.

В совместной работе английских ученых выявлено повышение температуры многокомпонентного ДТ с увеличением давления от нагрева, вызванного трением и увеличением давления пара в форсунке. Получаемый эффект кавитации способствует лучшему распыливанию струи топлива, увеличению угла конусности распыливания, что влияет на смесеобразование и процесс сгорания углеводородного топлива [18].

В работе авторов Волжской государственной академии водного транспорта (г. Нижний Новгород) по улучшению характеристик двигателя путем термофорсирования топлива выявлены: уменьшение нагарообразования, выбросов вредных веществ с отработавшими газами, улучшение предварительной подготовки топлива, повышение КПД, увеличение полноты сгорания топлива. Перечисленные свойства возможны при изменении качества применяемого топлива с помощью присадок и его подогрева [4].

Авторами [1, 2, 3, 5, 7] экспериментально исследовались показатели работы дизеля с высоким термофорсированием ДТ. Проведенные стендовые испытания и полученные результаты подтвердили ранее сделанные предположения. Предварительный подогрев ДТ улучшает процесс сгорания, снижается осредненная температура цикла, удельный эффективный расход топлива до 3,5%, температура ОГ на 55 °С, что положительно

влияет на тепловыделение в цилиндре двигателя. Предложенное воздействие на топливо позволяет сократить период задержки воспламенения, ускорить начало тепловыделения.

ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ

Теоретическое исследование и анализ процесса сгорания активированного топлива, используемого в автотракторном дизеле. Разработка схемы отдельных фаз процесса сгорания активированного ДТ в зависимости от температуры его подогрева.

Теоретическое определение концентрации токсичных компонентов и дисперсных частиц в отработавших газах. Определение зависимости скорости их образования от константы скорости химических реакций углеводородного топлива при разных температурах его активации.

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

С увеличением температуры в углеводородных соединениях происходит перераспределение энергии среди активных молекул. Скорость химической реакции увеличивается из-за концентрации очагов молекул, достигших энергетического барьера. Константа скорости химической реакции (3), (4) определяется законом Аррениуса [8, 9]:

$$k = k_0 \exp\left(-\frac{E_a}{R \cdot T}\right), \quad (3)$$

при этом:

$$k_0 = A \cdot \sqrt{T}, \quad (4)$$

где k_0 – коэффициент пропорциональности, характеризующий частоту столкновений всех реагирующих

молекул в единице объема; $\exp\left(-\frac{E_a}{R \cdot T}\right)$ – доля

столкновений активных молекул, приводящих к химической реакции; R – универсальная газовая постоянная, $R = 8,314459$ Дж/(моль К).

Скорость химической реакции в жидкой фазе ДТ с повышением температуры топлива от предварительного воздействия увеличивается (5). Соотношение скоростей можно выразить следующим выражением:

$$\nu = \frac{W_{Ti}}{W_{To}} = \frac{\exp\left(-\frac{E}{R \cdot T_i}\right)}{\exp\left(-\frac{E}{R \cdot T_o}\right)}, \quad (5)$$

где ν – соотношение скоростей реакции; T_o – температура подачи ДТ без воздействия, К; T_i – значение температуры ДТ (после подогрева на 100...300), К.

В результате преобразований выражение (5) можно записать в следующем виде (6):

$$\nu = k_e \frac{T_0 - T_i}{T_0 \cdot T_i}, \quad (6)$$

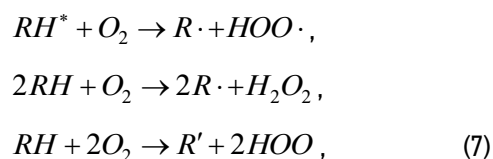
где $k_e = \frac{E}{R}$ – коэффициент активации в переходном комплексе химической реакции.

При мелкофракционной деструкции топливного факела появляются благоприятные условия для перехода молекул на уровень ранней энергии активации для протекания предпламенных химических реакций. Так как топливная капля движется в газовой постоянно изменяющейся среде с числом $Re > 1000$, то по условиям, которые образуются вокруг капли и в самой капле, происходят колебания с изменением геометрических параметров топливной капли и ее физико-механических показателей. При этом в капле протекают интенсивные процессы тепло- и массообмена. В предпламенных реакциях скорость окисления углеводородных соединений в жидком состоянии увеличивается в 5–15 раз в зависимости от химической формулы и пространственной ориентации молекулы углеводородного соединения (таблица 1).

В газовой среде в результате испарения капли топлива присутствуют продукты окисления в форме гидропероксидов и альдегидов, которые поддерживают химические реакции разветвления цепей. Эти соединения являются инициаторами реакции самовоспламенения при более низких значениях температуры воспламенения [10].

Переход углеводородной молекулы в возбужденное состояние и механизм зарождения цепных реакций при окислении жидких углеводородов с применением внешнего температурного воздействия на ДТ через стенки топливопровода высокого давления (за счет наведения токов Фуко) реализуются при температуре топлива от 200–300 °С с повышенной скоростью. Данная температура не влияет на частоту внутримолекулярных и межмолекулярных колебаний в жидкой фазе, но оказывает воздействие на образование ассоциатов, которые содержат возбужденную молекулу, и на перемещение ассоциатов в локальном объеме топливного факела.

Зарождение цепей между предварительно возбужденными молекулами в жидкофазном топливе можно представить в виде окисления углеводородов по уравнениям (7) [10]:



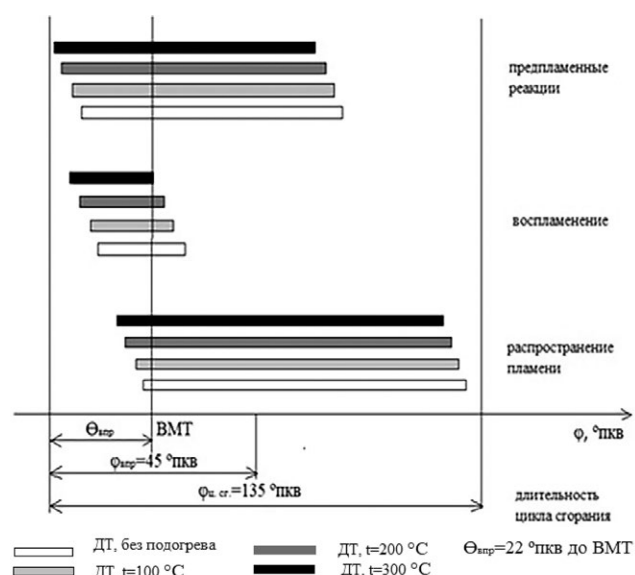
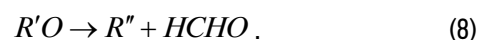
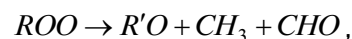
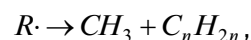
где $R' - RCH \rightarrow CH_2$.

Таблица 1. Константа скорости химической реакции**Table 1.** Chemical reaction rate constant

Углеводород	U_{max} , кДж/моль	Скорость реакции окисления		
		100 °С	200 °С	300 °С
Метан	8,44	1,6419	3,2971	5,2863
Этан	16,99	2,5222	9,0973	21,3475
Пропан	22,13	3,6447	16,7452	49,4049
н-Бутан	29,33	4,6862	39,3611	160,0459
н-Пентан	36,11	6,5866	88,022	484,1068
н-Гексан	44,35	9,9615	234,089	1858,45
2-Метилпропан	25,61	3,8880	25,3100	87,1965
2-Метилбутан	32,84	5,5894	59,7065	283,8577
2-Метилпентан	39,25	7,7113	127,7806	808,2855
2-Метилгексан	41,59	8,6725	168,693	1184,32
Циклопропан	23,89	10,4114	259,8644	2145,56
Циклобутан	31,00	3,5663	20,6359	65,8495
Циклопентан	32,30	5,0962	47,9909	210,2065
Циклогексан	36,11	7,9232	136,2395	882,7757

При высокотемпературном воздействии на ДТ (свыше 200 °С) зарождение цепей химических реакций происходит по гетерогенному механизму с более высокой энергией активации молекул, необходимой для преодоления энергетического барьера. Образующиеся свободные радикалы не стабильны и подвергаются разложению до того момента, как произойдет реакция их

с углеводородами [10]. Данный вид реакции можно представить уравнениями (8) в следующем виде:

**Рис. 2.** Схема отдельных фаз процесса сгорания ДТ.**Fig. 2.** Scheme of individual phases change of diesel fuel combustion.

Процесс сгорания развивается в турбулентном потоке с накоплением в газовой смеси активных промежуточных и основных продуктов окисления. На рис. 2 представлена схема отдельных фаз процесса сгорания ДТ с предварительным подогревом топлива от 100 °С до 300 °С, а также без подогрева. Отдельные фазы процесса горения перекрывают друг друга и протекают совместно. Соотношение и продолжительность стадий процесса горения зависят от особенностей физико-механических свойств подогретого дизельного топлива, его фракционного состава и смесеобразования.

Показатели процесса сгорания определяются при помощи датчика динамического давления PS – 01 (монтируется в камеру сгорания с дополнительной системой охлаждения) и индуктивного датчика (отметчик положения поршня в цилиндре двигателя в положении ВМТ) (рис. 3).

Полученные сигналы через преобразователь – усилитель AQ 02–001 – поступают в модуль сбора информации и обрабатываются с помощью программного обеспечения *National Instrument*, результаты

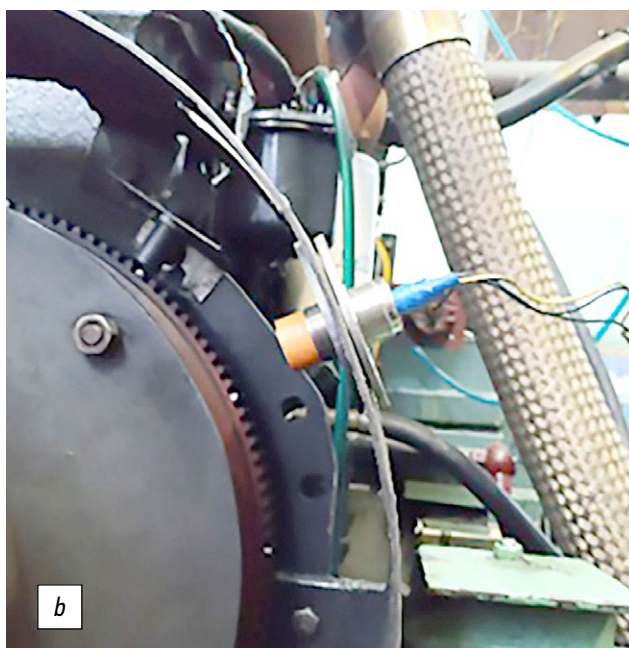
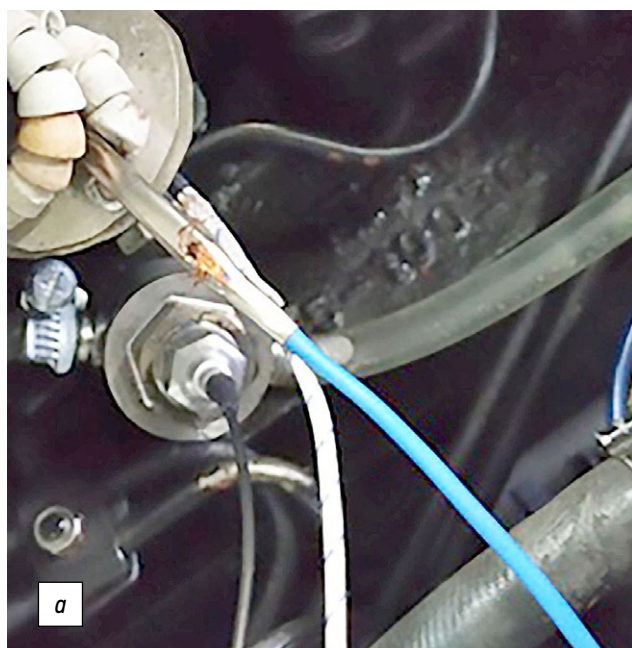


Рис. 3. Положение датчика PS – 01 (а) и датчика отметчика ВМТ (b).

Fig. 3. Position of a PS-01 sensor (a) and a speed sensorTDC (b).

выводятся на экран монитора в форме графика и в таблицы (рис. 4).

Полное время сгорания определяется по известному выражению (9):

$$\tau_{\text{сг}} = \tau_{\text{см}} + \tau_{\text{наг}} + \tau_{\text{х.р.}}, \quad (9)$$

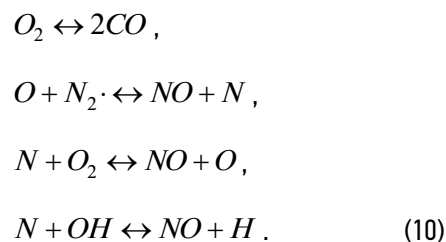
где $\tau_{\text{см}}$ – время смесеобразования, с; $\tau_{\text{наг}}$ – время нагрева топливовоздушной смеси до температуры воспламенения, с; $\tau_{\text{х.р.}}$ – время химической реакции, с.

Время сгорания подогретого ДТ уменьшается согласно выражению (9), но время пребывания в камере сгорания до срабатывания газораспределительного

механизма остается прежним. Данное обстоятельство способствует более полному окислению углеводородных соединений.

В современных условиях при эксплуатации двигателя особое внимание уделяется газообразным компонентам и дисперсным частицам в отработавших газах. Оксид азота формируется во время горения в различных концентрациях во всех зонах камеры сгорания и зависит от локальной температуры и концентрации кислорода.

Образование оксида азота происходит при диссоциации молекул кислорода и водорода на атомы при высокой температуре пламени по обратимым цепным реакциям [11] по известным выражениям (10):



Обратная реакция имеет большую энергию активации из-за сильной тройной связи в молекуле азота. Скорость образования оксида азота больше в богатых смесях, чем в бедных, а наибольшая концентрация образуется в зонах с бедной смесью [11].

Скорость образования NO и N зависит от константы скорости прямых и обратных химических реакций, которые могут быть определены из выражений (11), (12):

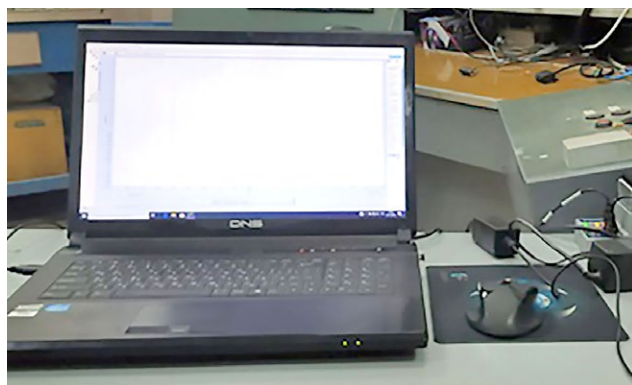


Рис. 4. Система для индицирования в сборе.

Fig. 4. Complete display system.

$$\frac{d[NO]}{dt} = k_{v1}[O][N_2] + k_{v2}[N][O_2] + k_{v3}[N][OH] - k_{r1}[NO][N] - k_{r2}[NO][O] - k_{r3}[NO][H] \quad (11)$$

где k_{v1} , k_{v2} , k_{v3} – константы скорости прямых реакций;

$$\frac{d[N]}{dt} = k_{v1}[O][N_2] - k_{v2}[N][O_2] - k_{v3}[N][OH] - k_{r1}[NO][N] + k_{r2}[NO][O] + k_{r3}[NO][H] \quad (12)$$

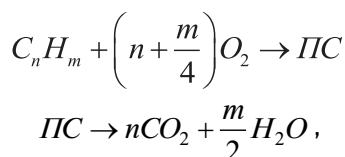
где k_{r1} , k_{r2} , k_{r3} – константы скорости обратных реакций.

При условии квазистационарности атомов азота скорость образования NO_x будет равной (13):

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2k_{v1}[O][N_2] \quad (13)$$

Уменьшение $[NO]$ в отработавших газах возможно за счет уменьшения температуры цикла или концентрации $[N][O_2]$. Скорость образования $[NO_x]$ представлена в таблице 2 в зависимости от температуры активированного топлива.

Несгоревшие углеводороды образуются в зонах камеры сгорания, которые были частично охвачены в процессе горения. Активированное ДТ позволяет сократить процесс прогрева впрыскиваемого топлива, быстро диффундировать с воздушным зарядом и при температуре топлива 250–300 °С вступать в реакцию с образованием альдегидов и перекисей. Уравнения химической реакции перед воспламенением можно записать в виде [11, 12]:



где PC – промежуточные соединения.

При дальнейшем увеличении температуры в камере сгорания в процессе окисления альдегиды переходят в форму простых углеводов, но при этом теряют группу CH_2 алькильного радикала. Активный радикал группы CH_2 окисляется до оксида углерода и воды. В условиях богатой смеси и при недостаточном поступлении кислорода возможно образование ароматических полициклических углеводов.

Скорость образования можно определить из выражения (14) [13]:

$$\frac{d[CH]}{d\tau} = -C_R A [CH][O_2] \exp\left[-\frac{E}{R \cdot T}\right], \quad (14)$$

где E – энергия активации, Дж/моль; C_R – безразмерный коэффициент, обеспечивающий удовлетворительное согласование с опытными данными; A – предэкспоненциальный множитель.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

Скорость образования углеводов в зависимости от температуры активированного топлива представлена в таблице 2.

Максимальное образование частиц сажи наблюдается в фазе диффузионного горения в результате процесса пиролиза и окислительного крекинга в зонах богатой смеси, высокой температуры и при недостатке атомарного кислорода, в фазе замедленного диффузионного горения при поступлении последних капель ДТ из распылительного сопла форсунки, которые встречают на своем пути уже не воздушный заряд, а продукты сгорания ранее распыленных углеводов [14].

Термическое воздействие на топливо приводит к изменению характеристик топливного факела, при этом средний диаметр капель ДТ при впрыске по Заутеру, (d_{32}) уменьшается до 7,61 мкм. Это ведет к деструкции топливного факела ближе к сопловым отверстиям и способствует локальной концентрации капель

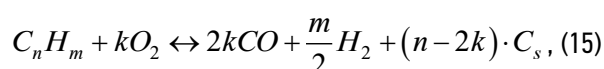
Таблица 2. Скорость образования токсических показателей в отработавших газах

Table 2. Rate of toxic indicators formation in exhaust gases

№, п/п	Наименование показателя	Формула реакции	Температура активированного топлива, °С		
			100	200	300
1	Константа скорости реакции	$k_{v1(NO)}$, см ³ /моль с	$1,6241 \cdot 10^{14}$	$1,6598 \cdot 10^{14}$	$1,6835 \cdot 10^{14}$
2	Константа скорости реакции	$k_{v2(NO)}$, см ³ /моль с	$8,9217 \cdot 10^9$	$8,9388 \cdot 10^9$	$8,9487 \cdot 10^9$
3	Константа скорости реакции	$k_{v3(NO)}$, см ³ /моль с	$2,8 \cdot 10^{13}$	$2,8 \cdot 10^{13}$	$2,8 \cdot 10^{13}$
4	Скорость образования	NO_x	$242,3575 \cdot 10^{14}$	$247,6849 \cdot 10^{14}$	$251,2215 \cdot 10^{14}$
5	Константа скорости реакции	$k_{v1(CH)}$, см ³ /моль с	$3,185 \cdot 10^{21}$	$3,2193 \cdot 10^{21}$	$3,2491 \cdot 10^{21}$
6	Скорость образования	CH	$506,8124 \cdot 10^{20}$	$512,2951 \cdot 10^{20}$	$515,8371 \cdot 10^{20}$

непосредственно около сопла форсунки. В данном случае основную роль играют кинетические, а не химические процессы. Увеличивающаяся скорость тепло- и массопереноса приводит к переобогащению смеси вблизи сопловых отверстий, так как перемешивание в этой зоне не такое интенсивное, как у стенок камеры сгорания [11]. Образование таких зон с богатой смесью и высокими локальными температурами способствует пиролизу молекул, которые образуют ацетилен и водород. Результат этой реакции – выделение твердого углерода [14].

Окисление углеводородов в условиях богатой смеси можно представить следующим выражением (15) [8]:



где C_s – твердый углерод.

Окисление твердого углерода зависит от температуры, времени его пребывания в камере сгорания, концентрации атомарного кислорода вокруг частиц сажи для преобразования его в соединение CO.

Долю несгоревшего углерода можно определить из выражения [15]:

$$\varphi_c = 1 - \frac{\beta_T CO_2^C}{0.21 - (CO_2^C + O_2^C)},$$

где β_T – коэффициент, характеризующий топливо

по элементарному составу, $\beta_T = 2.37 - \frac{H - \frac{O}{8}}{C}$; – объ-

емная доля оксида углерода в сухом эквиваленте; O_2^C – объемная доля кислорода в сухом эквиваленте.

Объемные доли отдельных компонентов, образующиеся в процессе сгорания (16, 17), в пересчете на сухие продукты выражаются через коэффициенты β_T и α [15]:

$$CO_2^C = \frac{M_{CO_2}}{M_C} = \frac{0.21 \cdot 0.79}{\alpha(0.79 + \beta) - 0.21\beta_T}, \quad (16)$$

где M_C – количество сухих компонентов при сгорании;

$$O_2^C = \frac{M_{CO_2}}{M_C} = \frac{0.21 \cdot (\alpha) \cdot (0.79 + \beta_T)}{\alpha(0.79 + \beta_T) - 0.21\beta_T}. \quad (17)$$

В таблице 3 представлено образование сажи в процессе сгорания активированного дизельного топлива при температуре от 100 °С до 300 °С.

В процессе сгорания жидкого топлива в ДВС изменение количества молей газов при сгорании

Таблица 3. Формирование несгоревшего углерода в ОГ

Table 3. Formation of unburned carbon in exhaust gases

№ п/п	Температура подогрева ДТ, °С	Коэффициент характеристики топлива, β	Объемная доля, CO_2^C	Объемная доля, O_2^C	Доля не сгоревшего углерода, φ_c
1	ДТ (БП)	2,37	0,0852	0,0967	0,01
2	100 °С	2,37	0,0852 $\pm$ 0,0003	0,0967 $\pm$ 0,00038	0,01 $\pm$ 0,0004
3	200 °С	2,37	0,0852 $\pm$ 0,0009	0,0967 $\pm$ 0,0010	0,01 $\pm$ 0,0011
4	300 °С	2,37	0,0852 $\pm$ 0,0015	0,0967 $\pm$ 0,0017	0,01 $\pm$ 0,0018

Таблица 4. Формирование токсических показателей в ОГ

Table 4. Formation of toxic indicators in exhaust gases

№ п/п	Температура подогрева ДТ, °С	Изменение объема количества молей ΔM , кг моль/кг топлива	Коэффициент (теор.) молекулярного изменения рабочей смеси, i_0	Действительный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси, i	Компоненты, образующие отработавшие газы			
					M_{CO_2} , кмоль/кг топлива	M_{H_2O} , кмоль/кг топлива	M_{O_2} , кмоль/кг топлива	M_{N_2} , кмоль/кг топлива
1	ДТ (БП)	0,0586	1,0301	1,0290	0,07	0,18	0,23	1,05
2	100 °С	0,0588	1,0301	1,0331	0,07 $\pm$ 0,00028	0,18 $\pm$ 0,00072	0,23 $\pm$ 0,00092	1,05 $\pm$ 0,0042
3	200 °С	0,0592	1,0301	1,0403	0,07 $\pm$ 0,00077	0,18 $\pm$ 0,00198	0,23 $\pm$ 0,00253	1,05 $\pm$ 0,0116
4	300 °С	0,05998	1,0301	1,0475	0,07 $\pm$ 0,00126	0,18 $\pm$ 0,00324	0,23 $\pm$ 0,00414	1,05 $\pm$ 0,0189

определяется разностью количества кмоль продуктов сгорания и кмоль (18) смеси (свежего заряда) [16]:

$$\Delta M = M_2 - M_1 = \frac{H + \frac{O}{8}}{4}, \quad (18)$$

где M_2 – количество моль продуктов неполного сгорания ДТ, кмоль пр. сг./кг топлива; ΔM – изменение объема количества кмоль; M_1 – количество моль горючей смеси, кмоль см/кг топлива; H – массовая доля содержания водорода в 1 кг топлива; O – массовая доля содержания кислорода в 1 кг топлива.

При предварительном подогреве ДТ до 300 °С увеличивается скорость химических реакций, то есть увеличивается количество прореагировавших углеводородных соединений в единицу времени.

$$\Delta M < \Delta M_t,$$

где ΔM – изменение объема количества кмоль ДТ без подогрева; ΔM_t – изменение объема количества кмоль с подогревом ДТ.

Тогда выражение (18) можно представить в следующем виде (19):

$$\Delta M = \frac{H + \frac{O}{8}}{4} k_{x.p.}, \quad (19)$$

где $k_{x.p.}$ – поправочный коэффициент, учитывающий увеличение скорости химической реакции при активации топлива.

В таблице 4 представлены зависимости образования компонентов химических соединений активированного топлива до 300 °С при неполном сгорании дизельного топлива. Образование сажи не влияет на показатели ΔM и i_0 , так как соединение водорода и оксида углерода практически полностью окисляется в двигателях с внутренним смесеобразованием. Значение φ_c повышается с увеличением нагрузки двигателя и при выборе режима работы силовой установки.

ВЫВОДЫ

1. При мелкофракционной деструкции топливного факела появляются благоприятные условия для перехода молекул на уровень ранней энергии активации для протекания предпламенных химических реакций, влияющих на процесс сгорания.
2. Предложена сравнительная схема отдельных фаз процесса сгорания ДТ во времени с подогревом топлива до температур 100 °С, 200 °С и 300 °С в зависимости от константы скорости химической реакции и без подогрева ДТ. Константа скорости химической реакции увеличивается в 5–15 раз. Подогрев топли-

ва ускоряет предпламенную подготовку в жидкой фазе, сокращается длительность фазы быстрого горения.

3. Действительный коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси при активации ДТ увеличивается с 1,0301 кмоль до 1,0475 кмоль. Скорость образования оксидов азота NO_x увеличивается с $242,3575 \times 10^{14}$ (см³/моль с) до $251,2215 \times 10^{14}$ (см³/моль с), C_xH_y увеличивается с $506,8124 \times 10^{20}$ (см³/моль с) до $515,8371 \times 10^{20}$ (см³/моль с).
4. Уменьшение концентрации оксида азота в отработавших газах возможно за счет уменьшения температуры цикла или концентрации атомарного азота и молекулярного кислорода, а CH за счет уменьшения концентрации углеводородной группы и молекулярного кислорода.

Доля несгоревшего углерода в процессе сгорания на активированном топливе изменяется в пределах $\pm(2...4)\%$.

ДОПОЛНИТЕЛЬНО

Вклад авторов. С.А. Плотников – постановка задач исследования, теоретическая разработка проблемы, утверждение финальной версии; А.Н. Карташевич – подготовка методической и приборной базы исследований, экспертная оценка материала; М.В. Мотовилова – проведение практического эксперимента, написание текста рукописи.

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

Author contribution. S.A. Plotnikov contributed to the research design and implementation, developed the theory of the issue, approved the final version of the manuscript. A.N. Kartashevich prepared the methodology and equipment base for research, evaluated of the data. M.V. Motovilova carried out the experiment, wrote and edited a 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. Authors state that this research was not supported by any external sources of funding.

ЛИТЕРАТУРА

1. Плотников С.А., Бузиков Ш.В., Атаманюк В.Ф. Анализ способов снижения периода задержки воспламенения // Развитие транспорта в регионах России: проблемы и перспективы: материалы II Всероссийской научно-практической конференции с международным участием. Киров: филиал ФГБОУ ВО МГИУ, 2012. С. 6–9.
2. Плотников С.А., Бузиков Ш.В., Бирюков А.Л. Анализ процесса сгорания и тепловыделения тракторного дизеля с предварительной термической подготовкой топлива // Молочнохозяйственный вестник. 2017. № 3(27). С. 114–124.
3. Плотников С.А., Бузиков Ш.В., Атаманюк В.Ф. Исследование процесса сгорания и тепловыделения дизеля с термофорсированием // Журнал «Тракторы и сельхозмашины». 2014. № 7. С. 25–27.
4. Храмов М.Ю., Садеков М.Х. Улучшение характеристик двигателя путем термофорсирования топлива // Вестник АГТУ. 2007. № 6(41). С. 83–86.
5. Плотников С.А., Бузиков Ш.В., Атаманюк В.Ф. Прогнозирование процессов воспламенения и сгорания нагретого топлива в дизеле // Проблемы интенсификации животноводства с учетом пространственной инфраструктуры сельского хозяйства и охраны окружающей среды. Фаленты-Варшава, 2012. С. 216–220.
6. Мартынова И.Б. Исследование особенностей топливоподачи и экономичности дизеля на долевых нагрузках при подогреве топлива: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Калининград: КГТУ, 1996. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=15962651>. Дата обращения: 07.04.2022.
7. Плотников С.А. Улучшение эксплуатационных показателей дизелей путем создания новых альтернативных топлив и совершенствование топливоподающей аппаратуры: монография. Нижний Новгород: НГТУ, 2011.
8. Варнатц Ю., Маас У., Диббл Р. Горение. Физические и химические аспекты, моделирование, эксперименты, образование загрязняющих веществ. Москва: ФИЗМАТЛИТ, 2003.
9. Белоусов В.Н., Смородин С.Н., Смирнова О.С. Топливо и теория горения. Часть II. Теория горения. Санкт Петербург: СПбГТУРП, 2011.
10. Братков А.А. Теоретические основы химмотологии. Москва: Химия, 1985.
11. Чигир Н.А., Вейнберг Р. Дж., Боумэн К.Т. Образование и разложение загрязняющих веществ в пламени / под ред. Ю.Ф. Дитякина. Москва: Машиностроение, 1981.
12. Лашко В.А., Привальцев И.Ю. Образование выбросов отработавших газов и управление процессов сгорания в поршневом двигателе // Ученые заметки ТОГУ. 2014. Том 5. № 1. С. 324–337. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=21408727>. Дата обращения: 07.04.2022.
13. Кавтарадзе З.Р. Теория поршневых двигателей. Специальные главы. Москва: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008.
14. Ассад М.С., Пенязьков О.Г. Продукты сгорания жидких и газообразных топлив: образование, расчет, эксперимент. Минск: Беларуская наука, 2010.
15. Орлин А.С., Вырубов Д.Н., Калиш Г.Г. Двигатели внутреннего сгорания. Рабочие процессы в двигателях и их агрегатах. Москва: МАШГИЗ, 1957.
16. Николаенко А.В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей. Москва: Колос, 1984.
17. Zhao J., Grekhov L., Ma X., Denisov A. Specific features of diesel fuel supply under ultra-high pressure // Applied Thermal Engineering. 2020. N 179. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115699
18. Vidal A., Kolovos K., Gold M.R., et al. Preferential cavitation and friction-induced heating of multi-component Diesel fuel surrogates up to 450MPa // International Journal of Heat and Mass Transfer. 2021. N 166. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120744

REFERENCES

1. Plotnikov SA, Buzikov ShV, Atamanyuk VF. Analiz sposobov snizheniya perioda zaderzhki vosplameneniya. In: *Razvitie transporta v regionakh Rossii: problemy i perspektivy: materialy II Vserossiiskoi nauchno-prakticheskoi konferentsii s mezhdunarodnym uchastiem*. Kirov: filial FGBOU VO MGIU; 2012. P:6–9. (In Russ).
2. Plotnikov SA, Buzikov ShV, Biryukov AL. Analysis of combustion and heat release of a tractor diesel engine with pre-heat fuel treatment. *Molochnokhozyaistvennyi vestnik*. 2017;(3):114–124. (In Russ).
3. Plotnikov SA, Buzikov ShV, Atamanyuk VF. Investigation of burning and heat generation in thermally forced diesel. *Zhurnal Traktory i sel'khoz mashiny*. 2014;(7):25–27. (In Russ).
4. Khramov MY, Sadekov MKh. The improvement of engine characteristics by means of thermal boosting. *Vestnik of astrakhan state technical university*. 2007;(6):83–86. (In Russ).
5. Plotnikov SA, Buzikov ShV, Atamanyuk VF. Prognozirovanie protsessov vosplameneniya i sgoraniya nagretogo topliva v dizele. In: *Problemy intensifikatsii zhivotnovodstva s uchetom prostranstvennoi infrastruktury sel'skogo khozyaistva i okhrany okruzhayushchei sredy*. Falenty-Varshava; 2012. P:216–220. (In Russ).
6. Martynova IB. Issledovanie osobennostei toplivopodachi i ekonomichnosti dizelya na dolevykh nagruzkakh pri podogreve topliva [dissertation]. Kaliningrad: KGTU, 1996. Available from: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=15962651>. (In Russ).
7. Plotnikov SA. *Uluchshenie ekspluatatsionnykh pokazatelei dizelei putem sozdaniya novykh al'ternativnykh topliv i sovershenstvovanie toplivopoddayushchei apparatury: monografiya*. Nizhny Novgorod: NGTU, 2011. (In Russ).
8. Varnatts Y, Maas U, Dibbl R. *Gorenie. Fizicheskie i khimicheskie aspekty, modelirovanie, eksperimenty, obrazovanie zagryaznyayushchikh veshchestv*. Moscow: FIZMATLIT; 2003. (In Russ).
9. Belousov VN, Smorodin SN, Smirnova OS. *Toplivo i teoriya goreniya. Chast' II. Teoriya goreniya*. Saint Petersburg: SPbGTURP; 2011. (In Russ).
10. Bratkov AA. *Teoreticheskie osnovy khimmotologii*. Moscow: Khimiya; 1985. (In Russ).
11. Chigir NA, Veinberg RJ, Boumen KT, et al. Pollution formation and destruction in flames. Dityakina YF editor. Moscow: Mashinostroenie; 1981. (In Russ).

12. Lashko VA, Privaltsev IY. Education exhaust emissions and control process combustion piston engine. *Uchenye zametki TOGU*. 2014;5(1):324-337. Available from <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=21408727/>. (In Russ).

13. Kavtaradze ZR. *Teoriya porshnevnykh dvigatelei. Spetsial'nye glavy*. Moscow: Izd-vo MG TU im. N.E. Bauman; 2008. (In Russ).

14. Assad MS, Peniaz'kov OG. *Produkty sgoraniya zhidkikh i gazoobraznykh topliv: obrazovanie, raschet, eksperiment*. Minsk: Belaruskaya nauka; 2010. (In Russ).

15. Orlin AS, Vyubov DN, Kalish GG, et al. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya. Rabochie protsessy v dvigatelyakh i ikh agregatakh*. Moscow: MASHGIZ; 1957. (In Russ).

16. Nikolaenko AV. *Teoriya, konstruktsiya i raschet avtotraktornykh dvigatelei*. Moscow: Kolos; 1984. (In Russ).

17. Zhao J, Grekhov L, Ma X, Denisov A. Specific features of diesel fuel supply under ultra-high pressure. *Applied Thermal Engineering*. 2020;(179). doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.115699

18. Vidal A, Kolovos K, Gold MR, et al. Preferential cavitation and friction-induced heating of multi-component Diesel fuel surrogates up to 450MPa. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2021;(166). doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120744

ОБ АВТОРАХ

*Плотников Сергей Александрович

профессор, д.т.н.

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

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

eLibrary SPIN: 4899-9362

E-mail: Plotnikov@bk.ru

Мотовилова Марина Владимировна

аспирант

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6857-3126>

eLibrary SPIN: 2772-8893

E-mail: Marina_mtd@mail.ru

Карташевич Анатолий Николаевич

профессор, д.т.н.

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3649-1521>

eLibrary SPIN: 8541-5330

E-mail: Kartashevich@yandex.ru

*Автор для переписки

AUTHORS INFO

*Sergey A. Plotnikov

Professor, Doctor of Engineering Sciences

address: Moskovskaya street, 36, Kirov, 610000, Russia

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

eLibrary SPIN: 4899-9362

E-mail: Plotnikov@bk.ru

Marina V. Motovilova

graduate

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6857-3126>

eLibrary SPIN: 2772-8893

E-mail: Marina_mtd@mail.ru

Anatoliy N. Kartashevich

Professor, Doctor of Engineering Sciences

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3649-1521>

eLibrary SPIN: 8541-5330

E-mail: Kartashevich@yandex.ru

*Corresponding author

УДК 629.3.015

DOI: 10.17816/0321-4443-100293

Оригинальное исследование

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

С.В. Носов, Н.Е. Перегудов

Липецкий государственный технический университет, Липецк, Россия

Введение. Определяющим при рассмотрении вопросов взаимодействия гусеничных тракторов с почвой является изменяющееся во времени действие нагрузок на слой почвы, его напряженно-деформированное состояние, которое, в свою очередь, напрямую зависит от его физико-механических характеристик, при оценке которых должен применяться реологический подход, без которого невозможно объяснить многие явления и процессы и выйти на разработку новых интенсивных технологий (с точки зрения критерия минимизации воздействия на почву).

Цель работы – исследовать уплотняющую способность гусеничного трактора в комплектации в различных машинно-тракторных агрегатах, получить графические представления по влиянию тяговой нагрузки на крюке трактора, скорости его движения и перераспределения по опорным каткам массы трактора на изменение плотности почвы за счет развивающихся деформаций, коэффициента сопротивления движению и буксования гусеничного движителя.

Материалы и методы. На основе ранее разработанных общей математической модели, определения путей снижения уплотняющего воздействия движителей гусеничных машин на опорное основание, программ расчета на ЭВМ и проведенной оценки развития деформации и изменения плотности почвы под траком гусеничной машины разработан метод оценки уплотняющего воздействия гусеничного движителя на слой почвы.

Результаты. На основе разработанной методики расчета глубины колеи гусеничного трактора и его буксования в зависимости от скорости движения и смещения центра давления при различной нагрузке на крюке представлены результаты имитационного моделирования процесса с оценкой развития указанных характеристик при использовании известной теории наследственной ползучести упруго-вязко-пластичных материалов. При этом отдельно проанализировано развитие вертикальных и сдвиговых деформаций слоя почвы в области воздействия опорных катков трактора.

Анализ построенных зависимостей позволил выявить ряд закономерностей изменения показателей уплотняющего воздействия гусеничного трактора на почву с оценкой влияния на них основных конструктивных и технологических параметров. Установлено, что учет реологических характеристик слоя почвы и его параметров состояния позволяет существенно повысить точность расчетов вертикальной и сдвиговой деформаций слоя почвы и ее конечной плотности после последовательных проходов опорных катков гусеничного движителя. При этом развитие искомых показателей проявляется неоднозначно под различными опорными катками.

Заключение. Проведенные исследования способствуют оптимальному комплектованию различных машинно-тракторных агрегатов на базе конкретного гусеничного трактора, выполняющих соответствующие технологические операции в тех или иных условиях производства работ с конкретными параметрами состояния почвенного слоя.

Ключевые слова: гусеничный трактор; минимальное воздействие на почву; реологический подход; деформация и плотность почвы; буксование движителя

Для цитирования:

Носов С.В., Перегудов Н.Е. Оценка уплотняющего воздействия и эксплуатационных характеристик гусеничного трактора на основе реологического подхода // Тракторы и сельхозмашины. 2022. Т. 89. № 1. С. 43–51. DOI: 10.17816/0321-4443-100293

DOI: 10.17816/0321-4443-100293

Original study

Assessment of the compaction effect and operational characteristics of a crawler tractor based on a rheological approach

Sergei V. Nosov, Nicholay E. Peregudov

Lipetsk State Technical University, Lipetsk, Russia

BACKGROUND: At considering the issues of crawler tractors interaction with soil the determining factor is the time-varying impact of loads on the soil layer, its stressed and strained state, which, in turn, directly depends on its stress-strain properties. The properties assessment should be carried out with a rheological approach, which allows to explain many phenomena and processes and to develop new high technologies in terms of the criterion of minimizing the impact on the soil.

AIMS: Studying the compacting ability of a crawler tractor in a configuration in various machine-tractor units, obtaining a curve for the effect of the traction load on the tractor hook, tractor speed and tractor mass redistribution over the lower track wheels on changes in soil compaction due to developing deformations, the coefficient of running resistance and skidding of the crawler-mounted mover.

METHODS: The evaluation method for compaction impact of crawler-mounted mover on the soil layer was developed on the base of the previously constructed a general mathematical model for determining ways of reducing the compacting impact of crawler-mounted movers on the bearing surface, computer calculation programmes and the carried out assessment for the deformation development and changes of soil compaction under the crawler track.

RESULTS: There are presented the simulation results of the process with an assessment of the developing dependences of the crawler tractor rut depth and its sliding on the travelling speed and on the displacement of the center of pressure at different loads on the hook, that obtained with the developed method of analysis and the well-known theory of hereditary creep of elastic-visco-plastic materials. At the same time, the development of vertical and shear deformations of the soil layer in the area of lower track wheels impact is separately analyzed.

The analysis of the constructed dependencies allows to identify a number of patterns for changes of compacting effect indicators of a crawler tractor on the soil with an assessment of the influence of the main design and technological parameters on them. It is established that taking into account the rheological characteristics of the soil layer and its state parameters permit significantly improve the accuracy of calculations for vertical and shear deformations of the soil layer and its final compaction after successive passes of the crawler lower track wheels. At the same time, the desired indicators' behavior is ambiguously at passes of various lower track wheels.

CONCLUSION: The conducted studies contribute to the optimal selection of parts for various machine-tractor units based on a specific crawler tractor, which perform the appropriate technological operations in certain conditions of work at specific parameters of the soil state.

Keywords: crawler tractor; minimal impact on the soil; rheological approach; deformation and compaction of the soil; slipping of the mover

Cite as:

Nosov SV, Peregudov NE. Assessment of the compaction effect and operational characteristics of a tracked tractor based on a rheological approach. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2022;89(1):43–51. DOI: 10.17816/0321-4443-100293

Received: 07.02.2022

Accepted: 13.02.2022

Published: 15.03.2022

ВВЕДЕНИЕ

На сегодняшний день ключевым среди рассматриваемых вопросов относительно особенностей взаимодействия движителей мобильных энергетических средств с деформируемым опорным основанием становится обязательное использование реологического подхода с применением теории наследственной ползучести упруго-вязко-пластичных материалов [1]. Использование фактора времени, определяющего собой время воздействия движителей машин на опорное основание, а также характер и динамику изменения действующих нормальных и касательных напряжений в материале опорного основания, возникающих в результате воздействия ходовых систем различных машин, позволяет существенно расширить получаемую информацию о рассматриваемых процессах.

Применяемый реологический подход, помимо фактора времени, позволяет рассмотреть и ряд других факторов, на которые ранее не достаточно обращалось внимания, однако без которых невозможно объяснить многие явления и процессы и выйти на разработку новых интенсивных технологий с точки зрения критерия минимизации воздействия на почву [2].

Именно поэтому дальнейшие исследования, направленные на повышение урожайности различных сельскохозяйственных культур путем обеспечения минимального воздействия на почву различных мобильных энергетических средств, включая гусеничные тракторы, на сегодняшний день остаются актуальной народнохозяйственной задачей.

Определяющим фактором при рассмотрении вопросов взаимодействия гусеничных тракторов с почвой является изменяющееся во времени действия нагрузок на слой почвы его напряженно-деформированное состояние, которое, в свою очередь, напрямую зависит от его физико-механических характеристик. Это в первую очередь такие характеристики, как модули линейной и сдвиговой деформации, а также коэффициент поперечной деформации слоя почвы, величины которых зависят от действующих нагрузок и времени их действия. С другой стороны, величины нормальных и касательных напряжений в слое почвы при проходе гусеничного трактора также зависят от характера силового воздействия на него и от его физико-механических (реологических) характеристик. Такая взаимозависимость всех характеристик взаимодействия гусеничного движителя со слоем почвы определяет постоянно изменяющееся во времени сложное напряженно-деформируемое состояние слоя и требует применения сложных и многофазовых расчетов разрабатываемых математических моделей рассматриваемого процесса.

В данной статье представлены результаты имитационного моделирования процесса с оценкой развития общих вертикальных и сдвиговых деформаций

и плотности почвы после прохода гусеничного трактора, что определяет научную новизну.

ЦЕЛЬ ИССЛЕДОВАНИЙ

На основе ранее разработанного метода оценки уплотняющего воздействия гусеничного движителя на слой почвы поставлены следующие цели.

1. Получить путем имитационного моделирования графические представления по влиянию тяговой нагрузки на крюке трактора на изменение плотности почвы за счет развивающихся деформаций, коэффициента сопротивления движению и буксования гусеничного движителя, характеризующих применение различных машинно-тракторных агрегатов.
2. Исследовать уплотняющую способность гусеничного трактора в зависимости от скорости его движения и перераспределения по опорным каткам массы трактора.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

На основе разработанной общей математической модели [3], определении путей снижения уплотняющего воздействия движителей гусеничных машин на опорное основание [4], разработанных программ расчета на ЭВМ [5, 6] и проведенной оценки развития деформации и изменения плотности почвы под траком гусеничной машины [7, 8, 9] разработан метод оценки уплотняющего воздействия гусеничного движителя на слой почвы.

В качестве критериев негативного влияния гусеничного трактора на почву рассматриваются такие, как плотность почвы после его прохода, различные виды деформаций слоя почвы, буксование движителя, коэффициент сопротивления движению и некоторые другие, принимаемые в зависимости от характера решаемых задач.

Именно такие показатели взаимодействия гусеничного движителя трактора со слоем почвы позволяют в совокупности наиболее полно охарактеризовать рассматриваемый процесс. При этом все они должны определяться на основе применения теории наследственной ползучести упруго-вязко-пластичных материалов с использованием экспоненциально-степенных функций скоростей ползучести. Последние, кроме фактора времени, дополнительно характеризуются тремя независимыми параметрами A , α и β , инвариантными к способам их определения. В этом и состоит одна из сторон новизны применяемого реологического подхода.

Для заданных условий процесса сдвиговые (касательные) напряжения, развивающиеся под гусеничным движителем в местах воздействия опорных катков, определялись методом последовательных приближений на ЭВМ для момента равновесия всей сложной

системы, заложенной в разработанную математическую модель процесса взаимодействия гусеничного трактора со слоем почвы с использованием реологического подхода.

Математическая модель рассматриваемого процесса учитывала изменение физико-механических (реологических, включая модули сдвиговых и линейных деформаций, коэффициент поперечной деформации) характеристик слоя конкретной почвы и характеристик взаимодействия с ним элементов гусеничного движителя под каждым последовательно проходящим опорным катком.

Исходными данными для расчета показателей взаимодействия гусеничного трактора со слоем почвы являлись следующие: конструктивные и технологические параметры трактора, нагрузка на крюке, параметры состояния слоя почвы и кривые линейной и сдвиговой ползучести слоя почвы. Последние определялись в полевых условиях с применением специальной переносной установки [10].

На первом этапе расчета (предварительный расчет без учета сдвиговых деформаций):

- определяются центр давления гусеничного движителя, реакции в каретках движителя, нормальные напряжения в слое почвы под опорными катками;
- производится расчет модулей вертикальной деформации слоя почвы по данным штамповых испытаний и лабораторных исследований для базовой кривой ползучести;
- через критерии подобия физического моделирования процесса определяются нормальные напряжения по длине опорной поверхности гусеничного движителя с учетом их изменения во времени при перекатывании всех опорных катков по каждому тракту;
- рассчитываются вертикальные деформации слоя почвы, ее плотность и коэффициент сопротивления качению при проходе каждого опорного катка;
- по условиям предельного буксования под каждым опорным катком гусеничного движителя через касательные напряжения сдвиговые деформации слоя почвы.

На втором этапе расчета (уточненный расчет, с учетом сдвиговых деформаций [11]):

- при уточнении условий деформирования почвы под каждым опорным катком пересчитываются модули деформации слоя почвы;
- под каждой точкой трака определяется эпюра изменения напряжений во времени при перекатывании каждого опорного катка в отдельности с учетом равновесия элементов шарниров гусеницы;
- уточняются вертикальные деформации слоя почвы под траками с опорными катками, коэффициенты сопротивления качению каждого опорного катка трактора и плотность почвы после прохода каждого опорного катка;

- выводятся на печать значения вертикальной и сдвиговой деформаций слоя почвы, плотности почвы после прохода трактора и буксования гусеничного движителя б.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ИХ АНАЛИЗ

В качестве примера в статье представлены результаты расчета по трактору модели ДТ-75М с 4-опорной балансирной подвеской.

На рис. 1–4 представлены результаты расчетов для конкретных параметров состояния слоя почвы (толщине 25 см, влажности почвы 22% и ее начальной плотности 0,9 г/см³).

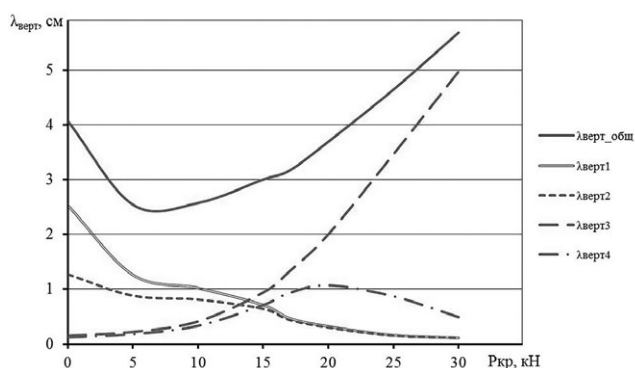


Рис. 1. Влияние крюковой нагрузки трактора на изменение вертикальных деформаций слоя почвы после прохода каждого опорного катка и общей деформации слоя $\lambda_{\text{верт_общ}}$.

Fig. 1. Tractor hook load impact on change of a soil layer vertical deformation after each lower track wheels pass and general deformation of the layer $\lambda_{\text{верт_общ}}$.

Из рис. 1 видно, что значения вертикальных деформаций слоя почвы под опорными катками гусеничного движителя ведут себя по-разному с ростом нагрузки на крюке трактора. При отсутствии тяговой нагрузки на крюке наибольшими являются деформации под первым $\lambda_{\text{верт1}}$ и вторым $\lambda_{\text{верт2}}$ катками по ходу движения машины. В таких условиях движения на них приходится большая часть веса трактора, так как центр давления гусеничного движителя в этом случае смещен вперед относительно середины опорной длины гусеницы. Под третьим и четвертым катками почва практически не подвергается деформированию.

При величине нагрузки на крюке в пределах от 13 до 15 кН деформации слоя почвы под каждым из катков примерно одинаковы, хотя напряжения под траками в зоне расположения катков весьма различны и постепенно увеличиваются от первого катка к последнему по ходу движения трактора. Здесь модули деформации слоя почвы и ее плотность увеличиваются примерно в такой же пропорции.

При дальнейшем росте нагрузки на крюке трактора центр давления гусеничного движителя смещается

назад, под передними катками деформация слоя почвы мала, а под третьим катком деформация слоя резко увеличивается. При высоких крюковых нагрузках деформации слоя почвы под задними каретками принимают наибольшие значения вследствие их догрузки вертикальной составляющей от взаимодействия трактора с сельскохозяйственным орудием.

В целом же минимальная деформация слоя почвы после прохода трактора обеспечивается при крюковой нагрузке в диапазоне от 5 до 7 кН при указанных параметрах состояния почвенного слоя.

Следует отметить особенное развитие деформации слоя почвы под последним опорным катком $\lambda_{\text{верт4}}$ при постепенном увеличении нагрузки на крюке трактора, когда до значения нагрузки на крюке $P_{\text{кр}}$, равного 20 кН, деформация слоя представляет собой возрастающую криволинейную функцию, однако при $P_{\text{кр}} > 20$ кН наблюдается ее убывание.

Так как почва при максимальных значениях $P_{\text{кр}}$ практически не уплотняется катками передней каретки, то рыхлый почвенный слой подвергается воздействию значительных нормальных напряжений, приходящихся на третий опорный каток. Резкое деформирование почвы под ним приводит к интенсивному росту плотности почвы. Четвертый каток второй балансирной каретки воздействует уже на более плотную и твердую поверхность почвы и создает меньшую глубину колеи.

В диапазоне $P_{\text{кр}}$ от 5 кН до 15 кН наблюдается равномерное распределение весовой нагрузки по каткам трактора, при этом приращение глубины колеи больше под передними опорными катками. Усредненная эпюра давлений под опорной ветвью гусеницы приближается к прямоугольной, вследствие чего рост вертикальных деформаций $\lambda_{\text{верт_общ}}$ происходит менее интенсивно. Это подтверждается ранее проведенными исследованиями [1].

Также, в соответствии с [1], на участках кривых при $P_{\text{кр}}$ от 0 кН до 5 кН и от 15 кН до 30 кН нормальные

напряжения сконцентрированы, соответственно, в передней или задней частях движителя гусеничного трактора, что приводит к увеличению общей деформации слоя почвы. Заметное увеличение глубины колеи при максимальных нагрузках на крюке требует значительных тяговых усилий, что создает дополнительную вертикальную нагрузку на почвенный слой от взаимодействия с ним рабочего органа.

Рис. 2 демонстрирует особенности влияния крюковой нагрузки на изменения плотности почвы после прохода отдельных опорных катков трактора.

Основное увеличение плотности почвы при незначительной величине нагрузки на крюке трактора $P_{\text{кр}}$ наблюдается после прохода первого и второго опорных катков ($\rho_{\text{н1}}$, $\rho_{\text{н2}}$). Отсутствие полной аналогии в развитии глубины колеи и плотности почвы под опорными катками гусеничного трактора объясняется неравномерным изменением коэффициента поперечной деформации слоя почвы. Подобная закономерность в изменении плотности почвы наблюдается и при больших значениях $P_{\text{кр}}$, однако основное уплотнение здесь происходит под задними опорными катками трактора.

На рис. 3 представлено влияние крюковой нагрузки трактора на изменение общей горизонтальной деформации $\lambda_{\text{гор_общ}}$ слоя почвы и буксования гусеничного движителя δ .

Как видно из рис. 3, буксование δ находится в пределах допустимой величины (6–7% при номинальном тяговом усилии). Это подтверждает адекватность разработанной математической модели. С увеличением нагрузки на крюке рост общей горизонтальной деформации $\lambda_{\text{гор_общ}}$ после прохода трактора обусловлен повышением касательных напряжений в почвенном слое. Сдвиговая деформация слоя характеризует допустимость использования трактора с определенной тяговой нагрузкой на данном почвенном фоне при текущих параметрах его состояния (плотности, влажности). Способность почвы противостоять сдвигу является важной характеристикой с точки зрения

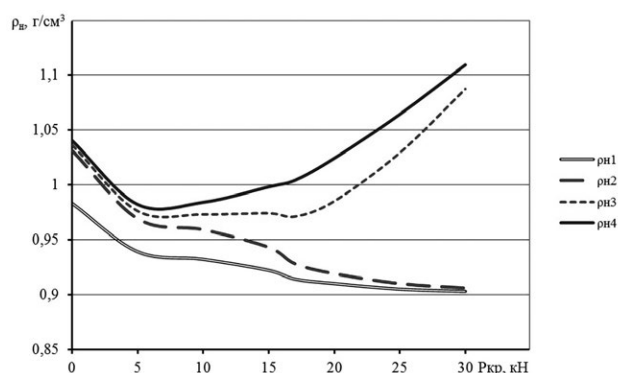


Рис. 2. Влияние крюковой нагрузки трактора на изменение плотности почвы после прохода каждого опорного катка.

Fig. 2. Tractor hook load impact on change of a soil compaction after each lower track wheels pass.

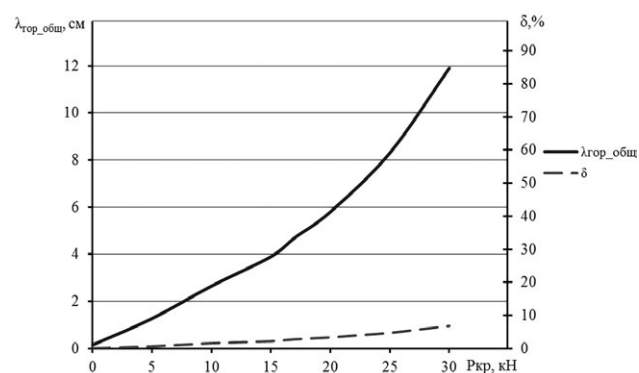


Рис. 3. Влияние крюковой нагрузки трактора на изменение общей горизонтальной деформации $\lambda_{\text{гор_общ}}$ слоя почвы и буксования гусеничного движителя δ .

Fig. 3. Tractor hook load impact on change of a soil layer general horizontal deformation $\lambda_{\text{гор_общ}}$ and slipping the crawler unit δ .

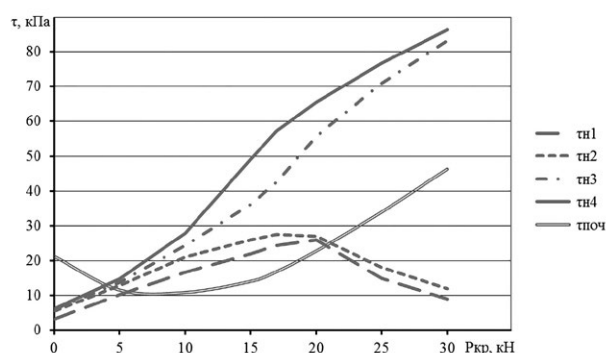


Рис. 4. Влияние нагрузки на крюке трактора на изменение касательных напряжений τ_{H1} , τ_{H2} , τ_{H3} , τ_{H4} в почвенном слое под каждым из опорных катков гусеничного движителя и общих касательных напряжений $\tau_{поч}$.

Fig. 4. Tractor hook load impact on change of the τ_{H1} , τ_{H2} , τ_{H3} , τ_{H4} shearing stress in a soil layer under each lower track wheels and general shearing stress $\tau_{поч}$.

агротехники, что положительно влияет на урожайность сельскохозяйственных культур.

Влияние нагрузки на крюке трактора на изменение касательных напряжений τ_{H1} , τ_{H2} , τ_{H3} , τ_{H4} в почвенном слое под каждым из опорных катков гусеничного движителя продемонстрировано на рис. 4.

Необходимая касательная сила тяги гусеничного движителя по сцеплению должна возрастать с ростом суммы сил сопротивления движению. В противном случае не выполнится условие движения трактора. Кривая $\tau_{поч}$ отражает зависимость касательных напряжений, необходимых для преодоления сопротивлений движению, от прессования почвы и от тяговой нагрузки. Для трактора ДТ-75М с точки зрения рассматриваемого критерия оптимальным будет диапазон тяговых усилий на крюке от 5 кН до 15 кН. Ход данной кривой подобен зависимости $\lambda_{верт_общ}$ (рис. 1).

Еще одной особенностью взаимодействия гусеничного движителя со слоем почвы является уменьшение касательных напряжений τ_{H1} и τ_{H2} под первыми опорными катками при высоких значениях $P_{кр}$. Здесь нормальные напряжения в слое под катками передней каретки слишком малы по сравнению с задней кареткой, на которую приходится 2/3 общего веса машины при $P_{кр}=20$ кН и почти полный вес при $P_{кр}=30$ кН. Поэтому в создании полезной работы по силе тяги при данных условиях участвуют в основном траки под задними катками. Таким образом, увеличиваются напряжения τ_{H3} и τ_{H4} , а кривые τ_{H1} и τ_{H2} стремятся к минимуму.

Отдельно рассмотрено влияние распределения массы гусеничного трактора по опорным каткам и скорости трактора на его уплотняющую способность.

Моделирование на ЭВМ влияния скорости перемещения трактора в свободном режиме ($P_{кр}=0$ кН) на значения общей вертикальной деформации почвы и ее плотность после прохода трактора приведено на рис. 5.

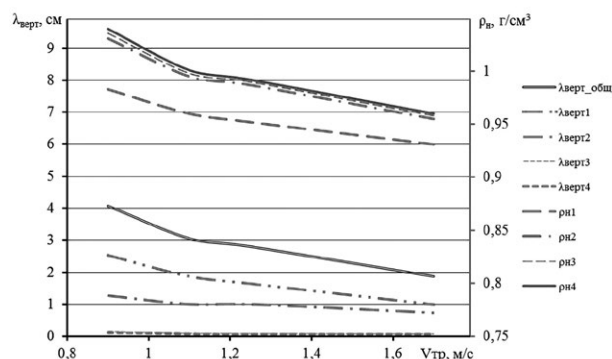


Рис. 5. Влияние скорости трактора на развитие вертикальных деформаций слоя $\lambda_{верт1}$ и плотности почвы $\rho_{пн}$ под опорными катками трактора.

Fig. 5. Tractor velocity impact on the development of a soil layer vertical deformation $\lambda_{верт1}$ and of a soil compaction $\rho_{пн}$ under lower track wheels.

Из рисунка видно, что с увеличением скорости трактора уменьшается время взаимодействия гусеничного движителя со слоем почвы. Почва не успевает осесть, вследствие чего максимальная осадка и ее плотность после прохода трактора на больших скоростях уменьшаются. При этом повторяется ранее отмеченная закономерность формирования наибольших деформаций слоя почвы под первыми двумя по ходу движения трактора катками из-за смещения вперед центра давления при $P_{кр}=0$ кН. Под третьим и четвертым опорными катками вертикальная деформация слоя почвы ничтожно мала (кривые этих деформаций сливаются на графике в нижней части рисунка).

На рис. 6 и 7 показано влияние коэффициента смещения центра давления гусеничного движителя v и коэффициента неравномерности распределения давления k_n на общую вертикальную деформацию слоя почвы $\lambda_{верт_общ}$, конечную плотность $\rho_{кон}$ и общую сдвиговую деформацию $\lambda_{гор_общ}$ после прохода трактора.

Из рисунков видно, что влияние коэффициентов v и k_n проявляется неоднозначно на глубину колеи и плотность почвы. При значениях $v=0,08$ и $k_n=1,27$ наблюдаются существенные различия искомых показателей. Так, например, общая глубина колеи $\lambda_{верт_общ}$ принимает значения 4,07 см и 2,57 см. Здесь смещение центра давления относительно середины опорной поверхности гусеницы x_d берется при расчетах в известных выражениях по модулю [12], при этом первое значение получено для свободного режима, при котором $P_{кр}=0$. Поэтому здесь нет ошибочных результатов расчетов, а только лишь подтверждается заключение о наименьшем уплотнении почвы при смещении центра давления назад, которое обеспечивается работой трактора с нагрузкой на крюке.

По мере увеличения крюковой нагрузки центр давления размещается в области середины опорной

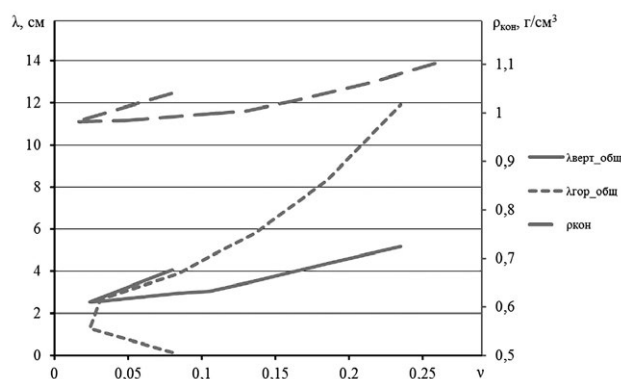


Рис. 6. Влияние коэффициента смещения центра давления гусеничного движителя v на общую вертикальную деформацию слоя почвы $\lambda_{\text{верт_общ}}$, конечную плотность почвы $\rho_{\text{кон}}$ и общую сдвиговую деформацию $\lambda_{\text{гор_общ}}$ после прохода трактора.

Fig. 6. Impact of a shift factor of the crawler unit center v on general vertical deformation of a soil layer $\lambda_{\text{верт_общ}}$, final soil compaction $\rho_{\text{кон}}$ and general shear strain $\lambda_{\text{гор_общ}}$ after a tractor pass.

поверхности гусеницы. Здесь коэффициент неравномерности распределения давлений невысок. И лишь начиная со значения $v=0,15$ деформация и плотность почвы начинают заметно возрастать. При этом $k_n=1,44$ и в дальнейшем изменяется до момента, при котором максимальное давление превышает среднее почти в 2 раза. Этот эффект проявляется при сильном смещении весовой нагрузки к задним опорным каткам, то есть при больших тяговых сопротивлениях.

Анализ результатов расчета показателей работы гусеничного трактора показал, что тяговая нагрузка на крюке может оказывать как положительное, так и отрицательное влияние на уплотняющее воздействие гусеничного движителя на почву. При небольших значениях нагрузки на крюке $P_{\text{кр}}$ в диапазоне от 5 до 15 кН ($x_d=0,025 \div 0,19$ м) формируются минимальная глубина колеи и минимальное значение плотности почвы после гусеничного прохода трактора, что положительно его характеризует с экологической точки зрения. Такая крюковая нагрузка для данного трактора благоприятно формирует общую эпюру нормальных давлений под гусеницами. Отсутствие или значительное увеличение $P_{\text{кр}}$ обеспечивает существенный рост смещения центра давления и неравномерности распределения давлений, вызывая интенсивный процесс образования глубины колеи. Это приводит к увеличению сопротивления движению и конечной плотности почвы после прохода трактора, что негативно сказывается на состоянии плодородного слоя и на урожайности сельскохозяйственных культур.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Представленная методика и полученные результаты позволяют проанализировать степень воздействия гусеничного движителя на слой почвы с учетом изменения

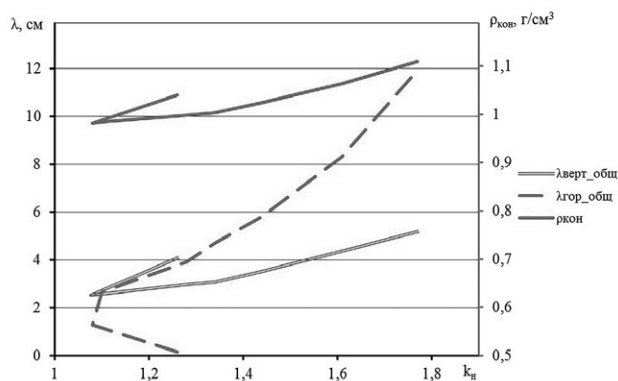


Рис. 7. Влияние коэффициента неравномерности распределения давления k_n на общую вертикальную деформацию слоя почвы $\lambda_{\text{верт_общ}}$, конечную плотность почвы $\rho_{\text{кон}}$ и общую сдвиговую деформацию $\lambda_{\text{гор_общ}}$ после прохода.

Fig. 7. Impact of a irregular press distribution coefficient k_n on general vertical deformation of soil layer $\lambda_{\text{верт_общ}}$, final soil compaction $\rho_{\text{кон}}$ and general shear strain $\lambda_{\text{гор_общ}}$ after a tractor pass.

его физико-механических (в том числе и реологических) характеристик.

Оценивая влияние формируемых тяговых нагрузок на различных операциях при возделывании сельскохозяйственных культур, выполняемых машинно-тракторным агрегатом, появляется реальная возможность в прогнозировании и выборе наиболее рационального распределения давления трактора по длине опорной ветви гусеницы.

При проектировании новых конструкций гусеничных тракторов в рамках применяемого реологического подхода следует учитывать обоснованный выбор в размещении продольной координаты центра тяжести трактора при работе на различных почвах с теми или иными параметрами состояния почвенного слоя.

Появляется реальная возможность расчетной оценки применения существующей техники на данном почвенном фоне или разработка рекомендаций по ее эффективному применению на основе получаемых опытных данных по реологическим характеристикам конкретных пахотных площадей.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

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

Funding source. 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.

Authors' contribution. Authors state that this research 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.
2. Перегудов Н.Е., Носов С.В. Гусеничный трактор: исследование особенностей взаимодействия со слоем почвы: монография. Елец: Елецкий государственный университет им. И.А. Бунина, 2020.
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. Перегудов Н.Е., Носов С.В. Пути снижения уплотняющего воздействия движителей гусеничных машин на опорное основание через его реологические свойства // «Прогресс транспортных средств и систем – 2009»; Октябрь 13–15, 2009; Волгоград. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=28886152>. Дата обращения: 07.04.2022.
5. Носов С.В., Перегудов Н.Е. Программа "Оценка уплотняющей способности гусеничного трактора". Национальный информационный фонд неопубликованных документов, 12.03.2008. Инв. Номер ВНИЦ №ГР 50200800593. Инв. Номер ОФАП № 10182.
6. Перегудов Н.Е., Носов С.В. Программа "Расчет колеи, сдвиговой деформации и плотности почвогрунта после прохода гусеничного трактора с 4-опорной балансирной подвеской". Государственный информационный фонд неопубликованных документов, 15.10.2013. Инв. Номер ВНИЦ №ГР 50201350981. Инв. Номер ОФАП № И131001113713.
7. Носов С.В., Перегудов Н.Е. Развитие деформации и изменение плотности почвогрунта под траком гусеничной машины // Тракторы и сельхозмашины. 2009. № 11. С. 14–16.
8. Перегудов Н.Е., Носов С.В. Исследование процесса развития деформации под траком гусеничной машины в условиях эксплуатации // VIII Всероссийская научно-техническая конференция "Проблемы и достижения автотранспортного комплекса". Апрель 20, 2010; Екатеринбург. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=28892603>. Дата обращения: 07.04.2022.
9. Носов С.В., Перегудов Н.Е. Оценка уплотнения почвы движителями гусеничных машин с применением теории наследственной ползучести // «Инженерное обеспечение инновационных технологий в АПК», Октябрь 15–17, 2015; Мичуринск. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=28632355>. Дата обращения: 07.04.2022.
10. Патент РФ на изобретение № 2365916/ 27.08.2009. Бюл. № 24. Носов С.В., Перегудов Н.Е., Киндюхин Ю.Ю. Устройство для исследования физико-механических характеристик слоя почвогрунта. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=37555433>. Дата обращения: 07.04.2022.
11. Патент РФ на изобретение № 50201350981/ 02.10.2013. Перегудов Н.Е., Носов С.В. Расчет колеи, сдвиговой деформации и плотности почвогрунта после прохода гусеничного трактора с 4-опорной балансирной подвеской. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=32718762>. Дата обращения: 07.04.2022.
12. Ксеневич И.П., Скотников В.А., Ляско М.И. Ходовая система – почва – урожай. Москва: Агропромиздат, 1985.

REFERENCES

1. Nosov S.V. *Mobil'nye energeticheskie sredstva: vybor parametrov i rezhimov raboty cherez reologicheskie svoystva opornogo osnovaniya: monografiya*. Lipetsk: LGTU; 2006. (In Russ).
2. Peregudov NE, Nosov SV. *Gusenichnyi traktor: issledovaniya osobennostei vzaimodeystviya so sloem pochvy: monografiya*. Elets: Eletskii gosudarstvennyi universitet im. I.A. Bunina; 2020. (In Russ).
3. Nosov SV, Peregudov NE. Matematicheskaya model' vzaimodeystviya gusenichnogo dvizhitelya s opornym osnovaniem. *Traktory i sel'skokhozyaistvennye mashiny*. 2006;(11):29–33. (In Russ).
4. Peregudov NE, Nosov SV. Ways to reduce sealing effects propulsion of tracked vehicles on the supporting base through its rheological properties. Proceedings of the Russian science conference «Progress transportnykh sredstv i sistem – 2009»; 2009 Oct 13–15; Volgograd. Available from: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=28886152>. (In Russ).
5. Peregudov NE, Nosov SV. (Lipetsk State Technical University, 30, Moskovskaya street, Lipetsk, Russia, 398600). Assessment of the sealing ability of a caterpillar tractor. *Natsional'nyi informatsionnyi fond neopublikovannykh dokumentov*, 2008 Mar. Inv. Nomer VNTIt's №GR 50200800593. Inv. Nomer OFAP № 10182. (In Russ).
6. Peregudov NE, Nosov SV. (Lipetsk State Technical University, 30, Moskovskaya street, Lipetsk, Russia, 398600). The calculation of the gauge, shear strain and density of soil after the passage

of the crawler tractor with 4-bearing suspension balancer. Gosudarstvennyi informatsionnyi fond neopublikovannykh dokumentov, 2013 Oct. Inv. Nomer VNTITs №GR 50201350981. Inv. Nomer OFAP № I131001113713. (In Russ).

7. Nosov SV, Peregudov NE. Deformation and change of density of soil under the caterpillar machine's track. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2009;(11):14–16. (In Russ).

8. Peregudov NE, Nosov SV. A study of the development of deformation under the truck tracked vehicles in operation. Proceedings of the VIII Russian science conference «Problemy i dostizheniya avtotransportnogo kompleksa»; 2010 Apr 20; Yekaterinburg. Available from: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=28892603>. (In Russ).

9. Nosov SV, Peregudov NE. Evaluation of soil compaction by caterpillar movers using the theory of hereditary creep. Proceedings of the Russian science conference «Inzhenernoe obespechenie

innovatsionnykh tekhnologii v APK»; 2015 Oct 15–17; Michurinsk. Available from: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=28632355>. (In Russ).

10. Patent RUS №2365916/ 27.08.2009. Byul. №24. Nosov SV, Peregudov NE, Kindyukhin YY. *Device for investigation of physical-mechanical characteristics of soil layer*. Available from: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=37555433>. (In Russ).

11. Patent RUS № 50201350981/ 02.10.2013. Peregudov NE, Nosov SV. *The calculation of the gauge, shear strain and density of soil after the passage of the crawler tractor with 4-bearing suspension balancer*. Available from: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=32718762>. (In Russ).

12. Ksenevich IP, Skotnikov VA, Lyasko MI. *Khodovaya sistema – pochva – urozhai*. Moscow: Agropromizdat; 1985. (In Russ).

ОБ АВТОРАХ

*Носов Сергей Владимирович

профессор, д.т.н.

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

eLibrary SPIN: 9664-2946

E-mail: ne_peregoodov@mail.ru

*Автор для переписки

AUTHORS INFO

*Sergei V. Nosov

DSc in Engineering, Professor

address: Moskovskaya street, 30 B.B, Lipetsk, 398055, Russia

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8427-1606>

eLibrary SPIN: 2387-5413

E-mail: nosovsergej@mail.ru

Nicholay E. Peregudov

Candidate in Engineering, Associate Professor

eLibrary SPIN: 9664-2946

E-mail: ne_peregoodov@mail.ru

*Corresponding author

УДК 621.43.3

DOI: 10.17816/0321-4443-100063

Оригинальное исследование

Расчет минимально необходимого количества моторного масла на трущихся поверхностях ЦПГ быстроходного дизеля

С.В. Путинцев¹, С.А. Аникин², С.П. Деменкова¹, С.С. Стрельникова³¹ Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия;² Военная академия воздушно-космической обороны им. Г.К. Жукова, Тверь, Россия;³ Институт машиноведения им. А.А. Благонравова, Москва, Россия

Введение. Актуальность темы статьи обусловлена нерешенностью проблемы надежной и экономичной работы форсированных быстроходных поршневых двигателей. Важным аспектом решения этой проблемы является рациональное маслоснабжение цилиндропоршневой группы (ЦПГ).

Цель, задачи и объект исследования. Цель состояла в оценке минимального объема моторного масла, необходимого для гидродинамического режима смазки пары цилиндр – юбка поршня. В работе ставились и решались задачи определения объема моторного масла, способного заполнить: 1) впадины плосковершинной поверхности цилиндра; 2) рельефной поверхности юбки поршня и 3) радиальный зазор указанной выше пары. Объектом исследования являлся быстроходный дизель.

Методы решения. Для расчета объемов масла применяли три разновидности аналитического определения суммарного объема впадин шероховатой поверхности и зазора между сопрягаемыми поверхностями цилиндра и юбки поршня.

Результаты и их обсуждение. Установлено, что расчет на основе известной формулы маслосъемности (метод 1) дает по сравнению с методами 2 и 3, учитывающими реальную геометрию впадин и параметры шероховатости, примерно на 15% завышающий результат оценки объема масла. В результате работы определено преимущество метода 3 по критериям большего обобщения и простоты применения. С помощью метода 3 получено оценочное значение минимально необходимого объема масла для обеспечения гидродинамического режима смазки пары цилиндр – юбка поршня объекта исследования.

Заключение. Полученные в работе аналитические выражения согласно методу 3 могут быть рекомендованы для оптимизации систем смазки ДВС с целью не только снижения потерь на трение и изнашивание, но и минимизации риска появления масляного голодания и повышенного расхода масла на угар.

Ключевые слова: дизель; моторное масло; шероховатость; поверхность; цилиндр; юбка поршня

Для цитирования:

Путинцев С.В., Аникин С.А., Деменкова С.П., Стрельникова С.С. Расчет минимально необходимого количества моторного масла на трущихся поверхностях ЦПГ быстроходного дизеля // Тракторы и сельхозмашины. 2022. Т. 89, № 1. С. 53–65. DOI: 10.17816/0321-4443-100063

DOI: 10.17816/0321-4443-100063

Original study

Calculation of the required minimum of a motor oil level on cylinder-piston group moving surfaces of the automotive diesel

Sergey V. Putintsev¹, Sergey A. Anikin², Sofia P. Demenkova¹, Sofya S. Strelnikova³¹ Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia² Military Academy of Space Defense n.a. G.K. Zhukov, Tver. Russia³ Mechanical Engineering Research Institute, Moscow, Russia

BACKGROUND: Theme of this article is actual because issues of the reliable and cost-effective operation of augmented automotive piston engines are still not solved. An important aspect of solving the problem is rational oil supply of the cylinder-piston group.

AIMS: The purpose of this work is the required minimum motor oil level estimation for the hydrodynamic lubrication of the "cylinder-piston skirt" pair. There were set and solved the tasks of determining the volume of motor oil capable of filling: 1) cavities of the flat-topped surface of the cylinder; 2) a raised surface of the piston skirt and 3) the piston skirt clearance. The object of study is an automotive diesel.

METHODS: Three types of analytical determination of the total volume of the cavities of the rough surface and the piston skirt clearance were used as methods for estimation of a motor oil level.

RESULTS: It was found, that the estimation with the well known formula for oil volume (a method 1) gives the overevaluated result of oil level estimation, in comparison with methods 2 and 3, which taking into account the real geometry of cavities and roughness parameters. The advantage of method 3 was determined by criteria of generalization and of simplicity to apply. Using the method 3, the estimated volume of motor oil ensured the hydrodynamic lubrication mode of the "cylinder – piston skirt" pair of the object of study was obtained.

CONCLUSION: The analytical expressions obtained by method 3 can be recommended to optimize the piston engine lubrication systems for reducing the friction and wear losses as well as to minimize a risk of oil starvation and increased oil consumption through burning.

Keywords: diesel; motor oil; roughness; surface; cylinder; piston skirt

Cite as:

Putintsev SV, Anikin SA, Demenkova SP, Strelnikova SS. Calculation of the required minimum of a motor oil level on cylinder-piston group moving surfaces of the automotive diesel. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2022;89(1):53–65. DOI: 10.17816/0321-4443-100063

Received: 02.02.2022

Accepted: 23.02.2022

Published: 15.03.2022

ВВЕДЕНИЕ

Цилиндропоршневая группа (ЦПГ) быстроходных двигателей внутреннего сгорания (ДВС) является, как известно, доминирующим узлом формирования потерь располагаемой энергии на трение, конструкционных материалов – на изнашивание, а моторного масла – на угар [1–3 и др.]. В связи с той важной ролью, которую играет ЦПГ в обеспечении энергоэкономичности и надежности работы ДВС, создание рациональных условий маслоснабжения трущихся сопряжений этой группы является актуальной задачей проектирования современных силовых установок [4]. Под рациональными условиями маслоснабжения здесь следует понимать адресную, минимально достаточную по количеству и бесперебойную по характеру подачу смазочного материала к трущимся парам. Из числа основных трущихся сопряжений ЦПГ создание условий благоприятного гидродинамического режима смазки более всего необходимо для пары юбка поршня – цилиндр [5].

Если принять во внимание только аспект маслоснабжения как необходимого условия создания и поддержания гидродинамического режима смазки рассматриваемого сопряжения, то в понятие (или точнее – техническое требование) первого должно войти обеспечение минимально необходимого количества подаваемого тем или иным путем смазочного материала. В качестве минимально необходимого количества логичнее всего принять объем масла, достаточный для заполнения минимального зазора сопряжения, причем с учетом не только макро-, но и микротопографии трущихся поверхностей, а также активной зоны смазывания, в которой осуществляется формирование гидродинамической реакции в ответ на действие боковой силы поршня. Выполнением этого условия гарантируется отсутствие масляного голодания и проявление связанных с ним рисков натирания и задира сопряженных деталей. Применение термина «минимально необходимое» обусловлено тем, что превышение этого количества масла именно в сопряжении цилиндр – юбка поршня нежелательно, поскольку, не участвуя в создании гидродинамической несущей способности, излишки смазочного материала неизбежно становятся объектами инерционного заброса (или насосного действия поршневых колец) в зону огневого пояса поршня, т. е. – необратимых потерь моторного масла, характеризующихся высоким расходом масла на угар.

Прогнозная оценка минимально необходимого количества моторного масла, подаваемого в зоны трения ЦПГ, важна для решения задач рационального проектирования, в частности, профилирования поршней, назначения финишной топографии (а значит, и технологии металлообработки) трущихся поверхностей цилиндров, выбора схем и оптимизации конструкции элементов струйного маслоснабжения деталей указанной выше

группы, определения и уточнения производительности масляного насоса. Таким образом, получение научно обоснованной информации о минимально необходимом количестве смазочного материала в трущихся сопряжениях должно рассматриваться как важное звено рационального проектирования ресурсо- и энергосберегающих конструкций не только ДВС, но и любых современных силовых установок с системами смазки трущихся деталей.

ЦЕЛЬ, ЗАДАЧИ И ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ

Цель данной работы состояла в расчетной оценке минимально необходимого объема жидкого смазочного материала для заполнения зазора сопряжения цилиндр – юбка поршня с учетом типичной микро- и макротопографии смазываемых поверхностей этих деталей.

Для достижения цели в работе были поставлены следующие задачи.

1. Определение объема моторного масла, способного заполнить впадины шероховатой внутренней поверхности цилиндра, формируемой после финишной технологии плосковершинного хонингования (ПВХ).
2. То же самое для поверхности юбки поршня, имеющей регулярный микрорельеф, полученный в результате чистовой токарной обработки.
3. То же самое для минимального радиального зазора сопряжения цилиндр – юбка поршня в пределах зоны передачи юбкой поршня боковой силы цилиндру через заполняющее этот зазор масло.

Решение поставленных задач базировали на принятии ряда допущений:

- топография шероховатой поверхности цилиндра представлялась как многократное повторение линеаризованного единичного фрагмента профилограммы;
- рассматриваемые детали ЦПГ (цилиндр и поршень) считали осесимметричными телами вращения;
- силы поверхностного натяжения масла не учитывались;
- принимали, что масло при нахождении на шероховатой поверхности обладает абсолютной адгезией к последней;
- образующие поверхностей рассматриваемых деталей имеют заданную рабочим чертежом геометрию, т. е. свободны от любого вида деформаций;
- угловой перекося центральных осей цилиндра и поршня отсутствует;
- задачи решаются в изотермической и квазистатической постановках;
- форма шероховатости и номинальные площади тел вращения при переходе к их развертке остаются неизменными.

Перед выполнением расчетов объемов масла реальные профилограммы трущейся поверхности цилиндров

и чертежная информация по микрорельефу юбок поршней обработаны согласно методике исследования [6], после чего представлены линейно аппроксимированными фрагментами топографии в едином масштабе увеличения изображений по вертикальной (высотной) и горизонтальной (шаговой) осям (рис. 1).

Показанные на рис. 1 значения высотного-шаговых параметров фрагментов шероховатых поверхностей цилиндра и юбки поршня относились к основному объекту исследования (далее по тексту дизель-прототип): быстроходному универсальному дизелю 1Ч 8,5/8,0 (ТМЗ-450Д), необходимые для расчетов параметры деталей ЦПГ которого представлены в таблице 1.

МЕТОДЫ РЕШЕНИЯ

В работе использовались три альтернативных метода или подхода к расчету объемов масла, заполняющего впадины шероховатых поверхностей трения деталей:

- 1) Применение известной формулы маслосъемности шероховатой поверхности, в которую (формулу) искомый объем масла входит составной частью по определению:

$$M = \frac{V}{A}, \quad (1)$$

где M – маслосъемность поверхности (итоговая размерность этой величины м); V – объем масла, заполняющий впадины шероховатой поверхности при заданном уровне (глубине впадины) профиля p ; A – номинальная площадь шероховатой поверхности.

- 2) Пошаговый расчет общего объема линеаризованных канавок, представленных 3D-моделями шероховатой поверхности.
- 3) Получение и использование общих аналитических выражений, описывающих суммарный объем линейно аппроксимированных канавок единичного фрагмента шероховатого микрорельефа поверхности.

Таблица 1. Входные данные к расчетам

Table 1. Input data for calculations

№	Наименование	Условное обозначение	Размерность	Значение
1	Внутренний диаметр цилиндра	D_c	мм	$85^{+0,03}$
2	Длина (осевая) цилиндра	L_c	мм	153
3	Максимальный диаметр юбки поршня	D_s	мм	$85_{-0,06}$
4	Длина (осевая) поршня	L_p	мм	80
5	Длина (осевая) юбки поршня	L_s	мм	52
6	Максимальная высота профиля юбки в нагретом состоянии	H	мкм	60
7	Минимальная высота профиля юбки в нагретом состоянии	h	мкм	15
8	Расстояние от нижней кромки юбки поршня до точки максимальной выпуклости ее бочкообразного профиля в нагретом состоянии в плоскости качения шатуна	l_1	мм	12
9	Шероховатость внутренней поверхности цилиндра	R_z	мкм	2
10	Ширина впадины (канавки) единичного фрагмента: – ПВХ-шероховатой поверхности цилиндра, – микрорельефа юбки поршня	t	мкм	50 300
11	Ширина плоского участка (плато) единичного фрагмента ПВХ-шероховатой поверхности цилиндра	T	мкм	100
12	Глубина впадины (канавки) единичного фрагмента: – ПВХ-шероховатой поверхности цилиндра, – микрорельефа юбки поршня	b	мкм	5 13
13	Угол скрещивания винтовых линий (канавок) – следов ПВХ на внутренней поверхности цилиндра	g	град.	60
14	Доля длины плоского участка T в общей длине $T+t$ единичного фрагмента ПВХ-шероховатости	$\bar{P}$	%	67
15	Угловая протяженность дуги окружности цилиндра, воспринимающей действие боковой силы поршня в плоскости качения шатуна	Θ	град.	90

Применение трех различных подходов к решению одной и той же задачи имело целью повышение достоверности результатов расчета, а также оценку расхождения результатов расчета одних и тех же величин разными методами.

Примечание:

1) принадлежность результата расчета объемов масла к методам 1...3 отмечена соответствующим верхним индексом в круглых скобках при условном обозначении объема V ;

2) принадлежность результата расчета объемов масла к цилиндру или к юбке поршня обозначена нижними индексами c или s , соответственно.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

1. Расчет объемов масла, заполняющего впадины шероховатой внутренней поверхности цилиндра, на основе применения формулы маслосъемности

Выражая из формулы (1) величину объема масла, заполняющего впадины шероховатой поверхности цилиндра, и раскрывая согласно работе [7] маслосъемность как произведение шероховатости профиля на долю заполняемости маслом впадин профиля, получаем формулу для расчета объема масла во впадинах шероховатости:

$$V_c^{(1)} = A \cdot M = \pi \cdot D_c \cdot L_c \cdot \left(1 - \frac{t_p}{100}\right) \cdot R_z, \quad (2)$$

где t_p – процентное выражение относительной опорной длины профиля на глубине p .

При условии совершенного заполнения маслом впадин шероховатости, т. е. при $t_p=0\%$, расчет по формуле (2) дает оценку максимального объема, который при этом можно расценивать как минимально необходимый для устранения масляного голодания в смазываемом сопряжении цилиндра с юбкой поршня, но недостаточный для организации гидродинамического режима смазки в этом сопряжении.

В исследовании [8] предложена формула для оценки маслосъемности ПВХ-шероховатой поверхности цилиндра (обозначения величин изменены согласно принятым в данной статье – таблица 1):

$$M = \frac{2}{3} \cdot \left(1 - \frac{\bar{P}}{100}\right) \cdot R_z,$$

подстановка которой в формулу (1) приводит к выражению для расчета объема масла во впадинах указанной поверхности:

$$V_c^{(1)} = \pi \cdot D_c \cdot L_c \cdot \frac{2}{3} \cdot \left(1 - \frac{\bar{P}}{100}\right) \cdot R_z. \quad (3)$$

И, наконец, оценить значение искомого объема масла на стенке ПВХ-шероховатого цилиндра можно на основе формулы для расчета маслосъемности согласно международному стандарту ИСО 13565-2:1998 [9]:

$$M = \frac{R_{vk} \cdot (100 - M_{r2})}{200}, \quad (4)$$

в которой значения параметров R_{vk} (шероховатость на участке впадин) и M_{r2} (процентная доля материальной составляющей впадин) определяются из кривой опорной поверхности (кривой Аббота) шероховатой детали.

После очевидных преобразований с учетом выражения (4) формула для определения объема масла в применении к развертке ПВХ-шероховатого цилиндра приобретает вид

$$V_c^{(1)} = \pi \cdot D_c \cdot L_c \cdot \frac{R_{vk} \cdot (100 - M_{r2})}{200}. \quad (5)$$

Используя кривую Аббота, представленную как результат обработки профилограмм цилиндров дизеля-прототипа в исследовании [10], находим значения параметров R_{vk} и M_{r2} равными, соответственно, 6 мкм и 20%.

Выполненные при прочих равных условиях (с использованием входных данных в таблице 1 сравнительные расчеты объемов масла, способного заполнить впадины ПВХ-шероховатого цилиндра дизеля-прототипа, показали существенное (до 2,3 раза) расхождение результатов, полученных по формулам (2), (3) и (5).

Объяснение этого расхождения состоит в том, что расчетное определение объемов масла во впадинах шероховатой поверхности цилиндра, базирующееся на определении маслосъемности, т. е. по формуле (1), не учитывает доминирующий рисунок (*pattern*) следов микрорезания на поверхности ПВХ-шероховатого цилиндра, его высотнo-шаговые и угловые параметры, способные оказывать решающее влияние на объем масла, задерживаемый впадинами микрорельефа смазываемой поверхности.

С учетом высокого разброса результатов оценки объемов масла во впадинах шероховатости цилиндра по методу 1, в дальнейшем при сопоставлении методов 1...3 для расчетной оценки объема масла, заполняющего впадины ПВХ-шероховатого цилиндра, в отношении метода 1 будут использоваться результаты, полученные с помощью формулы (3), которая специально ориентирована на применение к ПВХ-топографии.

В отличие от метода 1 два представленных ниже подхода к расчету общего объема масла, заполняющего впадины ПВХ-шероховатой поверхности цилиндра, базируются на учете характерной топографии следов финишной металлообработки и предусматривают рассмотрение большего, нежели описанный выше подход, числа показателей шероховатости.

2. Расчет максимального объема масла во впадинах шероховатой внутренней поверхности цилиндра, представленной 3D-моделями линейаризованных канавок

При использовании этого метода предполагается выполнение двух последовательных шагов вычислений:

1) определение суммарного объема масла, заполняющего впадины (линеаризованные канавки с треугольной формой поперечного сечения) шероховатой поверхности на площади развертки цилиндра, которую занимает единичный повторяющийся фрагмент той или иной топографии этой поверхности;

2) подсчет итогового объема канавок на всей поверхности цилиндра как произведения суммарного объема канавок фрагмента на количество этих фрагментов. Поскольку в рамках этого метода предполагается совершенное заполнение канавок маслом, постольку все значения получаемых объемов соответствуют максимальному количеству смазочного материала во впадинах шероховатой поверхности.

Построение расчетной модели основывали на анализе графической и численной информации, полученной в результате обработки профилограмм (рис. 1 и таблица 1).

Из рис. 2, где представлены отображения двух смежных фрагментов ПВХ-шероховатости, можно

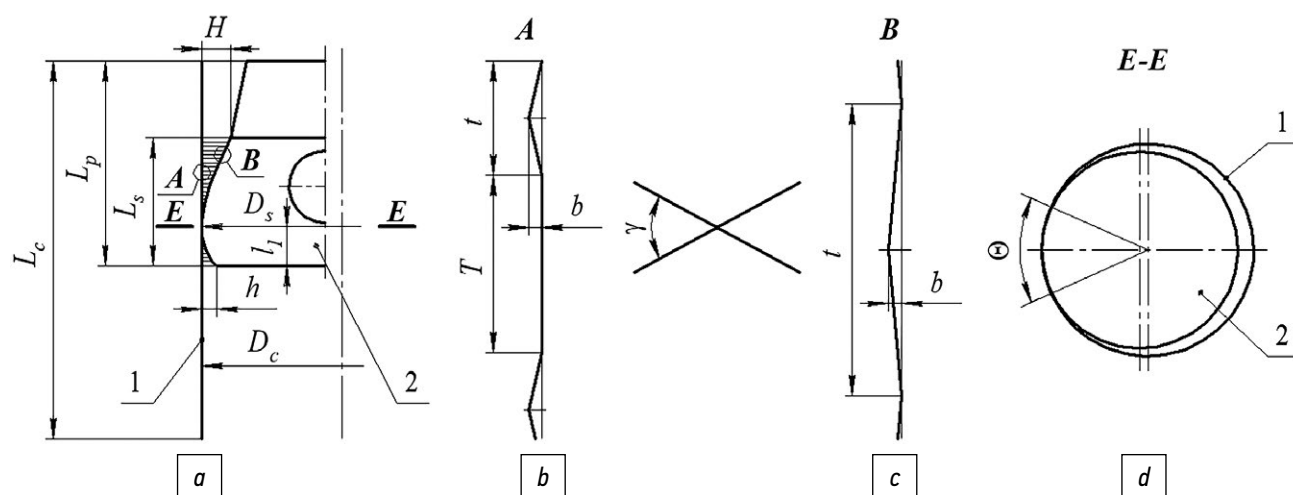


Рис. 1. Иллюстрация основных размеров деталей ЦПГ (а), участвующих в расчетах и учитывающих ПВХ-шероховатость цилиндра (b), регулярный микрорельеф юбки поршня (c), а также протяженность дуги окружности цилиндра, воспринимающей действие боковой силы поршня (d): 1 – цилиндр; 2 – поршень.

Fig. 1. Illustration of the main dimensions of the CPG parts (a) involved in the calculations and taking into account the roughness of the cylinder (b), the regular microrelief of the piston skirt (c), as well as the length of the arc of the cylinder circumference perceiving the action of the lateral force of the piston (d): 1 – cylinder; 2 – piston.

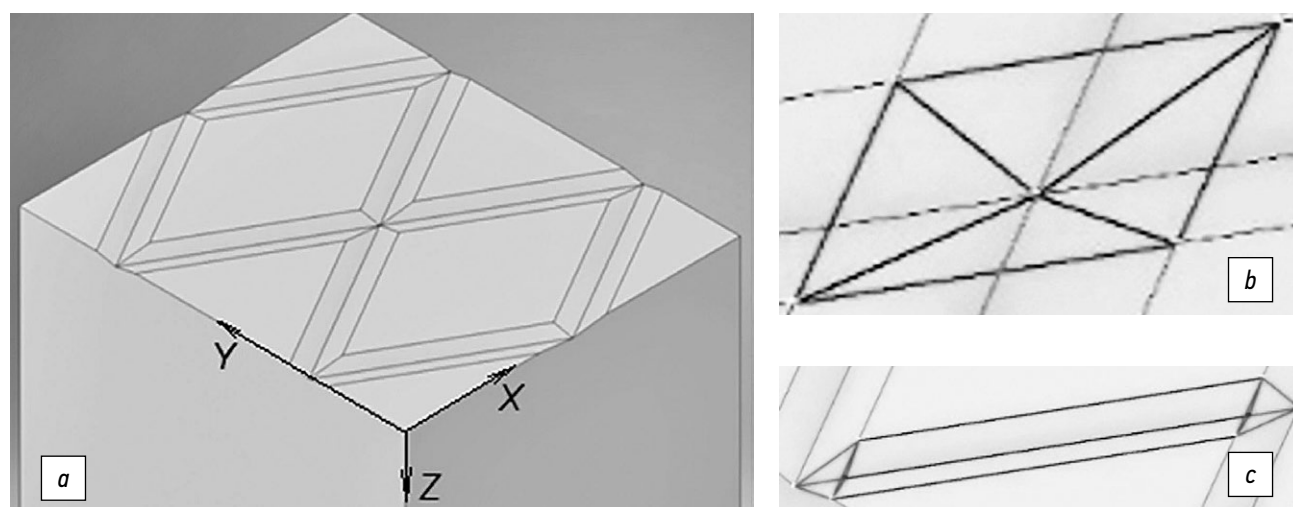


Рис. 2. 3D-модель ПВХ-шероховатости на развертке внутренней поверхности цилиндра (а) с участками «узел» (b) и «межзловая канавка» (c): X, Y, Z – координаты в направлении, соответственно, развертки, центральной оси и глубины стенки цилиндра.

Fig. 2. 3D model of roughness on the sweep of the inner surface of the cylinder (a) with the sections «node» (b) and «interstitial groove» (c): X, Y, Z – coordinates in the direction of the sweep, the central axis and the depth of the cylinder wall, respectively.

видеть, что каждый фрагмент включает три характерных участка:

- 1) плоскость (или плато) в форме ромба;
- 2) пересечение двух канавок (далее по тексту – «узел»);
- 3) «чистая» канавка, заключенная между узлами (далее по тексту – «межузловая канавка»).

В рассматриваемом случае для определения объема масла, заполняющего впадины единичного фрагмента шероховатой поверхности, необходимо найти и просуммировать объемы четырех межузловых канавок и двух узлов.

Для получения численных значений искомых объемов использовали основанную на 3D-модели (рис. 2) и данных для ПВХ-шероховатого цилиндра в таблице 1 расчетную схему, представленную на рис. 3.

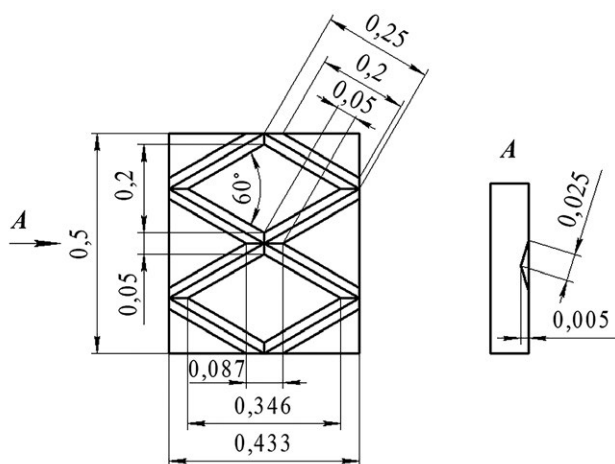


Рис. 3. Расчетная схема, на которой (для лучшего представления размеров) показаны два смежных единичных фрагмента ПВХ-шероховатости, для определения объемов масла во впадинах ПВХ-шероховатой внутренней поверхности цилиндра дизеля-прототипа по методу 2 (все линейные размеры здесь и далее на расчетных схемах даны в мм).

Fig. 3. The calculation scheme, which (for a better representation of the dimensions) shows two adjacent single fragments of roughness, for determining the oil volumes in the cavities of the rough inner surface of the prototype diesel cylinder according to the method 2: (all the linear dimensions here and further on the calculation schemes are given in mm).

Для определения объемов участков «узел» и «межузловая канавка» использовались общеизвестные формулы объемов пирамиды (с формой основания ромб) – нижний индекс 1

$$V_1 = \frac{1}{3} \cdot A_1 \cdot h_1$$

и треугольной призмы – нижний индекс 2

$$V_2 = A_2 \cdot h_2,$$

где A , h – площадь основания и высота фигуры, соответственно.

С учетом расчетной схемы на рис. 4 определение максимального объема масла во впадинах единичного

фрагмента ПВХ-шероховатости может быть выполнено по формуле:

$$V_{\phi} = 2(V_1 + 2V_2). \quad (6)$$

Количество единичных фрагментов n_{ϕ} определяется как отношение номинальной площади развертки внутренней поверхности цилиндра A_c к площади единичного фрагмента A_{ϕ} :

$$n_{\phi} = \frac{A_c}{A_{\phi}}. \quad (7)$$

Умножение полученного в результате вычислений по формуле (6) значения максимального объема масла в канавках единичного фрагмента на определенное по формуле (7) количество этих фрагментов, размещенных на площади внутренней поверхности цилиндра, дает в итоге искомое значение максимального объема масла, способного заполнить впадины смазываемой трущейся поверхности ПВХ-шероховатого цилиндра:

$$V_{c \max}^{(1)} = V_{\phi} \cdot n_{\phi}. \quad (8)$$

3. Расчет на основе общих аналитических выражений, описывающих суммарный объем масла в линейно аппроксимированных канавках единичного фрагмента шероховатой поверхности цилиндра

В отличие от изложенного в п. 2 данный подход к расчету искомого объема впадин ПВХ-шероховатой поверхности цилиндра $V_{c \max}^{(1)}$ основан на общей формуле вида:

$$V_{c \max}^{(1)} = \frac{V_{\phi} \cdot A_c}{A_{\phi}}, \quad (9)$$

в которой в качестве единичного фрагмента ПВХ-шероховатости в развертке цилиндра рассматривается ромб (участок плато), окруженный со всех сторон канавкой треугольного поперечного сечения половинной ширины (далее по тексту описываемой термином «полуканавка»), при этом из очевидных геометрических соображений полагается, что в осевом направлении цилиндра сумма лежащих на одной линии снятия профилограммы длин KF и FJ двух соседних участков плато всегда равна диагонали ромба d в указанном направлении (рис. 4), т.е.

$$KF + FJ = MN = d = 2T,$$

где T – половина диагонали ромба, параллельной центральной оси цилиндра, в направлении которой снимается профилограмма шероховатой поверхности (рис. 1,б).

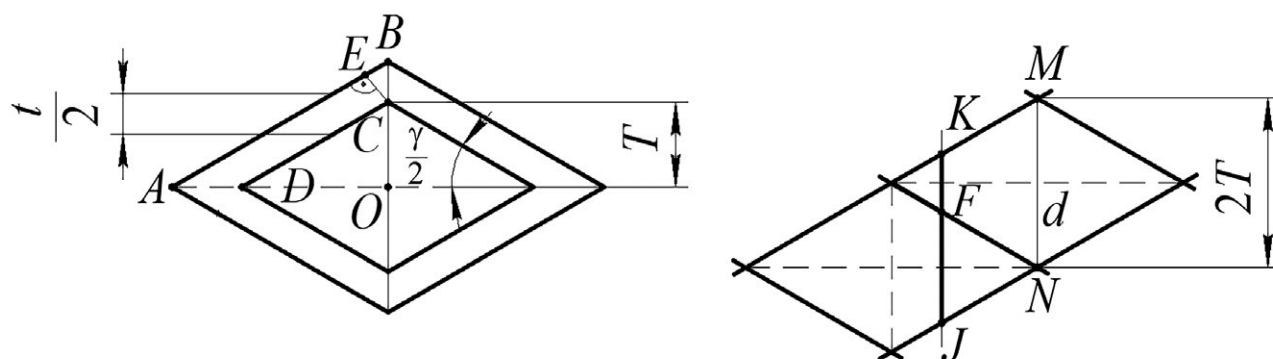


Рис. 4. Расчетная схема для определения объемов масла во впадинах ПВХ-шероховатой внутренней поверхности цилиндра дизеля-прототипа по методу 3.

Fig. 4. Calculation scheme for determining oil volumes in the cavities of the rough inner surface of the cylinder according to the method 3.

Используя расчетную схему на рис. 4, площадь единичного фрагмента ПВХ-шероховатости определили выражением:

$$A_{\phi} = 2 \left(T + \frac{t}{2} \right)^2 \cdot \operatorname{ctg} \frac{\gamma}{2}. \quad (10)$$

Для нахождения аналитической зависимости, описывающей суммарный объем полуканавки, применили дополнительную расчетную схему, которая получена из рис. 4 путем продления сторон внутреннего ромба до пересечения со сторонами ромба внешнего (рис. 5).

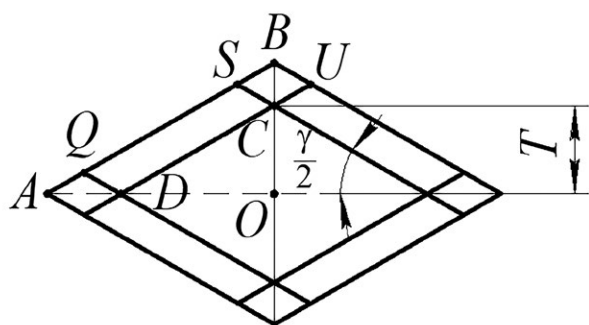


Рис. 5. Дополнительная расчетная схема для определения объема полуканавки.

Fig. 5. Additional calculation scheme for determining the volume of the half-groove.

Из рис. 5 видно, что полуканавка на плоскости может быть представлена состоящей из восьми частей: четырех сторон длиной DC и четырех ромбов-узлов с большой диагональю AD .

Объем частей полуканавки по сторонам ромба выражается зависимостью, включающей произведение длины четырех участков на площадь поперечного сечения полуканавки и получившей после преобразований вид:

$$V_1 = T \cdot t \cdot b \cdot \operatorname{ctg} \frac{\gamma}{2}. \quad (11)$$

Объем узлов, определяемый как объем четырех пирамид, имеющих основание в форме ромба $SBUC$ (рис. 5) и высоту, равную глубине канавки b , в результате тригонометрических преобразований определился выражением

$$V_2 = \frac{1}{3} \cdot b \cdot t^2 \cdot \operatorname{ctg} \frac{\gamma}{2}. \quad (12)$$

После чего общий объем полуканавки, охватывающей ромбовидный участок – плато единичного фрагмента ПВХ-шероховатости, был описан как сумма объемов длин и узлов, т. е.

$$V_{\phi} = V_1 + V_2 \quad (13)$$

или после подстановки в правую часть (13) правых частей формул (11), (12) и соответствующих преобразований

$$V_{\phi} = b \cdot t \cdot \left(T + \frac{t}{3} \right) \cdot \operatorname{ctg} \frac{\gamma}{2}. \quad (14)$$

Подставляя правые части формул (10) и (14), а также площади развертки внутренней поверхности цилиндра $A_c = \pi D_c L_c$ в числитель и знаменатель формулы (9), получили общее выражение для определения максимального объема масла, заполняющего впадины ПВХ-шероховатого цилиндра

$$V_{c \max}^{(1)} = \frac{\pi}{2} \cdot b \cdot D_c \cdot L_c \cdot \frac{t \cdot \left(T + \frac{t}{3} \right)}{\left(T + \frac{t}{2} \right)^2}. \quad (15)$$

4. Анализ и сопоставление результатов расчетного определения объемов масла тремя разными методами

Подставляя в правые части формул (3), (8) и (15) численные значения входных величин, получили значения

искомых объемов масла во впадинах ПВХ-шероховатой поверхности цилиндров согласно трем различными методами.

Из анализа результатов, представленных в таблице 2, можно заключить, что:

- расчет максимального объема масла, заполняющего впадины ПВХ-шероховатой поверхности по методу 1 (на основе формулы маслосъемности) дает примерно на 15% завышающий результат по сравнению с аналитическими методами 2 и 3, учитывающими реальную геометрию впадины и большее число высотных параметров единичного фрагмента шероховатости;
- расчет объемов масла по методу 2 и методу 3 приводит к весьма близким (относительное расхождение от 0,13 до 2,11% в сторону завышения по методу 2 по сравнению с методом 3) результатам, которые, принимая во внимание уровень и характер расхождения, можно признать идентичными;
- совпадение результатов по методам 2 и 3 указывает на их (методов) достаточную надежность при выполнении оценок объемов масла, заполняющего впадины шероховатых поверхностей цилиндров ДВС;
- практическое применение методов 2 и 3 показало, что последний, обладая большим обобщением аналитических выражений, позволяет не только выполнять расчеты, но и исследовать поведение функции объема, а также по сравнению с методом 2 не требует для своей реализации сложных расчетных схем и многоступенчатых вычислительных процедур.

С учетом результатов этого анализа при дальнейшем выполнении расчетов использовали аналитический метод 3.

5. Расчет объемов масла, заполняющего зазор сопряжения юбка поршня – цилиндр с учетом профиля юбки и шероховатости поверхностей деталей сопряжения

Исходя из расчетной схемы на рис. 1, полагаем, что к объемам впадин поверхности юбки поршня на макро- и микроуровнях (соответственно, для профиля гладкой поверхности юбки и ее микрорельефа) применимо правило аддитивности. В связи с этим при расчете

объемов масла, заполняющего зазор указанного сопряжения, использовали, соответственно, два уровня приближения:

- 1) для гладких поверхностей деталей сопряжения цилиндр – юбка поршня;
- 2) для ПВХ-шероховатости цилиндра и микрорельефа юбки поршня.

Как следует из рис. 1, расчетную область объема масла, заполняющего зазор сопряжения цилиндр – юбка поршня, с целью получения оценки минимально достаточного объема масла, ограничивали по окружности (или в поперечном сечении сопряжения) дугой, соответствующей зоне передачи боковой силы поршня через несущий слой масла в зазоре, опирающейся на угол $\Theta=90^\circ$ [11], т.е. составляющей четверть длины окружности цилиндра.

Численная оценка показала, что пренебрежение кривизной юбки поршня при определении объема масла во впадинах микрорельефа ее поверхности приводит к погрешности 0,3%. Такой незначительный уровень влияния кривизны продольной образующей юбки на объем масла во впадинах ее регулярно рельефной поверхности позволил упростить решение, считая указанные объемы независимыми от формы профиля юбки поршня.

5.1. Расчет объема масла в зазоре сопряжения юбка поршня – цилиндр для гладких поверхностей сопряжения

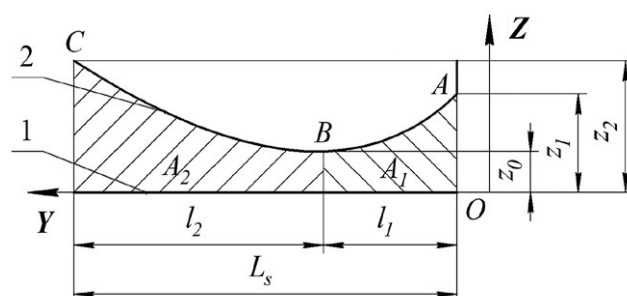


Рис. 6. Расчетная схема к определению площади и объема масла в зазоре юбка поршня – цилиндр для общего случая произвольного положения поршня в цилиндре: 1 – цилиндр; 2 – юбка поршня.

Fig. 6. Calculation scheme for determining the area and volume of oil in the piston skirt clearance for the general case of an arbitrary position of the piston in the cylinder: 1 – cylinder; 2 – piston skirt.

Таблица 2. Сравнение полученных различными методами расчета объемов масла в углублениях шероховатости цилиндра

Table 2. Comparison between oil volumes in the cavities of the cylinder roughness obtained by different calculation methods

Технология финишной обработки цилиндра	Значение объема масла (мм ³) на шероховатой поверхности цилиндра, полученное по методу 1...3			Относительная разница (%) значений объемов масла в сочетаниях пар сравниваемых методов		
	1	2	3	1-2	1-3	2-3
ПВХ	44,92	38,13	38,08	15,12	15,23	0,13

Используя обозначения характерных размеров сопряжения юбка поршня – цилиндр на рис. 6, выразили площадь A заштрихованной криволинейной трапеции под параболой ABC как сумму площадей A_1 и A_2 , соответственно, под дугами AB и BC формулой, являющейся более общим вариантом известной формулы Симпсона (справедлива для случая $l_1 = l_2$):

$$A = A_1 + A_2 = \frac{L_c}{6} \left[z_0 \cdot \left(2 - \frac{l_2}{l_1} \right) + z_1 \cdot \frac{L_s}{l_1 \cdot l_2} + z_2 \cdot \left(2 - \frac{l_1}{l_2} \right) \right]. \quad (20)$$

Для получения формулы, выражающей объем масла в зазоре сопряжения юбка поршня – цилиндр, воспринимающем действие боковой силы поршня, площадь A , определяемую правой частью (20), умножали на четверть длины окружности цилиндра. В результате этих преобразований получили общее выражение вида:

$$V_0 = \frac{\pi \cdot D_c \cdot L_s}{24} \cdot \left[z_0 \cdot \left(2 - \frac{l_2}{l_1} \right) + z_1 \cdot \frac{L_s}{l_1 \cdot l_2} + z_2 \cdot \left(2 - \frac{l_1}{l_2} \right) \right]. \quad (21)$$

При использовании формулы (21) для оценки минимально необходимого объема масла, обеспечивающего не только заполнение зазора в сопряжении, но и существование в нем благоприятного гидродинамического режима смазки и трения, следует задавать минимально достаточное для исключения масляного голодания численное значение параметра z_0 , который представляет в формуле (21) минимальную толщину масляной пленки между юбкой поршня и цилиндром. В этом случае, исходя из определения понятия гидродинамического режима, целесообразно задавать параметр z_0 , представляющий собой минимальный радиальный зазор в сопряжении цилиндр – юбка поршня, соизмеримым максимальной шероховатости поверхности любой из этих сопрягаемых деталей, т. е. считать z_0 равным R_z .

5.2. Расчет поправок для объема масла в зазоре цилиндр – юбка поршня, учитывающих реальную топографию сопрягаемых поверхностей и ограничение зоны активного маслоснабжения указанного сопряжения

Поправка, учитывающая дополнительный объем масла во впадинах зазора ПВХ-шероховатой поверхности цилиндра, определяется формулой (15), которая применительно к условиям ограничения расчетной области четвертью окружности цилиндра принимает вид:

$$V_c = \frac{\pi}{8} \cdot b \cdot D_c \cdot L_c \cdot \frac{t \cdot \left(T + \frac{t}{3} \right)}{\left(T + \frac{t}{2} \right)^2}. \quad (22)$$

Для вывода формулы, определяющей объем масла во впадинах регулярного микрорельефа на юбке поршня (рис. 1), применили расчетную схему, представленную на рис. 7, согласно которой (поскольку суммарная площадь поперечного сечения канавок $A(y)$ не зависит от координаты x) справедливо:

$$A(y) = \frac{1}{2} \cdot b \cdot L_c. \quad (23)$$

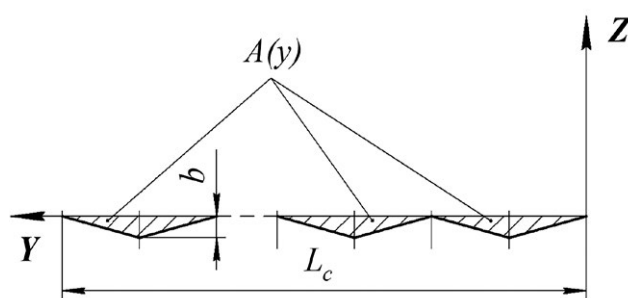


Рис. 7. Расчетная схема к определению площади и объема впадин (канавок) регулярного микрорельефа на поверхности юбки поршня.

Fig. 7. Calculation scheme for determining the area and volume of cavities (grooves) of regular microrelief on the piston skirt surface.

После умножения правой части выражения (23) на четверть диаметра цилиндра получили формулу для расчета объема масла на микрорельефе юбки поршня в пределах зоны передачи боковой силы

$$V_s = \frac{1}{8} \cdot b \cdot D_s \cdot L_s. \quad (24)$$

5.3. Определение минимально необходимого объема масла в зазоре цилиндр – юбка поршня с учетом топографии поверхностей и ограничения зоны маслоснабжения указанного сопряжения

Итоговый объем масла $V_{\min}$, минимально необходимый для организации гидродинамического режима смазки в сопряжении с учетом профиля юбки поршня, топографии поверхностей сопрягаемых деталей и ограничения зоны маслоснабжения четвертью длины окружности цилиндра в зоне передачи боковой силы поршня определили для дизеля-прототипа как сумму объемов V_0 , V_c и V_s , численное значение которого после подстановки данных из таблицы 1 в формулы (21), (22) и (24) составило:

$$V_{\min} = V_0 + V_c + V_s = 56,08 + 3,24 + 9,95 = 69,27 \text{ мм}^3. \quad (25)$$

Полученное по формуле (25) оценочное значение объема следует рассматривать как минимально допустимое количество масла, подаваемого в нагруженную боковой силой поршня зону трения сопряжения цилиндр – юбка поршня в течение одного хода поршня в цилиндре за счет того или иного способа (способов) маслоснабжения дизеля – объекта исследования, на номинальном режиме его работы.

Исходя из постановки задачи, очевидно, что все приведенные в данной работе численные значения объема масла не учитывают потери смазочного материала на испарение, выгорание и инерционный выброс во время реальной работы ЦПГ ДВС. Согласно имеющимся экспериментальным результатам [12], суммарные невозвратимые потери моторного масла, определяемые показателем относительного расхода масла на угар, значение которого для нормально работающих ДВС не превышает обычно 0,2...0,5% к расходу топлива, могут быть рассмотрены как незначительные по сравнению с количеством подаваемого масла в зону ЦПГ. Однако в случае изучения нарушений работы КШМ или аварийных ситуаций учету потерь смазочного материала следует уделять самое пристальное внимание.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Количественным сопоставлением результатов анализа установлено, что расчет на основе известной формулы маслосъемности дает примерно на 15% завышающий результат оценки объема масла, заполняющего впадины плосковершинной поверхности цилиндра, по сравнению с аналитическими методами, учитывающими реальную геометрию впадин и большее число высотно-шаговых параметров единичного фрагмента шероховатости. Аналитические выражения минимально необходимого для обеспечения гидродинамического режима работы сопряжения цилиндр – юбка поршня объема моторного масла, полученные в данном исследовании с учетом макро- и микротопографии смазываемых поверхностей деталей, а также зоны передачи боковой силы поршня, подтвердили свою достоверность, поэтому могут быть рекомендованы к использованию для оптимизации систем маслоснабжения ЦПГ ДВС с целью не только снижения потерь на трение и изнашивание, но и минимизации

риска появления масляного голодания и повышенного расхода масла на угар.

ДОПОЛНИТЕЛЬНО

Вклад авторов. С.В. Путинцев – постановка цели и задач исследования, поиск публикаций по теме статьи, выполнение расчетов по методу, основанному на понятии маслосъемности, написание и редактирование текста рукописи; С.А. Аникин – составление расчетных схем и выполнение по ним расчетов с применением общих аналитических выражений; С.П. Деменкова – составление расчетных 3D-моделей линеаризованных канавок и выполнение по ним пошаговых расчетов; С.С. Стрельникова – редактирование графической части рукописи статьи, итоговая проверка результатов вычислений объемов масла, подготовка и обеспечение загрузки рукописи статьи на сайт Редакции. Все авторы подтверждают соответствие своего авторства международным критериям *ICMJE* (все авторы внесли существенный 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, поскольку для выполнения данной работы указанное финансирование не требовалось.

ADDITIONAL INFORMATION

Author contribution. S.V. Putintsev initiated the research; formulated the goals and problems, analysed the research topic publications, carried out the calculations based on the oil absorption method, wrote and edited the manuscript. S.A. Anikin designed the calculation algorithms and fulfilled the analysis. S.P. Demenkova developed the 3D calculation model for linearized grooves and carried out the step-by-step calculations. S.S. Strelnikova corrected the graphic part of a manuscript, contributed to the final verification of oil volume calculation results, preparation the manuscript for publication. 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. Walch S., Hick H., Edtmayer J., et al. Multimethod concept for continuous wear-analysis of the piston group // SAE Technical Paper. 2018. N 2018-01-0839. doi: 10.4271/2018-01-0839
2. Tormos B., Martín J., Carreño R., Ramírez L. A general model to evaluate mechanical losses and auxiliary energy consumption in reciprocating internal combustion engines //

Tribology International. 2018. Vol. 123. P. 161–179. doi: 10.1016/j.triboint.2018.03.007

3. Wróblewski E., Finke S., Babiak M. Investigation of friction loss in internal combustion engine of experimental microgeometry piston bearing surface // *Journal of KONES*. 2017. Vol. 24, N 2. P. 307–313. doi: 10.5604/01.3001.0010.2951

4. Meng Z., Ahling S., Tian T. Study of the Effects of Oil Supply and Piston Skirt Profile on Lubrication Performance in Power Cylinder Systems // *SAE Technical Paper*. 2019. N 2019-01-2364. doi: 10.4271/2019-01-2364

5. Li H., Liu H., Jiang S., Chang J. A study on the oil transport in piston skirt-cylinder liner under fully flooded conditions using improved SPH simulations // *Engineering Analysis with Boundary Elements*. 2019. Vol. 109, P. 176–186. doi: 10.1016/j.enganabound.2019.09.017

6. Путинцев С.В., Аникин С.А., Ратников А.С. Аналитико-расчетное сопоставление гладкой и шероховатой поверхностей трения цилиндра поршневого двигателя с позиций гидродинамики и трибологии // *Автомобильная промышленность*. 2018. № 7. С. 13–17.

7. Пашкевич В.М., Афаневич В.В. Компьютерное моделирование и анализ маслосъемности поверхности // *Вестник Могилев-*

ского государственного технического университета. 2006. № 1. С. 198–204.

8. Кузнецов В.П., Дмитриева О.В. Моделирование и исследование формирования плоскостной микрорельефа поверхностей трения со смазочными микрокарманами при многоцелевой обработке деталей // *Известия Томского политехнического университета*. 2011. Т. 319. № 2. С. 35–40.

9. Минаков А.П., Ящук О.В., Соколов В.Н., Павлович В.П. Аналитический обзор методик определения маслосъемности поверхности зеркала гильзы двигателя внутреннего сгорания // *Вестник машиностроения*. 1999. № 10. С. 14–16.

10. Баранов В.Л., Дронов Е.А., Лаврухин В.Н., Третьяков Н.В. Финишная обработка внутренней поверхности цилиндров двигателя внутреннего сгорания // *Известия Тульского государственного университета. Технические науки*. 2016. № 12–2. С. 15–21.

11. Путинцев С.В., Агеев А.Г. Результаты моделирования деформации юбки поршня быстрогоходного дизеля от действия гидродинамического давления масла // *Двигателестроение*. 2015. Т. 261, № 3. С. 18–21.

12. Митин И.В., Непогодьев А.В. Новый метод измерения испарения масла при испытаниях ДВС // *Двигателестроение*. 1981. № 8. С. 45–47.

REFERENCES

1. Walch S, Hick H, Edtmayer J, et al. Multimethod concept for continuous wear-analysis of the piston group. *SAE Technical Paper*. 2018;(2018-01-0839). doi: 10.4271/2018-01-0839

2. Tormos B, Martín J, Carreño R, Ramírez L. A general model to evaluate mechanical losses and auxiliary energy consumption in reciprocating internal combustion engines. *Tribology International*. 2018;123:161–179. doi: 10.1016/j.triboint.2018.03.007

3. Wróblewski E, Finke S, Babiak M. Investigation of friction loss in internal combustion engine of experimental microgeometry piston bearing surface. *Journal of KONES*. 2017;24(2):307–313. doi: 10.5604/01.3001.0010.2951

4. Meng Z, Ahling S, Tian T. Study of the Effects of Oil Supply and Piston Skirt Profile on Lubrication Performance in Power Cylinder Systems. *SAE Technical Paper*. 2019;(2019-01-2364). doi: 10.4271/2019-01-2364

5. Li H, Liu H, Jiang S, Chang J. A study on the oil transport in piston skirt-cylinder liner under fully flooded conditions using improved SPH simulations. *Engineering Analysis with Boundary Elements*. 2019;109:176–186. doi: 10.1016/j.enganabound.2019.09.017

6. Putintsev SV, Anikin SA, Ratnikov AS. Analitiko-raschetnoe sopostavlenie gladoi i sherokhovatoi poverkhnostei treniya tsilindra porshneвого dvigatelya s pozitsii gidrodinamiki i tribologii. *Avtomobil'naya promyshlennost'*. 2018;(7):13–17. (In Russ).

7. Pashkevich VM, Afanovich VV. Computer modeling and analysis of surface lubricant capacitance. *Vestnik Mogilevskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta*. 2006;(1):198–204. (In Russ).

8. Kuznetsov VP, Dmitrieva OV. Modelirovanie i issledovanie formirovaniya ploskovershinnogo mikrorel'efa poverkhnostei treniya so smazochnymi mikrokarmanami pri mnogotsevoi obrabotke detalei. *Bulletin of Tomsk Polytechnic University*. 2011; 319(2):35–40. (In Russ).

9. Minakov AP, Yashchuk OV, Sokolov VN, Pavlovich VP. Analiticheskii obzor metodik opredeleniya masloemkosti poverkhnosti zerkala gil'zy dvigatelya vnutrennego sgoraniya. *Vestnik mashinostroeniya*. 1999;(10):14–16.

10. Baranov VL, Dronov EA, Lavrukhin VN, Tret'yakov NV. Finish machining the inner surface of cylinder of explosion engine. *Izvestiya Tul'skogo Gosudarstvennogo universiteta. Tekhnicheskie nauki*. 2016;(12-2):15–21. (In Russ).

11. Putintsev SV, Ageev AG. Rezul'taty modelirovaniya deformatsii yubki porshnya bystrokhodnogo dizelya ot deistviya gidrodinamicheskogo davleniya masla. *Dvigatelistroenie*. 2015; 261(3):18–21. (In Russ).

12. Mitin IV, Nepogod'ev AV. Novyi metod izmereniya isparennya masla pri ispytaniyakh DVS. *Dvigatelistroenie*. 1981;(8):45–47. (In Russ).

ОБ АВТОРАХ

***Путинцев Сергей Викторович**

доктор технических наук, профессор
адрес: Россия, 105005, г. Москва,
2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3793-7273>
eLibrary SPIN: 3124-0375
E-mail: putintsev50@yandex.ru
Аникин Сергей Алексеевич
кандидат технических наук
доцент
E-mail: s.a.anikin@mail.ru

Деменкова София Павловна

бакалавр техники и технологий
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0846-3910>
eLibrary SPIN: 6835-5323
E-mail: at-demenkov0@mail.ru

Стрельникова Софья Сергеевна

младший научный сотрудник
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4787-4605>
eLibrary SPIN: 6332-1272
E-mail: sofya.s.strelnikova@yandex.ru

*Автор для переписки

AUTHORS INFO

***Sergey V. Putintsev**

Doctor of Engineering Sciences, Professor
address: 2-nd Baumanskaya, 5, department E-2
Moscow, 105005, Russia
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3793-7273>
eLibrary SPIN: 3124-0375
E-mail: putintsev50@yandex.ru

Sergey A. Anikin

candidate of Engineering Sciences
Associate Professor
E-mail: s.a.anikin@mail.ru

Sofia P. Demenkova

Bachelor of Engineering and Technology
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0846-3910>
eLibrary SPIN: 6835-5323
E-mail: at-demenkov0@mail.ru

Sofya S. Strelnikova

Junior Researcher
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4787-4605>
eLibrary SPIN: 6332-1272
E-mail: sofya.s.strelnikova@yandex.ru

*Corresponding author

УДК 621-192.38

DOI: 10.17816/0321-4443-100404

Оригинальное исследование

Прогнозирование ресурса консольно-закрепленных деталей при износе с учетом допускаемых напряжений

А.М. Михальченков¹, В.Ф. Комогорцев¹, И.В. Козарез¹, А.В. Дьяченко¹, М.А. Михальченкова²¹ Брянский государственный аграрный университет, Брянск, Россия;² Брянский институт управления и бизнеса, Брянск, Россия

Обоснование. Нередко детали рабочих органов машин, эксплуатирующихся в абразивных средах имеют консольное крепление. Вследствие изнашивания утрачиваются их размеры, оговоренные техническими условиями, и происходит разрушение. Ресурс этих изделий определяется допускаемыми изгибными напряжениями с учетом интенсивности их изнашивания. Существующие теоретические методы прогнозирования времени работы детали до ее предельного состояния при решении задач не учитывают критериев прочности и изнашивания в комплексе.

Цель работы заключается в получении математического выражения, определяющего ресурс детали при ее износе с учетом допускаемых напряжений.

Материалы и методы. Раскрытие цели проводилось путем решения задачи прогнозирования ресурса консольно-закрепленного с использованием классического курса сопротивления материалов, элементов теории упругости и основ триботехники.

Результаты. В результате математических изысканий и с учетом практических знаний получена формула для определения ресурса детали, которая учитывает размеры детали, величину допускаемых напряжений, коэффициент, регламентирующий стойкость материала к изнашиванию, давление на рабочую поверхность, давление в месте защемления и давления на свободном конце бруса. Установлены условия, определяемые двумя неравенствами, при соблюдении которых деталь будет работоспособна.

Заключение. Получены математические выражения, позволяющие проводить прогнозирование, и определены условия работоспособности консольно-закрепленных деталей в процессе их изнашивания по допускаемым напряжениям.

Ключевые слова: консольно-закрепленные детали; изнашивание; допустимые напряжения; прогнозирование; ресурс; условия работоспособности; стойкость к изнашиванию

Для цитирования:

Михальченков А.М., Комогорцев В.Ф., Козарез И.В., Дьяченко А.В., Михальченкова М.А. Прогнозирование ресурса консольно-закрепленных деталей при износе с учетом допускаемых напряжений // *Тракторы и сельхозмашины*. 2022. Т. 89, № 1. С. 67–72. DOI: 10.17816/0321-4443-100404

DOI: 10.17816/0321-4443-100404

Original study

Forecasting the resource of console-fixed parts during wear with account of permissible stresses

Alexander M. Mikhaltchenkov¹, Vladimir F. Komogortsev¹, Irina V. Kozarez¹,
Anton V. Dyachenko¹, Marina A. Mikhaltchenkova²

¹ Bryansk State Agrarian University, Bryansk, Russia

² Bryansk Institute of Management and Business, Bryansk, Russia

BACKGROUND: Often, parts of the working bodies of machines operating in abrasive environments have a cantilever mount. Due to wear, their dimensions are lost, specified by the technical conditions, and destruction occurs. The resource of these products is determined by the allowable bending stresses, taking into account the intensity of their wear. The existing theoretical methods for predicting the operating time of a part to its limiting state when solving problems do not take into account the criteria of strength and wear in the complex.

AIMS: The aim consists in obtaining a mathematical expression that determines the resource of the part when it is worn, taking into account the allowable stresses.

METHODS: The disclosure of the goal was carried out by solving the problem of predicting the resource of a cantilever-fixed using the classical course of the resistance of materials, elements of the theory of elasticity and the basics of tribotechnics.

RESULTS: As a result of mathematical research and based on practical knowledge, a formula was obtained for determining the resource of a part, which takes into account the dimensions of the part, the magnitude of the allowable stresses, the coefficient regulating the resistance of the material to wear, the pressure on the working surface, the pressure at the pinch point and the pressure at the free end timber. The conditions determined by two inequalities are established under which the part will be operable.

CONCLUSION: Mathematical expressions have been obtained that make it possible to predict and the conditions for the performance of cantilever-fixed parts in the process of their wear according to allowable stresses have been determined.

Keywords: *cantilevered parts; wear; permissible stresses; prediction; resource; working conditions; wear resistance*

Cite as:

Mikhaltchenkov AM, Komogortsev VF, Kozarez IV, Dyachenko AV, Mikhaltchenkova MA. Forecasting the resource of console-fixed parts during wear with account of permissible stresses. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2022;89(1):67–72. DOI: 10.17816/0321-4443-100404

Received: 09.02.2022

Accepted: 23.02.2022

Published: 15.03.2022

ВВЕДЕНИЕ

Ряд деталей рабочих органов технических средств, предназначенных для эксплуатации в абразивных средах (металлургическое производство, грунто- и почвообрабатывающая техника) [1, 2, 3] имеют консольное крепление, например, зубья ковшей экскаваторов, ножи скоростных плугов, долота глубокорыхлителей [4, 5]. В процессе их использования вследствие изнашивания утрачиваются нормативные размеры и нередко происходит излом, что приводит к остановке агрегата, т. е. в данном случае ресурс таких конструктивных элементов во многом определяется допускаемыми в них изгибными напряжениями с учетом интенсивности их изнашивания. Однако существующие теоретические методы прогнозирования времени работы детали до ее предельного работоспособного состояния при решении подобных задач не учитывают параметров прочности и факторов процесса изнашивания в комплексе.

ЦЕЛЬ ИССЛЕДОВАНИЯ

Цель исследования заключается в получении математического выражения, определяющего ресурс детали при ее износе с учетом допускаемых напряжений.

РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ

За расчетную схему принимается балка (брус) длиной l , защемленная на одном из своих концов и свободная на другом (балка – консоль) – (рис. 1, а).

К балке приложена произвольная нагрузка $q = q(x)$ ($0 \leq x \leq l$), представляющая собой силу, отнесенную к единице длины балки (ее размерность H/m). Сечение балки в любом ее сечении представляет собой прямоугольник шириной b и высотой h (рис. 1, б), что соответствует геометрии реальных деталей. Если $p(x)$ (H/m^2) – давление на поверхность балки, к которой приложена нагрузка $q(x)$, то

$$q(x) = b \cdot p(x) \quad (0 \leq x \leq l).$$

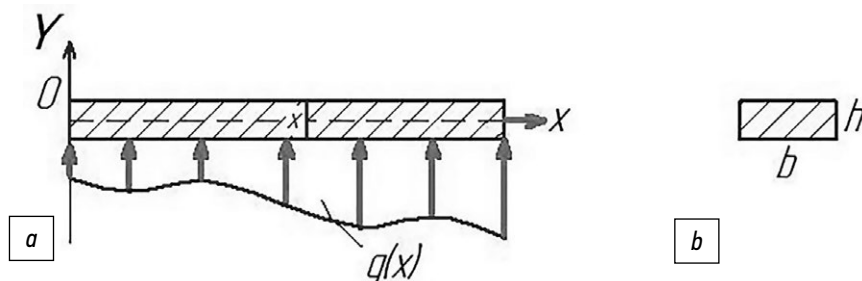


Рис 1. Расчетная схема (а) и профиль поперечного сечения (б).

Fig 1. Design scheme (a) and cross-sectional profile (b).

Схема, изображенная на рис. 1, предполагает неравномерность давления $p(x)$ на брус по его длине. Значит, и износ бруса (изменение его толщины h) может быть неравномерным: где больше давление, там больше износ.

Полагая, что износ бруса в любом его сечении x пропорционален давлению $p(x)$ в этом сечении, получим следующее выражение для интенсивности c изнашивания бруса:

$$c = k \cdot p(x) \quad (m/c) \quad (0 \leq x \leq l).$$

Здесь k – коэффициент пропорциональности, регламентируемый износостойкостью материала бруса. Он определялся опытным путем или использованием суммы накопленных на практике данных.

Если h_0 – первоначальная толщина бруса (в момент времени $t = 0$), то его толщина h в произвольный момент времени $t > 0$ будет выражаться формулой:

$$h = h(x; t) = h_0 - ct = h_0 - k \cdot p(x) \cdot t \quad (t \geq 0; 0 \leq x \leq l). \quad (1)$$

Естественно, имеет смысл рассматривать лишь те значения времени t , при которых $h > 0$ в любом сечении бруса:

$$\begin{aligned} h_{\min} > 0 &\Rightarrow h_0 - k \cdot [p(x)]_{\max} \cdot t > 0 \Rightarrow \\ &\Rightarrow 0 \leq t < \frac{h_0}{k \cdot [p(x)]_{\max}}. \end{aligned} \quad (2)$$

Ширину бруса b полагаем постоянной по времени (т. к. изнашивание бруса будет, очевидно, происходить лишь по его толщине). Износ же по ширине если и будет присутствовать, то его величина столь мала, что ею можно пренебречь. Следует отметить, что изгибные напряжения, возникающие в любом его сечении x не зависят от ширины бруса. Это связано с тем, что при изменении ширины бруса b пропорционально этому изменению будет меняться и нагрузка $q(x) = b \cdot p(x)$ на консоль по ее длине. Кроме того, практический опыт использования деталей консольного

крепления показал на малозначительный износ по их ширине [6]. Как показано ниже, ширина b бруса в итоговых формулах не фигурирует.

Будем далее считать, что нагрузка $q(x)$ на брус меняется линейно по длине бруса:

$$q(x) = p(x) \cdot b = b \left[p_0 + (p_1 - p_0) \frac{x}{l} \right] \quad (0 \leq x \leq l). \quad (3)$$

Здесь p_0 – давление на брус в месте его защемления, а p_1 – на свободном конце бруса.

Момент инерции J прямоугольного сечения изгибаемого бруса выражается известной формулой [7]:

$$J = J(x; t) = \frac{bh^3}{12},$$

где толщина h бруса выражается формулой (1).

Момент сопротивления W сечений бруса изгибу бруса определяется не менее известной формулой [7]:

$$W = W(x; t) = \frac{bh^2}{6}. \quad (4)$$

При изгибе бруса на его выпуклой (согласно рис. 1 – на нижней поверхности) в его сечениях x возникают растягивающие напряжения $\sigma(x)$, величина которых является определяющей при расчете бруса на прочность. Как известно из [7],

$$\sigma(x) = \frac{M(x)}{W(x; t)}, \quad (5)$$

где $M(x)$ – изгибающий момент, возникающий в сечении x .

Подсчитаем величину этого момента. Его создает нагрузка $q(x)$, приложенная к брусу правее сечения x , т.е. на его участке $(x \leq t \leq l)$. Так как $dF = q(t)dt$ – сила, приложенная к брусу на его участке $[t; t + dt]$, а плечо этой силы равно $t - x$, то

$$dM(x) = (t - x)q(t)dt,$$

где $dM(x)$ – момент силы dF относительно сечения x . А полный момент $M(x)$ в сечении x найдем суммированием моментов $dM(x)$ в сечении на участке $x \leq t \leq l$:

$$\begin{aligned} M(x) &= \sum dM(x) = \sum (t - x)q(t)dt = \\ &= \int_x^l (t - x)q(t)dt. \end{aligned}$$

Учитывая выражение (3), получим:

$$\begin{aligned} M(x) &= b \cdot \int_x^l (t - x) \left[p_0 + (p_1 - p_0) \frac{t}{l} \right] dt = \\ &= \frac{b}{6} \left[(p_0 + 2p_1) + (p_1 - p_0) \frac{x}{l} \right] \cdot (l - x)^2 \quad (0 \leq x \leq l). \quad (6) \end{aligned}$$

Используя выражения (4) и (6), получим, согласно (5):

$$\sigma(x) = \frac{1}{h^2} \left[(p_0 + 2p_1) + (p_1 - p_0) \frac{x}{l} \right] \cdot (l - x)^2.$$

А так как, согласно (1) и (3),

$$h = h_0 - k \left[p_0 + (p_1 - p_0) \frac{x}{l} \right] \cdot t,$$

то $\sigma(x)$ принимает следующий окончательный вид:

$$\begin{aligned} \sigma = \sigma(x; t) &= \frac{\left[(p_0 + 2p_1) + (p_1 - p_0) \frac{x}{l} \right] \cdot (l - x)^2}{\left[h_0 - k \left[p_0 + (p_1 - p_0) \frac{x}{l} \right] \cdot t \right]^2} \\ &\quad (t \geq 0; 0 \leq x \leq l). \end{aligned}$$

Свое максимальное значение $\sigma_{\max}$ напряжение $\sigma(x; t)$ принимает, очевидно, в месте защемления бруса, то есть при $x = 0$:

$$\sigma_{\max} = \sigma(0; t) = \frac{(p_0 + 2p_1)l^2}{(h_0 - k \cdot p_0 \cdot t)^2} \quad (t \geq 0). \quad (7)$$

Чтобы брус сохранял свою работоспособность, должно выполняться условие:

$$\sigma(0; t) \leq [\sigma], \quad (8)$$

где $[\sigma]$ – максимально допустимое (с учетом запаса прочности) разрывное растягивающее напряжение, которое допустимо в металле изгибаемого бруса. Оно зависит от марки металла и должно быть задано. С учетом (7) неравенство (8) принимает вид:

$$\begin{aligned} \frac{(p_0 + 2p_1)l^2}{(h_0 - k \cdot p_0 \cdot t)^2} &\leq [\sigma] \Rightarrow \\ \Rightarrow 0 \leq t &\leq \left(\frac{h_0}{l} - \sqrt{\frac{p_0 + 2p_1}{[\sigma]}} \right) \cdot \frac{l}{k \cdot p_0}. \quad (9) \end{aligned}$$

Тогда ресурс детали, выраженный временем ее эксплуатации, будет определяться следующим выражением:

$$t_* = \left(\frac{h_0}{l} - \sqrt{\frac{p_0 + 2p_1}{[\sigma]}} \right) \cdot \frac{l}{k \cdot p_0}.$$

Это максимальный временной ресурс, при котором брус сохранит свою работоспособность в самом опасном своем месте – в месте защемления.

При этом нужно иметь в виду, что при возрастании нагрузки $q(x)$ к свободному концу бруса (при $p_1 > p_0$) до момента времени t_* может полностью износиться свободный конец бруса. А это разрушит брус. Поэтому нужно учитывать еще условие (2) того, что это не случится. А так как при этом $[p(x)]_{\max} = p_1$, то наряду с условием (9) должно выполняться условие:

$$0 \leq t \leq \frac{h_0}{k \cdot p_1}. \quad (10)$$

И только в течение времени t , удовлетворяющего обоим неравенствам (9) и (10), изгибаемый и одновременно изнашивающийся брус сохранит свою работоспособность.

ВЫВОДЫ

1. Теоретически получено математическое выражение, позволяющее спрогнозировать ресурс консольно-закрепленных деталей при их изнашивании с учетом допускаемых напряжений и коэффициента, определяющего стойкость детали к изнашиванию.
2. Определены условия, выражающиеся двумя неравенствами, при выполнении которых деталь сохранит свою работоспособность.

ЛИТЕРАТУРА

3. Малушин Н.Н., Валуев Д.В. Испытания деталей металлургического оборудования на износостойкость и контактную прочность предназначенного для производства деталей горно-шахтного оборудования // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2012. № 12. С. 90–95.
4. Косенко Е.А., Баурова Н.И., Зорин В.А. Снижение металлоемкости рабочего оборудования дорожных машин за счет использования полимерных композиционных материалов с соевым наполнением // Технология металлов. 2019. № 7. С. 27–31. doi: 10.31044/1684-2499-2019-7-0-27-31
5. Гафаров А.А., Мударисов С.Г., Фархутдинов И.М. Моделирование рабочих органов почвообрабатывающих машин и анализ их взаимодействия с учетом реологических свойств почвы // Тракторы и сельхозмашины. 2009. № 5. С. 23–27.
6. Смоляницкий Э.А. Одноковшовые гидравлические экскава-

ДОПОЛНИТЕЛЬНО

Вклад авторов. Наибольший вклад распределен следующим образом: А.М. Михальченко — разработка идеи, написание статьи; В.Ф. Комогорцев — математическое обеспечение; И.В. Козарез — обзор имеющейся информации, корректировка текста статьи; А.В. Дьяченко — подготовка и отправка материалов, обзор литературы, сбор и анализ литературных источников; М.А. Михальченко — обзор литературы, редактирование 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

Author contribution. A.M. Mikhilchenkov developed the research idea, wrote the manuscript. B.F. Komogortsev designed the mathematical support. I.V. Kozarez contributed to analysis of research topic information, edited the manuscript. A.V. Dyachenko contributed to publications review, collection and analysis of the published literature, prepared the materials for publication. M.A. Mikhilchenkova contributed to the research literature review and edition of the manuscript.

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.

торы с телескопическим рабочим оборудованием // Строительные и дорожные машины. 2017. № 8. С. 18–21.

7. Козарез И.В., Трепухов Н.М., Миненко В.И., Сары М.Л. Методы повышения ресурса долот глубоких корыхлителей // Труды инженерно-технологического факультета Брянского государственного аграрного университета. 2021. № 1. С. 24–34.

8. Михальченко А.М., Козарез И.В., Дьяченко А.В., Тюрева А.А. Изнашивание и ресурс восстановленных по различным технологиям отвалов сельскохозяйственного назначения // Технология металлов. 2021. № 1. С. 47–51. doi: 10.31044/1684-2499-2021-0-1-47-51

9. Витюнин М.А., Чикова О.А. Сопротивление материалов: учебное пособие для студентов, обучающихся по направлению «Педагогическое образование» (профиль «Технология»). Екатеринбург: Уральский государственный педагогический университет, 2014.

REFERENCES

1. Malushin NN, Valuev DV. Ispytaniya detalei metallurgicheskogo oborudovaniya na iznosostoykost' i kontaktnuyu prochnost' prednaznachennogo dlya proizvodstva detalei gorno-shakhtnogo oborudovaniya. *Gornyi informatsionno-analiticheskii byulleten'*

(*nauchno-tekhnicheskii zhurnal*). 2012;(12):90–95. (In Russ).

2. Kosenko EA, Baurova NI, Zorin VA. Steel intensity decrease of operating equipment of road machines due to use of polymer composite material with honeycomb filler. *Technology of Metals*. 2019;(7):27–31. (In Russ). doi: 10.31044/1684-2499-2019-7-0-27-31
3. Gafarov AA, Mudarisov SG, Farkhutdinov IM. Modelirovanie rabochikh organov pochvoobrabatyvayushchikh mashin i analiz ikh vzaimodeistviya s uchedom reologicheskikh svoystv pochvy. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2009;(5):23–27. (In Russ).
4. Smolyanitsky EA. Hydraulic excavators with a telescopic working equipment. *Stroitel'nye i dorozhnye mashiny*. 2017;(8):18–21. (In Russ).
5. Kozarez IV, Trepoukhov NM, Minenko VI, Sary ML. Metody povysheniya resursa dolot glubokorykh litelei. *Trudy*

inzhenerno-tekhnologicheskogo fakul'teta Bryanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. 2021;(1):24–34. (In Russ).

6. Mikhachenkov AM, Kozarez IV, Dyachenko AV, Tyureva AA. Wearing and service life of agricultural machine blades restored by various technologies. *Technology of Metals*. 2021;(1):47–51. (In Russ). doi: 10.31044/1684-2499-2021-0-1-47-51
7. Vityunin MA, Chikova OA. *Soprotivlenie materialov: uchebnoe posobie dlya studentov, obuchayushchikhsya po napravleniyu «Pedagogicheskoe obrazovanie» (profil' «Tekhnologiya»)*. Yekaterinburg: Ural'skii gosudarstvennyi pedagogicheskii universitet; 2014. (In Russ).

ОБ АВТОРАХ

*Михальченко Александр Михайлович

профессор, д.т.н.

Россия, 243365, Брянская обл., Выгоничский р-н, с. Кокино, ул. Советская, 2а

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3104-2548>

eLibrary SPIN: 6994-7550

E-mail: mihalchenkov.alexandr@yandex.ru

Комогорцев Владимир Филиппович

к.ф.-м.н., доцент

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4134-366X>

eLibrary SPIN: 8972-7320

E-mail: komvf@inbox.ru

Козарез Ирина Владимировна

к.т.н., доцент

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1702-2364>

eLibrary SPIN: 2673-3256

E-mail: ikozarez@yandex.ru

Дьяченко Антон Вячеславович

к.т.н., доцент

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5631-3979>

eLibrary SPIN: 9509-0997

E-mail: avdyachenkoo@mail.ru

Михальченкова Марина Александровна

Магистр, ст. преподаватель

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6527-9933>

eLibrary SPIN: 7862-2899

E-mail: mihalchenkov.alexandr@yandex.ru

*Автор для переписки

AUTHORS INFO

*Alexander M. Mikhachenkov

Professor DSc in Engineering

address: Sovetskaya street, 2a

Kokino, Vygonichsky District of Bryansk Oblast, 243365, Russia

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3104-2548>

eLibrary SPIN: 6994-7550

E-mail: mihalchenkov.alexandr@yandex.ru

Vladimir F. Komogortsev

candidate in Physics and Mathematic, Associate Professor

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4134-366X>

eLibrary SPIN: 8972-7320

E-mail: komvf@inbox.ru

Irina V. Kozarez

candidate in Engineering, Associate Professor

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1702-2364>

eLibrary SPIN: 2673-3256

E-mail: ikozarez@yandex.ru

Anton V. Dyachenko

candidate in Engineering, Associate Professor

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5631-3979>

eLibrary SPIN: 9509-0997

E-mail: avdyachenkoo@mail.ru

Marina A. Mikhachenkova

Master in Economics, Senior Lecturer

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6527-9933>

eLibrary SPIN: 7862-2899

E-mail: mihalchenkov.alexandr@yandex.ru

*Corresponding author

УДК 631.354:33

DOI: 10.17816/0321-4443-100849

Оригинальное исследование

Очес растений на корню с предварительной сепарацией свободного зерна

В.Н. Ожерельев¹, В.В. Никитин¹, Н.В. Синяя¹, М.Е. Чаплыгин², Т.О. Федина³

¹ Брянский государственный аграрный университет, Брянск, Россия;

² Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ, Москва, Россия;

³ Пензенский государственный аграрный университет, Пенза, Россия

Предметом исследования является процесс предварительной сепарации свободного зерна из очесанного зернового вороха на решетчатом днище наклонной камеры зерноуборочного комбайна.

Цель исследований — оценка эффективности сепарации очесанного зернового вороха на решетчатом днище наклонной камеры зерноуборочного комбайна в полевых условиях и сопоставление степени дробления свободного зерна в зависимости от его подачи в молотильное устройство или непосредственно на систему очистки.

Материалы и методы. Все исследования проводились на озимой пшенице сорта «Московская 56» урожайностью 30 ц/га. Высота растений варьировалась в пределах 0,6–0,9 м при спелости зерна не менее 98% и влажности 14%. Серийная очесывающая жатка ЖО-5 «ОЗОН» производства ПАО «Пензмаш» агрегатировалась зерноуборочным комбайном «Нива-Эффект» с постоянной скоростью движения 8 км/ч и частотой вращения очесывающего барабана 485 мин⁻¹. Полевые эксперименты были разбиты на два этапа. Первая серия экспериментов была посвящена оценке эффективности предварительной сепарации очесанного зернового вороха на решетчатом днище экспериментальной наклонной камеры. Во второй серии эксперимента уборку зерна проводили серийной наклонной камерой без его предварительной сепарации.

Результаты и их обсуждение. По результатам первой серии исследований установлено, что проход свободного зерна сквозь отверстия решетчатого днища наклонной камеры составляет 91,6%. При этом дробление зерна в наклонной камере не превышало 0,5%, а в бункере — 1,75%. При работе комбайна с серийной наклонной камерой без предварительной сепарации очесанного зернового вороха дробление бункерного зерна находилось в пределах 5,25%.

Заключение. Практическая реализация такого технического решения позволяет уменьшить дробление бункерного зерна рабочими органами молотилки в 3 раза.

Ключевые слова: зерноуборочный комбайн; очес; наклонная камера; решетчатое днище; предварительная сепарация очесанного зернового вороха

Для цитирования:

Ожерельев В.Н., Никитин В.В., Синяя Н.В., Чаплыгин М.Е., Федина Т.О. Очес растений на корню с предварительной сепарацией свободного зерна // Тракторы и сельхозмашины. 2022. Т. 89, № 1. С. 73–79. DOI: 10.17816/0321-4443-100849

DOI: 10.17816/0321-4443-100849

Original study

Combing the standing crops with preliminary separation of loose grains

Victor N. Ozhereliev¹, Victor V. Nikitin¹, Natalia V. Sinyaya¹,
Michael Y. Chaplygin², Tatyana O. Fedina³

¹ Bryansk State Agrarian University, Bryansk, Russia;

² Federal Agroengineering Center VIM, Moscow, Russia;

³ Penza State Agrarian University, Penza, Russia

SUBJECT OF THE STUDY: Is the process of preliminary separation of loose grains from combed grain heap on the slatted bottom of the feed elevator of a combine harvester.

AIMS: Is an efficiency evaluation of the combed grain heap separation on the slatted bottom of the inclined chamber of a combine harvester in the field and to compare the degree of crushing of free grain depending on its supply to the threshing device or directly to the cleaning system.

METHODS: All studies were carried out on winter wheat of the Moskovskaya 56 variety with a yield of 30 c/ha. Plant height varied within 0,6–0,9 m with a grain ripeness of at least 98% and a moisture content of 14%. The serial grain header ZHO-5 «OZON» manufactured by PJSC «Penzmash» was aggregated by the Niva-Effect combine harvester with a constant speed of 8 km/h and a stripping cylinder speed of 485 min⁻¹. The field experiments were divided into two stages. The first series of experiments was devoted to evaluating the efficiency of preliminary separation of combed grain heap on the slatted bottom of the experimental feed elevator. During the second series of the experiment, grain was harvested with a serial feed elevator without its preliminary separation.

RESULTS: According to the results of the first series of studies, it was found that the passage of loose grain through the holes of the slatted bottom of the inclined chamber is 91,6%. At the same time, grain crushing in the feed elevator did not exceed 0,5%, and in the bunker – 1,75%. During the operation of the combine with a serial feed elevator without preliminary separation of the combed grain heap, the crushing of the bunker grain was within 5,25%.

CONCLUSION: The practical implementation of such a technical solution makes it possible to 3 times the grain crushing in a bunker by the working bodies of the threshing machine.

Keywords: combine harvester; combing; feed elevator; slatted bottom; preliminary separation of combed grain heap

Cite as:

Ozhereliev VN, Nikitin VV, Sinyaya NV, Chaplygin ME, Fedina TO. Combing the standing crops with preliminary separation of loose grains. *Tractors and Agricultural Machinery*. 2022;89(1):73–79. DOI: 10.17816/0321-4443-100849

Received: 16.02.2022

Accepted: 01.03.2022

Published: 15.03.2022

ВВЕДЕНИЕ

Очес растений на корню является одним из наиболее перспективных направлений совершенствования технологического процесса уборки зерновых и зернобобовых культур [1]. Это обусловлено тем, что при такой технологии в 1,5–2 раза уменьшается поступление хлебной массы в комбайн, что приводит к экономии до 70% энергии, которую современная уборочная машина тратит на деформацию соломы в молотилке. Вследствие этого, производительность комбайна повышается в 1,7–2 раза, а расход топлива снижается на 20–25% [2]. В результате себестоимость зерна уменьшается на 25–30% [3]. Однако резервы совершенствования указанного способа уборки на этом не исчерпаны. Это обусловлено тем, что хлебная масса, полученная в результате очеса, содержит до 80% свободного зерна [4]. Поступление его в молотильную камеру затрудняет процесс дальнейшего обмолота оставшейся колосовой части урожая, а также снижает пропускную способность молотильного устройства. Кроме того, наблюдается повышенное дробление свободного зерна (порядка 5%) рабочими органами молотилки [5], что снижает его всхожесть и стойкость при хранении.

Радикальным решением указанных проблем является выделение из очесанного вороха свободного зерна до его поступления в молотилку. В частности, это может быть реализовано, если днище наклонной камеры выполнить перфорированным, а под ним смонтировать устройство, осуществляющее подачу прошедшего сквозь отверстия свободного зерна и половы непосредственно на систему очистки комбайна. Результаты лабораторных исследований подтвердили принципиальную возможность осуществления указанного процесса. Более того, были определены оптимальные размеры отверстий решетчатого днища и его длина, обеспечивающие максимальный проход свободного зерна [6, 7]. Таким образом, были созданы предпосылки для модернизации серийного зерноуборочного комбайна и проведения на его базе натурного полевого эксперимента, призванного достоверно подтвердить состоятельность выдвинутой ранее теоретической гипотезы.

ЦЕЛЬ ИССЛЕДОВАНИЙ

Целью исследования является оценка эффективности сепарации очесанного зернового вороха на решетчатом днище наклонной камеры зерноуборочного комбайна в полевых условиях и сопоставление степени дробления свободного зерна в зависимости от его подачи в молотильное устройство или непосредственно на систему очистки.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Опираясь на результаты лабораторных экспериментов [8, 9], мы внесли соответствующие изменения в конструкцию наклонной камеры зерноуборочного комбайна (рис. 1). Экспериментальное оборудование было изготовлено на заводе ПАО «Пензмаш» (г. Пенза). Его отличительной особенностью является решетчатое днище (3) и устройство (4) для подачи свободного зерна на транспортную доску (6) комбайна. Сепарация очесанного зернового вороха происходит на восьми поперечных рядах отверстий размером 8×160 мм, сориентированных длинной стороной по направлению движения скребков плавающего транспортера (2). Суммарная площадь «живого сечения» решетчатого днища (3) составляет 60% от исходной поверхности.

Технологический процесс предварительной сепарации очесанного зернового вороха происходит

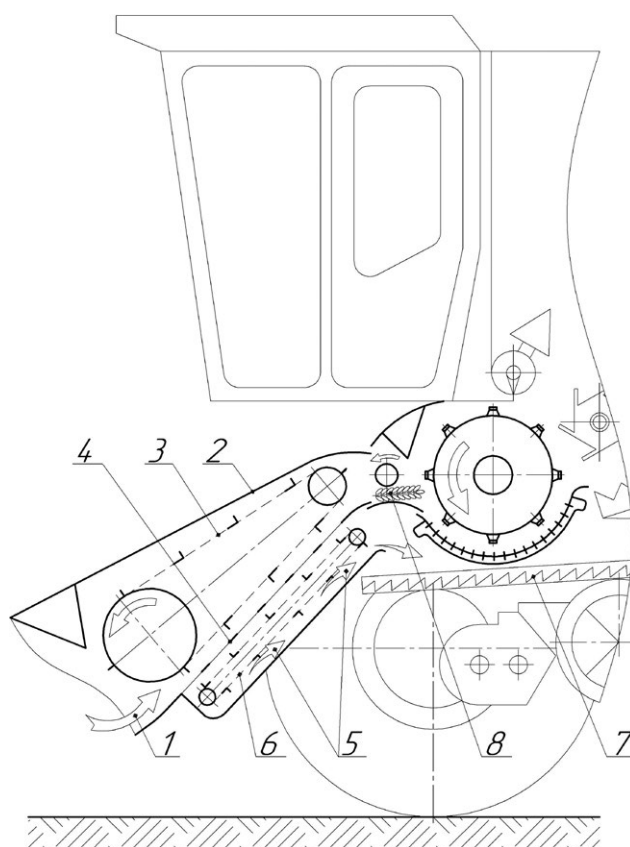


Рис. 1. Общий вид зерноуборочного комбайна с модернизированной наклонной камерой: 1 – очесанный зерновой ворох; 2 – наклонная камера; 3 – плавающий транспортер; 4 – решетчатое днище; 5 – свободное зерно; 6 – устройство для отвода свободного зерна; 7 – транспортная доска; 8 – оставшаяся часть первичного вороха.

Fig. 1. General view of a combine harvester with an upgraded feed elevator: 1 – combed grain heap; 2 – feed elevator; 3 – floating conveyor; 4 – slatted bottom; 5 – loose grain; 6 – device for removing the loose grain; 7 – transport board; 8 – the rest of the primary heap.

следующим образом. Очесанный зерновой ворох (1), состоящий из свободного зерна, мелких примесей и недомолоченных колосьев с частью стеблей, поступает в нижнюю часть наклонной камеры (2) (рис. 1).

Скребки плавающего транспортера (3) увлекают за собой ворох (1) и перемещают его вверх вдоль решетчатого днища (4), где и происходит его предварительная сепарация. Свободное зерно (5) и часть мелких примесей проходят сквозь отверстия решетчатого днища (4) и поступают на устройство для отвода свободного зерна (6). Далее свободное зерно (5) и мелкие примеси подаются на транспортную доску (7), а оставшаяся часть первичного вороха (8) (солома и частично недомолоченные колоски) подается в молотильную камеру на домолот. При этом свободное зерно, прошедшее сквозь отверстия решетчатого днища целесообразно подавать на транспортную доску посредством скребкового транспортера. Это обусловлено тем, что он меньше травмирует свободные зерна в отличие от шнеков, величина дробления которыми составляет порядка 2,6% [10].

Все исследования проводились на озимой пшенице сорта «Московская 56» урожайностью 30 ц/га. Высота

растений варьировалась в пределах 0,6–0,9 м при спелости зерна не менее 98% и влажности 14%. Серийная очесывающая жатка ЖО-5 «ОЗОН» производства ПАО «Пензмаш» агрегатировалась с зерноуборочным комбайном «Нива-Эффект» (рис. 2,а), перемещавшимся по учетной делянке с постоянной скоростью 8 км/ч при частоте вращения очесывающего барабана равной 485 мин⁻¹.

Полевые эксперименты были разбиты на два этапа. Первая серия экспериментов была посвящена оценке эффективности предварительной сепарации очесанного зернового вороха на решетчатом днище (рис. 2,б) экспериментальной наклонной камеры. Во второй серии экспериментов уборку зерна осуществляли без предварительной сепарации очесанного вороха в наклонной камере. Для этого решетчатое днище закрывали специальным щитком. То есть была имитирована работа комбайна с серийной наклонной камерой без предварительной сепарации очесанного зернового вороха.

В первом варианте опытов устройство для подачи свободного зерна на очистку комбайна было демонтировано, а на его месте закреплен мягкий контейнер



Рис. 2. Материалы и методика проведения полевых исследований: а) общий вид зерноуборочного комбайна; б) решетчатое днище наклонной камеры; в) мягкий контейнер; д) мягкий контейнер с очесанным зерновым ворохом; е) бункерное зерно; ф) определение потерь за комбайном; г) определение полеглости растений.

Fig. 2. Materials and methods of field research: а) general view of the combine harvester; б) the slatted bottom of the feed elevator; в) a soft container; д) a soft container with a combed grain heap; е) bunker grain; ф) determination of losses behind the combine; г) determination of plant flatness.

большой емкости для сбора очесанного зернового вороха, прошедшего сквозь отверстия решетчатого днища наклонной камеры (рис. 2,с). Вследствие этого содержащиеся в очесанном ворохе недомолоченные колосья, а также солома и часть свободных зерен должны были поступать в молотилку, тогда как большая часть свободного зерна и часть половы, проходя сквозь отверстия решетчатого днища, накапливались в расположенном под ним мягком контейнере. В результате появилась возможность отдельно фиксировать выделенное на решетчатом днище свободное зерно (рис. 2,d), не попадающее под воздействие бичей молотильного барабана (поступившее в контейнер) и вымолоченное традиционным способом зерно из-под барабана, которое накапливалось в бункере комбайна (рис. 2,e).

Полевые испытания проводили в 2021 году в Выгоничском районе Брянской области на учебно-опытном поле ФГБОУ ВО «Брянский ГАУ». После очеса зерноуборочным комбайном учетной делянки длиной 50 метров проводилась его полная остановка. Затем определяли массу зерна, поступившего в бункер и вороха, накопленного в контейнере, с последующим изучением его фракционного состава. Кроме того, оценивали долю дробленого зерна в бункере (травмированного рабочими органами молотилки) и в ворохе, прошедшем сквозь отверстия решетчатого днища (накопленном в мягком контейнере). Каждый вариант опыта проведен в трехкратной повторности. Таким образом, всего были учтены и обработаны результаты шести экспериментов.

Полеглость растений (рис. 2,g), а также суммарные потери урожая за комбайном (рис. 2,f) определяли по ГОСТ 28301-15.

РЕЗУЛЬТАТЫ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

Полученные данные были обработаны в программе *Excel*. По результатам первой серии экспериментов установлено, что проход свободного зерна сквозь отверстия решетчатого днища составляет 91,6%. Отсутствие стопроцентного результата обусловлено закрытостью контейнера нарушавшей отвод половой вследствие блокирования воздушного потока. При этом доля дробленого зерна в ворохе, накопленном в мягком контейнере (прошедшем сквозь отверстия в решетчатом днище), не превышала 0,5%, тогда как в бункере она увеличилась до 1,75%. Состав очесанного зернового вороха, прошедшего сквозь отверстия решетчатого днища и накопленного в контейнере, был следующим: свободное зерно — 76%, солома — 23,3%, необмолоченные колосья — 0,2% и солома — 0,5%.

При работе комбайна без предварительной сепарации очесанного зернового вороха на решетчатом днище наклонной камеры дробление бункерного зерна

превышало агротехнические требования [11] и находилось в пределах 5,25%. Суммарные потери за комбайном во всех вариантах опытов не превышали 2% при полеглости растений 11,21%.

Исследования проводились в рамках подготовки к передаче экспериментального оборудования на государственные испытания машиноиспытательной станции в соответствии с рекомендацией научно-технического совета МСХ РФ.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты полевых экспериментов позволяют сделать следующие выводы.

1. Эффективная сепарация свободного зерна из очесанного зернового вороха на решетчатом днище наклонной камеры зерноуборочного комбайна возможна.
2. Практическая реализация такого технического решения позволяет уменьшить дробление бункерного зерна рабочими органами молотилки в 3 раза.
3. Улучшить сепарацию свободного зерна возможно за счет более полного отделения легких примесей из очесанного зернового вороха непосредственно в корпусе очесывающего адаптера путем снабжения его задней стенки пластинчатым сепаратором инерционного типа [12].
4. Целесообразно продолжить работу по совершенствованию конструкции и провести более широкие полевые испытания модернизированного комбайна.

ДОПОЛНИТЕЛЬНО

Вклад авторов. *Никитин В.В.* — поиск публикаций по теме статьи, написание текста рукописи; *Чаплыгин М.Е., Федина Т.О.* — редактирование текста рукописи; *Синяя Н.В.* — редактирование текста рукописи, создание изображений; *Ожерельев В.Н.* — экспертная оценка, утверждение финальной версии. Все авторы подтверждают соответствие своего авторства международным критериям *ICMJE* (все авторы внесли существенный 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

Author contribution. *V.V. Nikitin* contributed to analysis of research topic publications, wrote the manuscript. *M.E. Chaplygin, T.O. Fedina* edited the manuscript.

N.V. Sinyaya editing the text of the manuscript, creating images. V.N. Ozherelyev contributed to data evaluation, approved the final version 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. Authors state that this research was not supported by any external sources of funding.

ЛИТЕРАТУРА

1. Алдошин Н.В., Лылин Н.А., Мосяков М.А. Уборка зернобобовых культур методом очеса // Дальневосточный аграрный вестник. 2017. № 1. С. 67–73.
2. Жалнин Э.В. Технические инновации в сельскохозяйственном производстве и ресурсосберегающий эффект // АгроСнаб-Форум. 2017. № 3. С. 14.
3. Жалнин Э.В. Уборка с очесом на корню: за и против // Сельский механизатор. 2013. № 8. С. 10–12.
4. Ожерельев В.Н., Никитин В.В., Алакин В.М., Становов С.Н. Исследование параметров очесанного зернового вороха // Техника в сельском хозяйстве. 2013. № 1. С. 7–9.
5. Шабанов Н.П. Разработка и обоснование устройства для сепарации очесанного зернового вороха в наклонной камере зерноуборочного комбайна: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Симферополь, 1997. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=30254835>. Дата обращения: 07.04.2022.
6. Ozherelyev V.N., Nikitin V.V., Belous N.M., Torikov V.E. Perspectives of grain pile separation before it enters the thresher // International Journal of Engineering and Technology (UAE). 2018. Vol. 7, N 2.13 Special Issue 13. P. 114–116.
7. Никитин В.В. Определение оптимальной длины днища наклонной камеры зерноуборочного комбайна при очесе // Сельский механизатор. 2018. № 5. С. 8–9.
8. Ожерельев В.Н., Никитин В.В. Предварительная сепарация очесанного зернового вороха в наклонной камере // Агропромышленный комплекс на рубеже веков; Ноябрь 26–27, 2015; Воронеж. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=26327890>. Дата обращения: 07.04.2022.
9. Ожерельев В.Н., Никитин В.В., Комогорцев В.Ф. Наклонная камера зерноуборочного комбайна // Вестник Брянской государственной сельскохозяйственной академии. 2016. № 3. С. 65–70.
10. Ахматов А.А., Оробинский В.И., Солнцев В.Н. Травмирование зерна шнековым питающим устройством // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. 2015. № 4. С. 98–101.
11. Халанский В.М., Горбачев И.В. Сельскохозяйственные машины. Москва: КолосС, 2003.
12. Патент РФ на изобретение № 2566017/ 20.10.2015. Бюл. № 29. Ожерельев В.Н., Никитин В.В. Устройство для обмола растений на корню. Режим доступа: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=37457711>. Дата обращения: 07.04.2022.

REFERENCES

1. Aldoshin NV, Lylin NA, Mosyakov MA. Legumes harvesting with combing (stripping) method. *Dal'nevostochnyi agrarnyi vestnik*. 2017;(1):67–73. (In Russ.).
2. Zhalnin EV. Tekhnicheskie innovatsii v sel'skokhozyaistvennom proizvodstve i resursosberegayushchii effect. *AgroSnabForum*. 2017;(3):14. (In Russ.).
3. Zhalnin EV. Cleaning with feathering on the vine: pros and cons. *Sel'skii mekhanizator*. 2013;(8):10–12. (In Russ.).
4. Ozherel'ev VN, Nikitin VV, Alakin VM, Stanovov SN. Issledovanie parametrov ochesannogo zernovogo vorokha. *Tekhnika v sel'skom khozyaistve*. 2013;(1):7–9. (In Russ.).
5. Shabanov NP. *Razrabotka i obosnovanie ustroistva dlya separatsii ochesannogo zernovogo vorokha v naklonnoi kamere zernouborochnogo kombaina* [avtoref. dissertation]. Simferopol; 1997. Available from: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=26327890>. (In Russ.).
6. Ozherelyev VN, Nikitin VV, Belous NM, Torikov VE. Perspectives of grain pile separation before it enters the thresher. *International Journal of Engineering and Technology (UAE)*. 2018;7(2.13 Special Issue 13):114–116.
7. Nikitin VV. Determination of the optimum bottom length of the inclined chamber of a combine harvester at the point of collision. *Sel'skii mekhanizator*. 2018;(5):8–9. (In Russ.).
8. Ozherelyev VN, Nikitin VV. Predvaritel'naya separatsiya ochesannogo zernovogo vorokha v naklonnoi kamere. Proceedings of the Russian science conference «Agropromyshlenniy kompleks na rubezhe vekov»; 2015 Nov 26–27; Voronezh. Available from: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=26327890>. (In Russ.).
9. Ozherelyev VN, Nikitin VV, Komogortsev VF. Inclined chamber of the combine harvester. *Vestnik bryanskoi gosudarstvennoi sel'skokhozyaistvennoi akademii*. 2016;(3):65–70. (In Russ.).
10. Akhmatov AA, Orobinsky VI, Solntsev VN. Grain damage by force-fed auger. *Vestnik of voronezh state agrarian university*. 2015;(4):98–101. (In Russ.).
11. Khalanskii VM, Gorbachev IV. *Sel'skokhozyaistvennye mashiny*. Moscow: KolosS, 2003. (In Russ.).
12. Patent RUS №2566017/ 20.10.2015. Byul. №29. Ozherel'ev VN, Nikitin VV. *Device for standing plants threshing*. Available from: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=37457711>. (In Russ.).

ОБ АВТОРАХ

***Ожерельев Виктор Николаевич**

доктор сельскохозяйственных наук, профессор
адрес: Россия, 243365, Брянская обл., Выгоничский р-н,
с. Кокино, ул. Советская, 2а
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2121-3481>
eLibrary SPIN: 3423-0991
E-mail: vicoz@bk.ru

Никитин Виктор Васильевич

доктор технических наук, доцент
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1393-2731>
eLibrary SPIN: 5246-6938
E-mail: viktor.nike@yandex.ru

Синяя Наталия Викторовна

кандидат технических наук, доцент
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1794-1347>
eLibrary SPIN: 9225-4347
E-mail: sinzea@yandex.ru

Чаплыгин Михаил Евгеньевич

кандидат технических наук, старший научный сотрудник
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0031-6868>
eLibrary SPIN: 2268-6927
E-mail: vim@vim.ru

Федина Татьяна Олеговна

аспирант
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8667-1961>
eLibrary SPIN: 6810-0739
E-mail: penz_gau@yandex.ru

***Автор для переписки**

AUTHORS INFO

***Victor N. Ozhereliev**

DSc in Agriculture, Professor
address: Sovetskaya street, 2a, Kokino, Vygonichsky District
of Bryansk Oblast, 243365, Russia
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2121-3481>
eLibrary SPIN: 3423-0991
E-mail: vicoz@bk.ru

Victor V. Nikitin

DSc in Engineering, Associate Professor
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1393-2731>
eLibrary SPIN: 5246-6938
E-mail: viktor.nike@yandex.ru

Natalia V. Sinyaya

candidate in Engineering, Associate Professor
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1794-1347>
eLibrary SPIN: 9225-4347
E-mail: sinzea@yandex.ru

Michael Y. Chaplygin

candidate in Engineering, Senior Researcher
ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0031-6868>
eLibrary SPIN: 2268-6927
E-mail: vim@vim.ru

Tatyana O. Fedina

graduate student, Junior Researcher
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8667-1961>
eLibrary SPIN: 6810-0739
E-mail: penz_gau@yandex.ru

***Corresponding author**