

ОМСКИЙ НАУЧНЫЙ ВЕСТНИК НАУЧНЫЙ

Серия **Авиационно-ракетное
и энергетическое машиностроение**

2023

Том 7, № 2

АВИАЦИОННАЯ И РАКЕТНО-
КОСМИЧЕСКАЯ ТЕХНИКА

ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ И ХИМИЧЕСКОЕ
МАШИНОСТРОЕНИЕ





ОМСКИЙ НАУЧНЫЙ ВЕСТИК

Серия
«Авиационно-ракетное
и энергетическое
машиностроение»

Издается с октября 2017 г.
Выходит 4 раза в год

Том 7 № 2 2023

УЧРЕДИТЕЛЬ

Федеральное государственное
автономное образовательное
учреждение высшего образования
«Омский государственный
технический университет»

Регистрационный номер
в реестре зарегистрированных
средств массовой информации
ПИ № ТУ55-00569 от 17.05.2018 г.
выдан Управлением Роскомнадзора
по Омской области

Сайт журнала:
<https://journals.omg.ru>

Страница журнала на сайте учредителя:
[http://www.omg.ru/
general_information/media_omgtu/
journal_of_omsk_research_journal/](http://www.omg.ru/general_information/media_omgtu/journal_of_omsk_research_journal/)

Подписной индекс
в каталоге Роспечать 80583

Ответственный секретарь
М. Ф. Федорчук

Редактор
Т. П. Сёмина

Компьютерная верстка
О. Н. Чирун

Макет обложки
В. С. Гуринов
М. Ф. Федорчук
Н. С. Плотникова

© Редакция журнала
«Омский научный вестник».
Серия «Авиационно-ракетное
и энергетическое
машиностроение», ОмГТУ

Подписано в печать 20.06.2023 г.
Дата выхода в свет 30.06.2023 г.

Формат 60x84 1/8
8,37 усл. печ. л.
Бумага офсетная

Отпечатано на дупликаторе
отдела научной информации ОмГТУ

Тираж 500 экз.
(1-й завод 1–100). Заказ 92
Цена свободная

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

Шалай Виктор Владимирович (главный редактор),
доктор технических наук, профессор,
Омский государственный технический университет, Омск, Россия

Юша Владимир Леонидович (заместитель главного редактора),
доктор технических наук, профессор,
Омский государственный технический университет, Омск, Россия

Краус Юрий Александрович (заместитель главного редактора),
кандидат технических наук, доцент,
Омский государственный технический университет, Омск, Россия

Андреева Елена Григорьевна,
доктор технических наук, профессор,
Омский государственный технический университет, Омск, Россия

Анисимов Сергей Михайлович,
доктор технических наук, профессор,
Вроцлавский политехнический университет, Вроцлав, Польша

Блинов Виктор Николаевич,
доктор технических наук, профессор,
КБ «Полет» — филиал АО «ГКНПЦ им. М. В. Хруничева», Омск, Россия

Бурьян Юрий Андреевич,
доктор технических наук, профессор,
Омский государственный технический университет, Омск, Россия

Галфетти Лучано,
профессор, Миланский политехнический университет, Милан, Италия

Горюнов Владимир Николаевич,
доктор технических наук, профессор,
Омский государственный технический университет, Омск, Россия

Дворников Леонид Трофимович,
доктор технических наук, профессор,
Сибирский государственный индустриальный университет, Новокузнецк, Россия

Жарковский Александр Аркадьевич,
доктор технических наук, профессор,
Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Санкт-Петербург, Россия

Животкевич Игорь Николаевич,
доктор технических наук, профессор,
АНО «Институт испытаний и сертификации вооружения и военной техники»,
Москва, Россия

Карагузов Владимир Иванович,
доктор технических наук, старший научный сотрудник,
Омский государственный технический университет, Омск, Россия

Клюшников Валерий Юрьевич,
доктор технических наук, старший научный сотрудник,
АО «Центральный научно-исследовательский институт машиностроения», г. Москва,
Россия

Ковачевич Ахмед,
профессор, Лондонский университет Сити, Лондон, Великобритания

Корнеев Сергей Александрович,
доктор технических наук, профессор,
Омский государственный технический университет, Омск, Россия

Куденцов Владимир Юрьевич,
доктор технических наук, доцент,
Омский государственный технический университет, Омск, Россия

Кузнецов Виктор Иванович,
доктор технических наук, профессор,
Омский государственный технический университет, Омск, Россия

Милованчевич Урош,
доктор, профессор, Белградский университет, Белград, Сербия

Пустовой Николай Васильевич,
доктор технических наук, профессор,
Новосибирский государственный технический университет, Новосибирск, Россия

Савин Леонид Алексеевич,
доктор технических наук, профессор,
Орловский государственный университет имени И. С. Тургенева, Орел, Россия

Сулин Александр Борисович,
доктор технических наук,
Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет
информационных технологий, механики и оптики, Санкт-Петербург, Россия

Трушляков Валерий Иванович,
доктор технических наук, профессор,
Омский государственный технический университет, Омск, Россия

Чернышев Андрей Владимирович,
доктор технических наук, профессор,
Московский государственный технический университет имени Н. Э. Баумана
(национальный исследовательский университет)

Чугунков Владимир Васильевич,
доктор технических наук, профессор,
Московский государственный технический университет имени Н. Э. Баумана
(национальный исследовательский университет)

Щерба Виктор Евгеньевич,
доктор технических наук, профессор,
Омский государственный технический университет, Омск, Россия

Юн Владимир Климентьевич,
доктор технических наук,
АО «Невский завод», г. Санкт-Петербург, Россия



OMSK SCIENTIFIC BULLETIN

Series
«Aviation-Rocket
and Power
Engineering»

Published Since October 2017
4 Times per Year

Volume 7 No. 2 2023

FOUNDER

Federal State
Autonomous Educational Institution
of Higher Education
«Omsk State Technical University»

Identification number of registered Mass Media
ПМ № ТУ55-00569 from 17.05.2018
issued by the Federal Service for
Supervision of Communications,
Information Technology, and Mass Media,
Omsk region

Journal Website:
<https://journals.omg.ru>

Journal Page on Founder's Website:
[http://www.omg.ru/
general_information/media_omgtu/
journal_of_omsk_research_journal/](http://www.omg.ru/general_information/media_omgtu/journal_of_omsk_research_journal/)

Subscription Index
in Federal Agency on Press and Mass
Communications Catalog 80583

Executive Secretary
M. F. Fedorchuk

Editor
T. P. Semina

Computer Page-Proofs
O. N. Chirun

Cover Layout
V. S. Gurinov
M. F. Fedorchuk
N. S. Plotnikova

© Editorial Board of
«Omsk Scientific Bulletin».
Series «Aviation-Rocket
and Power Engineering», OmSTU

Signed in Print 20.06.2023
Date of Publication 30.06.2023

Format 60x84 1/8
Conventional
Printed Sheets 8,37
Offset Paper

Printed on a Duplicator
at Scientific Publishing Office,
Omsk State Technical University

Circulation 500 Copies.
(The 1st Printing Factory 1–100)
Order 92
Open Price

EDITORIAL STAFF

Shalay Viktor Vladimirovich, (Chief Editor),
Doctor of Technical Sciences, Professor,
Omsk State Technical University, Omsk, Russia

Yusha Vladimir Leonidovich, (Deputy Chief Editor),
Doctor of Technical Sciences, Professor,
Omsk State Technical University, Omsk, Russia

Kraus Yuri Aleksandrovich (Deputy Chief Editor),
Candidate of Technical Sciences, Associate Professor
Omsk State Technical University, Omsk, Russia

Andreeva Elena Grigoryevna,
Doctor of Technical Sciences, Professor,
Omsk State Technical University, Omsk, Russia

Anisimov Sergey Mikhailovich,
Doctor of Technical Sciences, Professor,
Wroclaw University of Science and Technology, Wroclaw, Poland

Blinov Viktor Nikolayevich,
Doctor of Technical Sciences, Professor,
Design Bureau «Polet» — branch Khrunichev State Research and Production Space Center,
Omsk, Russia

Burian Yuriy Andreevich,
Doctor of Technical Sciences, Professor,
Omsk State Technical University, Omsk, Russia

Galfetti Luciano,
Professor,
Politecnico di Milano, Milan, Italy

Goryunov Vladimir Nikolaevich,
Doctor of Technical Sciences, Professor,
Omsk State Technical University, Omsk, Russia

Dvornikov Leonid Trofimovich,
Doctor of Technical Sciences, Professor,
Siberian State Industrial University, Novokuznetsk, Russia

Zharkovskii Aleksandr Arkadievich,
Doctor of Technical Sciences, Professor,
Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint Petersburg, Russia

Zhivotkevich Igor Nikolayevich,
Doctor of Technical Sciences, Professor,
Institute of Testing and Certification of Weapon and Military Equipment, Moscow, Russia

Karagusov Vladimir Ivanovich,
Doctor of Technical Sciences, Senior Researcher,
Omsk State Technical University, Omsk, Russia

Klyushnikov Valeriy Yur'yevich,
Doctor of Technical Sciences, Senior Researcher,
JSC «Central Research Institute for Machine Building» (JSC «TsNIIMash»), Moscow, Russia

Kovačević Ahmed,
Professor,
University of London, City, London, United Kingdom

Korneyev Sergey Aleksandrovich,
Doctor of Technical Sciences, Professor,
Omsk State Technical University, Omsk, Russia

Kudentsov Vladimir Yurievich,
Doctor of Technical Sciences, Associate Professor,
Omsk State Technical University, Omsk, Russia

Kuznetsov Viktor Ivanovich,
Doctor of Technical Sciences, Professor
Omsk State Technical University, Omsk, Russia

Milovančević Uroš,
PhD Mechanical Engineering, University of Belgrade, Belgrade, Serbia

Pustovoy Nikolay Vasilievich,
Doctor of Technical Sciences, Professor,
Novosibirsk State Technical University, Novosibirsk, Russia

Savin Leonid Alexeevich,
Doctor of Technical Sciences, Professor,
Orel State University named after I. S. Turgenev, Orel, Russia

Sulin Aleksandr Borisovich,
Doctor of Technical Sciences,
Saint Petersburg National Research University of Informational Technologies,
Mechanics and Optics, Saint Petersburg, Russia

Trushlyakov Valeriy Ivanovich,
Doctor of Technical Sciences, Professor,
Omsk State Technical University, Omsk, Russia

Chernyshev Andrey Vladimirovich,
Doctor of Technical Sciences, Professor,
Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

Chugunkov Vladimir Vasilievich,
Doctor of Technical Sciences, Professor,
Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia

Scherba Viktor Evgeniyevich,
Doctor of Technical Sciences, Professor
Omsk State Technical University, Omsk, Russia

Yun Vladimir Klimentievich,
Doctor of Technical Sciences,
JSC «REPH», Saint Petersburg, Russia

СОДЕРЖАНИЕ

ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ И ХИМИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

А. А. Гладенко, А. В. Зиновьева, В. И. Карагузов. Исследование тепловой производительности гидросистемы на солнечном коллекторе	9
А. В. Месропян, Ю. А. Шабельник. К вопросу об эффективности рабочего процесса петлевидных гребных винтов	15
А. Г. Никифоров, Л. А. Муслова. Анализ допустимых радиальных зазоров в цилиндропоршневом уплотнении	22
В. Л. Юша, А. Ю. Громов, П. В. Ушаков. Регулирование температуры конденсации парокompрессионного теплового насоса на базе поршневой длинноходовой компрессорной ступени при фиксированных температурах воспринимающего теплоносителя	27
В. Л. Юша, М. А. Сутягинский, Ю. А. Потапов. Сравнительная оценка энергетической и экономической эффективности парокompрессионных тепловых насосов при модернизации крупного химического и нефтеперерабатывающего производства. Часть 1	36
Н. А. Райковский, А. М. Калашников. Экспериментальное исследование трибологических характеристик перспективных самосмазывающихся материалов для быстроходных узлов трения	45
С. Ю. Кайгородов. Модель рабочего процесса механизма подъема и опускания стрелы с дополнительным демпфером в виде гидродиода	52
Г. А. Кромм, А. В. Волков, А. В. Рыженков, В. Ю. Ляпин, Е. С. Трушин. К вопросу перспективности применения природоподобных технологий для повышения эффективности лопастных гидромашин	58

АВИАЦИОННАЯ И РАКЕТНО-КОСМИЧЕСКАЯ ТЕХНИКА

А. В. Седельников, А. С. Танеева. Моделирование поля микроускорений в защищённой зоне виброзащитных устройств для реализации гравитационно-чувствительных процессов на борту малого космического аппарата технологического назначения	65
--	----

Требования к оформлению научных статей, направляемых в журнал «Омский научный вестник». Серия «Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение»	5
--	---

CONTENTS

POWER AND CHEMICAL ENGINEERING

A. A. Gladenko, A. V. Zinovyeva, V. I. Karagusov. Study of thermal performance of a solar collector-based hydraulic system	9
A. V. Mesropyan, Yu. A. Shabelnik. The question of the efficiency of the workflow of loop propellers	15
A. G. Nikiforov, L. A. Muslova. The analysis of permissible radial clearance in a piston-cylinder seal	22
V. L. Yusha, A. Yu. Gromov, P. V. Ushakov. Adjustment of condensing temperature of the vapor-compression heat pump based on a reciprocating long-stroke compressor stage at fixed temperatures of receiving coolant	27
V. L. Yusha, M. A. Sutyaginskiy, Yu. A. Potapov. Comparative evaluation of the energy and economic efficiency of vapor compression heat pumps in modernization of large chemical and oil refining industries. Part 1	36
N. A. Raikovskiy, A. M. Kalashnikov. Experimental study of tribological characteristics of promising self-lubricating materials for high-speed friction units	45
S. Yu. Kaigorodov. The model of working process of the boom lifting and lowering mechanism with an additional damper in the form of hydrodiode	52
G. A. Kromm, A. V. Volkov, A. V. Ryzhenkov, V. Yu. Lyapin, E. S. Trushin. On the potential of using nature-based technologies to improve the efficiency of blade hydro-machines	58

AVIATION AND ROCKET-SPACE ENGINEERING

A. V. Sedelnikov, A. S. Taneeva. Modeling the micro-acceleration field in the protected zone of vibration-proof devices for implementation of gravity-sensitive processes on board a small technological spacecraft	65
--	----

ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ НАУЧНЫХ СТАТЕЙ

О содержании. Статья должна содержать только оригинальный материал, отражающий результаты исследований автора (авторов), не опубликованный ранее и не направленный для рассмотрения в другие издания.

О рассмотрении поступивших материалов. На первом этапе все научные статьи проходят обязательную проверку на наличие заимствований. Материалы, содержащие менее 70 % уникального текста и не соответствующие действующим требованиям оформления статей, возвращаются автору (авторам). Статьи, прошедшие проверку на уникальность текста и соответствие тематике научных направлений журнала, редакция направляет на рецензирование. Высказанные замечания передаются автору (авторам). После доработки материалы вновь рассматривают рецензенты, после чего принимается решение о направлении в печать.

Об оформлении. Статью необходимо набрать в текстовом редакторе Word (с расширением *.doc или *.docx) (шрифт — Times New Roman Cyr 14 пт, абзацный отступ — 0,5 см, межстрочный интервал — полуторный, **без переносов в словах**). Распечатать на бумаге форматом A4 (210×297 мм).

Оригинал должен быть чистым, не согнутым, без ручных правок. Страницы должны быть пронумерованы карандашом на обороте. Объем статьи — **16–18** страниц, включая рисунки и таблицы (без учета аннотации, ключевых слов, списка источников и сведений об авторах); при этом собственно текст — не менее **6–7** страниц.

Поля: сверху и снизу — по 2,5 см; слева и справа — по 2 см.

Заголовок. В верхнем левом углу листа проставляется УДК. Далее, по центру, печатается название статьи (**прописная буква только первая**). В названии статьи нельзя использовать аббревиатуры. Ниже — инициалы, фамилия автора (авторов), строкой ниже — полное название организации, далее через запятую — страна, почтовый индекс, город, название улицы, номер дома.

Ниже через строку помещаются текст аннотации и ключевые слова на русском языке.

Аннотация должна отражать основную тему статьи, её актуальность, цель и задачи исследования, а также его результаты. В аннотации автор (авторы) указывает, что нового несет в себе данная работа в сравнении с другими, родственными по тематике и целевому назначению. Рекомендуемый средний объем аннотации — от 500 печатных знаков.

Ключевые слова — 6–8 слов/словосочетаний, которые должны отражать специфику темы, субъект и результаты исследования. Следует избегать слов/словосочетаний общего характера. При подборе ключевых слов рекомендуется использовать термины и словосочетания, используемые в исследуемых областях.

Далее через строку помещают основной текст статьи.

Текст статьи должен быть структурирован и содержать следующие разделы: «Введение», «Постановка задачи», «Теория», «Результаты экспериментов», «Обсуждение результатов», «Выводы и заключение».

Раздел **«Введение»** включает актуальность темы исследования, обзор литературы по теме исследования (исходные гипотезы, если они существуют), объект исследования, постановку проблемы.

Постановка задачи должна вытекать из результатов обзора литературы и содержать сформулированную цель и перечень намеченных к решению задач.

В разделе **«Теория»** размещаются теоретический анализ и теоретические исследования.

Разделы **«Результаты экспериментов»** и **«Обсуждение результатов»** содержат соответственно фактические результаты исследования (текст, таблицы, графики, диаграм-

мы, уравнения, рисунки) и интерпретацию полученных результатов исследования.

В разделе **«Выводы и заключение»** содержатся краткие итоги разделов статьи без повторения формулировок, приведенных в них.

Строкой ниже размещаются, если есть, **Благодарности**.

Если в тексте есть **примечания**, то после основного текста, перед списком источников, набирается по центру заголовок «Примечания» и через строку помещаются тексты примечаний, пронумерованные числом в виде верхнего индекса (например, ¹⁾) в порядке ссылок по тексту. **Ссылка на примечание** в основном тексте оформляется числом в виде верхнего индекса с полужирным начертанием (например, ... модели¹⁾). Автоматическая нумерация примечаний не допускается.

Формулы. Простые внутривстрочные и однострочные формулы, не содержащие специальных символов (отсутствующих на клавиатуре), должны быть набраны символами с клавиатуры без использования специальных редакторов. Одиночные специальные символы, отсутствующие на клавиатуре, формулы, содержащие специальные символы, отсутствующие на клавиатуре, а также сложные и многострочные формулы должны быть целиком набраны в редакторе формул **Microsoft Equation 3.0** или **MathType**. Не допускается набор части формулы символами, а части — в редакторе формул. Если в тексте статьи формулы нумеруются, то эту нумерацию следует выполнять набором чисел. Автоматическая нумерация не допускается.

Список источников. Ниже основного текста печатается по центру заголовок «Список источников» и через строку помещается пронумерованный перечень источников в порядке ссылок по тексту в соответствии с действующими требованиями редакции к библиографическому описанию. В одном пункте перечня следует указывать только один источник информации.

Количество ссылок на источники информации — **не менее 15–20 источников**:

- обязательное цитирование современных работ (оценивается доля цитируемых публикаций, изданных по тематике статьи за последние 5 лет);

- наличие баланса между ссылками на отечественные и иностранные публикации (показывает, насколько автор (авторы) рукописи владеют современным состоянием проблемы в России и за рубежом);

- доля ссылок на статьи автора (авторов), изданных ранее, не должна превышать 20 % от общего количества ссылок.

Ссылки на источники информации нумеруются последовательно, по мере упоминания в тексте, и обозначаются числами, заключенными в квадратные скобки (например, [1]). Если ссылка на источник информации в статье упоминается неоднократно, то повторно в квадратных скобках указывается его номер из списка (без использования в списке источников следующего порядкового номера и ссылки «Там же»). В случае, когда ссылаются на различные материалы из одного источника, в квадратных скобках указывают каждый раз еще и номер страницы, например, [1, с. 17] или [1, с. 28–29].

Таблицы помещаются на новой странице после **списка источников**. Нумерация таблиц производится в порядке ссылок по тексту. Нумерационный заголовок таблицы набирается шрифтом с полужирным начертанием с выравниванием по левому краю.

Названия таблиц приводятся одновременно на русском и английском языках:

Таблица 1. Название на русском языке
Table 1. Title of the table in English

Ссылка на таблицу в основном тексте оформляется шрифтом с полужирным начертанием в скобках — например, **(табл. 1)**.

Допускается не более **8–10 таблиц**.

Рисунки последовательно размещаются на новой странице после таблиц (или **списка источников**). Нумерация рисунков производится в порядке ссылок по тексту. Нумерационный заголовок набирается шрифтом с полужирным начертанием с выравниванием по центру рисунка.

Названия рисунков приводятся одновременно на русском и английском языках:

Рис. 1. Название на русском языке
Fig. 1. Title of the figure in English

Ссылка на рисунок в основном тексте оформляется шрифтом с полужирным начертанием и в скобках — например, **(рис. 1)**. Рисунки могут быть сканированными с оригинала (с разрешением 150–300 dpi) или выполнены средствами компьютерной графики и сохранены в форматах JPEG, BMP, PSD. Объем файла рисунка не должен превышать **3 Мб**. Использование графики в формате MS Visio, различных CAD и других программ не допускается. Рисунки должны быть четкими. Все позиции на рисунке должны быть расшифрованы и описаны. Легенда рисунка должна быть легко читаемой, шрифт не менее 8–9 пт. Допускается, а в случае с иллюстрациями большого объема (файла) приветствуется, размещение рисунков в отдельном файле электронной версии. Название рисунка ставится непосредственно под рисунком и не должно включаться в формат рисунка.

Допускается не более **8–10 рисунков**.

На последней странице указать следующие **сведения об авторе (авторах)**: фамилию, имя, отчество; ученую степень, ученое звание, должность, место работы, номер телефона (не публикуется); адрес для переписки; для иногородних авторов — почтовый адрес, на который отправляется журнал в случае публикации их статьи; SPIN-код, AuthorID (РИНЦ), ORCID, AuthorID (SCOPUS), ResearcherID.

На отдельной странице размещается **англоязычная часть статьи**.

В верхнем левом углу листа **на английском языке** проставляется UDC (УДК). Далее, по центру, печатается название статьи (**прописная буква только первая**) на английском языке.

Ниже на английском языке — инициалы, фамилия автора (авторов), строкой ниже — полное название организации, далее через запятую — страна, город, название улицы, номер дома, почтовый индекс.

Строкой ниже — **аннотация и ключевые слова**.

Аннотация должна быть информативной, отражать основное содержание статьи и результаты исследования.

Объем 150–250 слов. Не должна быть дословным переводом русской версии.

Keywords (Ключевые слова) располагают под аннотацией — 6–8 слов/словосочетаний. Должны отражать специфику темы, субъект и результаты исследования. Следует избегать слов/словосочетаний общего характера. При подборе ключевых слов рекомендуется использовать термины и словосочетания, используемые в исследуемых областях.

Строкой ниже размещаются, если есть, **Acknowledgments** (Благодарности).

Строкой ниже размещается **список источников** на латинице, называемый **References** (применяется для описания только русскоязычных источников. Источники на иностранных языках указываются в соответствии с действующими требованиями редакции к библиографическому описанию).

Схема описания в References:

1. Авторы (Фамилия И. О.) — транслитерация.
2. Название статьи — транслитерация.
3. Название статьи на английском языке в **квадратных скобках**.
4. Название издания — транслитерация.
5. Название издания на английском языке.
6. Выходные данные: место издания, год, номер, страницы — на английском языке.
7. В конце ссылки в круглых скобках указать на английском языке язык оригинала источника, например, (In Russ.).

После **References** размещаются следующие **сведения об авторе (авторах) на английском языке**: фамилия, имя, отчество (транслитерация); ученая степень, ученое звание, должность, место работы, номер телефона (не публикуется); адрес для переписки; SPIN-код, AuthorID (РИНЦ), ORCID, AuthorID (SCOPUS), ResearcherID; адрес для переписки.

Для транслитерации использовать стандарт BGN (United States Board on Geographic Names) <http://www.transliteration.com/transliteration/en/russian/bgn-pcgn/>

В редакцию необходимо предоставить распечатанный вариант статьи (с личной подписью автора (авторов)) и электронную версию на любом из носителей или отправить по e-mail: **onv@omgtu.ru**.

Распечатанный вариант статьи, оригинал экспертного заключения о возможности открытого опубликования отправить по адресу: 644050, г. Омск, пр. Мира, 11, ОмГТУ, редакция журнала «Омский научный вестник».

Тел. 8 (3812) 65-32-08, e-mail: **onv@omgtu.ru**

Стандарт **BGN** (United States Board on Geographic Names)
<http://www.transliteration.com/transliteration/en/russian/bgn-pcgn/>

А	Б	В	Г	Д	Е	Ё	Ж	З	И	Й	К	Л	М	Н	О	П	Р	С	Т	У	Ф	Х	Ц	Ч	Ш	Щ	Ъ	Ы	Ь	Э	Ю	Я
A	B	V	G	D	E, YE	E, YE	ZH	Z	I	Y	K	L	M	N	O	P	R	S	T	U	F	Kh	TS	CH	SH	SHCH	"	Y	'	E	YU	YA

SCIENTIFIC ARTICLE SUBMISSION GUIDELINES

About the content. The article should contain only original material reflecting the results of the author's research not previously published and not submitted to other publications.

On the review of the submitted materials. At the first stage all scientific articles undergo mandatory testing for borrowings. Articles containing less than 70 % of the unique text and violating publishing requirements are returned to the author (authors). Articles that have passed the verification of the uniqueness of the text and following the journal profile are sent for reviewing. The comments are transmitted to the author (authors). After the finalization, the reviewers analyze the materials again, after which the decision for publication is made.

Article format. The article should be typed in a text editor Word (with the extension *.doc or *.docx) (font — Times New Roman Cyr 14 pt, indentation — 0,5 cm, line spacing — one and a half **without hyphenation in words**). Print on paper in A4 format (210×297 mm). Pages should be numbered with a pencil on the back. The volume of the article is 16–18 pages, including figures and tables (excluding annotations, keywords, bibliographic list and information about authors); the text of the article should be at least 6–7 pages.

Margins: from above and from below — on 2,5 cm; left and right — 2 cm.

Header. In the upper left corner of the sheet the UDC is placed. Further, in the center, the title of the article is printed (**the capital letter is only the first**). The title of the article can not be abbreviated. Below there are initials, the author's (authors') surname, the line below — the full name of the organization, through the comma — country, city, street name, house number, postcode.

Below the line the text of the annotation and keywords in Russian are placed.

The **abstract** should reflect the main topic of the article, its relevance, purpose and objectives, as well as its results. In the annotation, the author (authors) indicates that the work is new in comparison with others related to the topic and purpose. The recommended average annotation volume is over 500 characters.

Keywords — 6–8 words/phrases, which should reflect the specifics of the topic, the subject and the results of the research. It is necessary to avoid common words and phrases. When selecting keywords, it is recommended to use terms and phrases used in the areas researched.

Next, the main text of the article is placed through the line.

The text of the article should be structured and contain the following sections: «Introduction», «Statement of the problem», «Theory», «Experimental results», «Discussion of experiments», «Conclusions».

If there are **notes** in the text, after the main text, before the Source list, the title «Notes» is typed in the center and the text of the notes, numbered in the form of an upper index (for example, ¹) in the order of the references in the text, is placed through the line. **The reference to the note** in the main text is bolded with a number in the form of an upper index (for example, ...models¹). Automatic numbering of the notes is not allowed.

The «**Introduction**» section includes the relevance of the research topic, a review of the literature on the research topic (the initial hypotheses, if they exist), the object of the study, the statement of the problem.

The **Statement of the problem** should follow from the results of the literature review and contain the formulated goal and a list of tasks to be solved.

The section «**Theory**» contains theoretical analysis and theoretical studies.

The sections «**Results of experiments**» and «**Discussion of results**» contain the actual results of the research (text, tables,

graphs, diagrams, equations, figures) and interpretation of the results of the research, respectively.

The section «**Conclusions**» contains brief summaries of the sections of the article without repeating the formulations given in them.

Formulas. Simple inline and single-line formulas that do not contain special characters (absent on the keyboard) must be typed with symbols from the keyboard without using special editors. Single special characters that are not present on the keyboard, formulas containing special characters that are not on the keyboard, and complex and multi-line formulas must be typed entirely in the **Microsoft Equation 3.0** or **MathType** formula editor. It is not allowed to type part of the formula with symbols, and parts in the formula editor. If in the text of the article the formulas are numbered, then this numbering should be performed by a set of numbers. Automatic numbering is not allowed.

List of sources. Below the main text, the title «List of sources» is printed down the line and a numbered source list is placed through the line in the order of the text references in accordance with the current editorial requirements for the bibliographic description. Only one source of information should be indicated in one item of the list.

The text of the article should contain references to information sources (at least 15–20 sources).

— obligatory citation of modern works (the share of quoted publications published on the subject of the article is estimated over the past 5 years);

— the existence of a balance between references to domestic and foreign publications (shows how much the author (authors) of the manuscript know the current state of the problem in Russia and abroad);

— the share of links to the articles of the author (authors) published earlier should not exceed 20 % of the total number of references.

References to information sources are numbered sequentially, as far as they are mentioned in the text, and are denoted by numbers enclosed in square brackets (for example, [1]). If the reference to the source of information in the article is mentioned repeatedly, then its number from the list is repeated in square brackets (without using the next sequence number and the link «Ibid» in the Source list). In the case when they refer to different materials from the same source, the page number is also indicated in square brackets each time, for example, [1, p. 17] or [1, p. 28–29].

Tables are placed on a new page after the Source list. The numbering of tables is made in the order of the references in the text. The numbering header of the table is typed in a font with boldface, aligned to the left.

Table names are given simultaneously in Russian and English:

Table 1. Name in Russian
Table 1. Title of the table in English

The reference to the table in the main text is drawn in a font with boldface in parentheses — for example, (**Table 1**).

No more than **8–10 tables** are allowed.

Figures are sequentially placed on a new page after the tables (or the Source list). The numbering of figures is made in the order of the references in the text. The numbering header is typed in a font with boldface, aligned to the center of the picture.

The names of the figure are given simultaneously in Russian and English:

Fig. 1. Name in Russian
Fig. 1. Title of the figure in Russian

The reference to the figure in the main text is made in a font with boldface and in parentheses — for example, (**Fig. 1**). Figures can be scanned from the original (with a resolution

of 150–300 dpi) or executed by means of computer graphics and saved in the formats JPEG, TIFF, BMP, PSD. The file size of the figure should not exceed 3 MB. The use of graphics in MS Visio format, various CAD and other programs is not allowed. Figures should be clear. All positions in the figure must be decoded and described. The legend of the figure should be easy to read, the font is not less than 8–9 pt. It is allowed, and in the case of illustrations of a large volume (file), the placement of pictures in a separate electronic version file is welcome. The name of the figure is placed directly under the figure and should not be included in the format of the figure.

No more than **8–10 figures** are allowed.

On the last page indicate the following **information about the author (authors)**: surname, name, patronymic; academic degree, academic title, position, place of work, telephone number (not published); address for correspondence; for nonresident authors — the postal address to which the journal is sent in case of publication of their article; SPIN-code, AuthorID (RSCI), ORCID, AuthorID (SCOPUS), ResearcherID.

A separate page contains the English-language part of the article.

In the upper left corner of the sheet **in English**, the UDC is affixed. Further, in the center, the title of the article is printed (**the capital letter is only the first**) in English.

Below in English — initials, author (authors) surname, the line below — the full name of the organization, followed by a comma — country, city, street name, house number, post-code.

The line below is an **Abstract** and **Keywords**.

The **Abstract** should be informative, reflect the main content of the article and the results of the research. The volume is 150–250 words. It should not be a literal translation of the Russian version.

Keywords are placed under the annotation — 6–8 words/phrases, which should reflect the specifics of the topic, the subject and the results of the research. It is necessary to avoid

common words and phrases. When selecting keywords, it is recommended to use terms and phrases used in the areas researched.

The line below is, if any, **Acknowledgments**.

The line below is the **List of Sources** in Latin, called **References**.

Description of References:

1. Authors (Surname, Name, Second Name) — transliteration.
2. The title of the article is transliteration.
3. The title of the article in English in square brackets.
4. The title of the publication is transliteration.
5. Name of the publication in English.
6. Imprint: place of publication, year, number, pages — in English.
7. At the end of the link in parentheses, indicate the source language in English, for example, (In Russ.).

After **References** the following **information about the author (authors) in English** is placed: surname, name, patronymic; academic degree, academic title, position, place of work, telephone number (not published); address for correspondence; for nonresident authors — the postal address to which the journal is sent in case of publication of their article; SPIN-code, AuthorID (RSCI), ORCID, AuthorID (SCOPUS), ResearcherID.

For transliteration use the standard **BGN** (United States Board on Geographic Names) <http://www.transliteration.com/transliteration/en/russian/bgn-pcgn/>

It is necessary to submit a printed version of the article (with a personal signature of the author (authors)) and an electronic version of the article (send by e-mail: **onv@omgtu.ru**), the original expert conclusion on the possibility of open publication and author agreement.

Address: 644050, Omsk, Mira Ave., 11, Building 6, Office 424, OmSTU, the Editorial Board of the journal Omsk Scientific Bulletin.

Tel. +7(3812) 65-32-08, e-mail: onv@omgtu.ru

Standard **BGN** (United States Board on Geographic Names)
<http://www.transliteration.com/transliteration/en/russian/bgn-pcgn/>

А	Б	В	Г	Д	Е	Ё	Ж	З	И	Й	К	Л	М	Н	О	П	Р	С	Т	У	Ф	Х	Ц	Ч	Ш	Щ	Ъ	Ы	Ь	Э	Ю	Я
A	B	V	G	D	E	YE	ZH	Z	I	Y	K	L	M	N	O	P	R	S	T	U	F	KH	TS	CH	SH	SHCH	“	Y	‘	E	YU	YA

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ ГИДРОСИСТЕМЫ НА СОЛНЕЧНОМ КОЛЛЕКТОРЕ

А. А. Гладенко, А. В. Зиновьева, В. И. Карагусов

Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

Радиационные системы жизнеобеспечения, такие как солнечные коллекторы, являются высокоэффективными, обладают практически неограниченным ресурсом, не используют сложных технологий. Технологии обогрева, отопления и горячего водоснабжения реализуются в них достаточно просто. Такие системы используют энергию солнечного излучения, которая является безуглеродной, экологически чистой и возобновляемой. Эта энергия преобразуется в тепловую радиационными солнечными коллекторами и передается в обогреваемые помещения при помощи гидравлических или пневматических систем. Для малоэтажных отдельно стоящих строений типа коттеджей и сельских домов гидросистемы представляются перспективнее ввиду большей теплоемкости воды или незамерзающих жидкостей по сравнению с воздухом.

В данной работе рассматриваются экспериментальные и расчетные исследования радиационной системы жизнеобеспечения, проведенные в 2018–2021 годах. Определить тепловую производительность и геометрические размеры солнечных коллекторов с необходимой для практики точностью можно путем расчетов на основании экспериментальных данных. Существует возможность получения недостающих экспериментальных данных при помощи интерполяции, экстраполяции и теории подобия.

Ключевые слова: солнечный коллектор, солнечное излучение, тепловая производительность, гидросистема, возобновляемые источники энергии.

Введение

Солнечную энергию относят к зеленой энергетике, она является экологически чистой, не оставляющей углеродного следа, возобновляемой энергией. Технология солнечного обогрева позволяет создавать системы обогрева, отопления и горячего водоснабжения с практически неограниченным ресурсом, малыми эксплуатационными расходами и высокой эффективностью. Принципиально радиационная система обогрева представляет собой несколько подсистем: теплообменные аппараты — солнечные коллекторы преобразуют солнечную энергию в теплоту; следующая подсистема передает теплоту во внутренние помещения при помощи теплоносителя. Посредством гидросистем, заполненных водой или незамерзающей жидкостью, а также пневмосистем теплота солнечного излучения передается по назначению. Такие системы относятся к радиационным системам жизнеобеспечения.

Солнечные коллекторы являются универсальными аппаратами, позволяющими вырабатывать теплоту от инсоляции Солнца днем [1, 2] и холод от ночного неба ночью [3, 4]. Выработанную днем теплоту можно использовать для обогрева сразу или запастись в тепловых аккумуляторах для обогрева в ночное время или в пасмурные дни. Полученный в ночное время холод направляется в холодильные камеры, систему кондиционирования воздуха или в аккумулятор холода для использования в дневное время [5–7].

Еще одним достоинством радиационных систем жизнеобеспечения является их способность дополнять традиционные системы жизнеобеспечения.

Так, в холодные периоды, когда радиационная система нагрева не позволяет полностью обогреть необходимые объекты из-за низких температур и короткого светлого времени суток, полученная от Солнца теплота уменьшает нагрузку на традиционные системы нагрева (отопления), что приводит к экономии топлива или электрической энергии [8].

Радиационные автоматизированные системы жизнеобеспечения не требуют регулярного управления и обслуживания. В некоторых случаях могут потребоваться работы по уборке снега, опавших листьев, пыли и пр. с солнечных коллекторов.

Технологии радиационного обогрева перспективны для малоэтажных строений, расположенных вдали от основных коммуникаций.

Объект исследований

Тепловая производительность радиационных систем обогрева определяется не только временем года и суток, но и такими факторами, как широта, высота над уровнем моря, климатическая зона, регион, погодные условия, конструкция и размещение радиационных систем на объекте, близко расположенные здания, деревья и пр. Обычно радиационные панели размещают на крышах, поэтому большое влияние имеет ориентация крыши (оптимальным является их расположение на южном скате крыши).

На большинстве территорий Российской Федерации кондиционирование воздуха не требуется за исключением короткого периода от 1 до 5 месяцев. В то же время на большой территории страны отопление необходимо в осенне-зимне-весенний период.

В ряде северных и восточных регионов отопление требуется круглый год.

Из-за непредсказуемости погодных условий определить расчетным путем количество теплоты, получаемое от солнечных коллекторов, практически невозможно (или возможно очень приблизительно). Есть три пути определения производительности солнечной радиационной системы обогрева. Первый заключается в использовании архивов погоды (климатических баз данных) для данного конкретного места (локации). Если взять данные за несколько лет, то можно сделать оценки по инсоляции. Проблемы заключаются в следующем. Точки на местности, на которых ведется сбор погодных параметров, расположены, например, в Западной Сибири, на значительном удалении, достигающем сотен километров от ближайшего. На таких расстояниях погодные условия могут значительно разниться. Кроме того, архивы погоды не учитывают конкретные облака, которые оказывают значительное влияние на производительность системы жизнеобеспечения. Не учитывают базы данных локальные дожди и грозы, так как их фронты могут пройти между пунктами замера погодной информации.

Второй путь более долгий. На требуемой территории проводятся экспериментальные измерения погодных условий, определяется период отопительного сезона. Для этого вблизи объекта, предназначенного для установки радиационной системы обогрева, размещается стенд, который собирает экспериментальные погодные данные. Затем проводится анализ полученных данных, сравнение их с данными из архивов погоды, определяется продолжительность отопительного периода и конфигурация радиационной системы обогрева.

Третий путь предполагает анализ архива погоды вблизи данной местности (желательно нескольких ближайших станций) за несколько последних лет, взять их за первое приближение и проектировать по ним систему жизнеобеспечения. В процессе эксплуатации необходимо отслеживать работу системы жизнеобеспечения, при необходимости провести модернизацию, учитывать результаты при дальнейших разработках систем жизнеобеспечения.

Для реализации второго пути разработки солнечной системы обогрева была проведена разработка экспериментального стенда [9] для определения инсоляции путем измерения в режиме реального времени температур измерительной ячейки, имитирующей солнечный коллектор. По сравнению с описанным в [9], с целью улучшения характеристик и упрощения стенд был модернизирован, после чего его измерительная ячейка была установлена на крыше одноэтажного коттеджа с уклоном 15° относительно горизонта в южном направлении.

Термопары, фиксирующие температуры медных труб, расположены в межтрубном воздушном пространстве; термопара для измерения температуры окружающей среды размещена на подложке из алюминиевой фольги и экранирована от Солнца. Измерительные ячейки (основная и дублирующая на случай выхода из строя одной из них) выполнены в виде коаксиально расположенных медной и стеклянной труб с воздушным зазором между ними, выполняющим функцию теплоизоляции. Площадь теплообменной поверхности черненной медной трубы составила $0,02 \text{ м}^2$. Коаксиальные трубы измерительной ячейки ориентированы по горизонтали восток–запад, излучающая поверхность по вертикали — юг–вертикаль–север, координаты

расположения экспериментального стенда $54^\circ 28' 39.0'' \text{N } 74^\circ 21' 54.6'' \text{E}$ [9].

В качестве регистрирующего прибора использовался четырехканальный логгер 88598, два канала которого записывали температуры ячеек, а остальные два — температуру окружающего воздуха. Фиксация температур велась с пятиминутными интервалами непрерывно в течение суток и круглый год в необслуживаемом режиме. Электронная часть стенда обеспечена резервным электропитанием.

Результаты наблюдений в зимний, летний и весенний периоды были опубликованы в [9–11]. По многолетним данным солнечных дней в данной местности наблюдается от 220 до 300 в году.

В данной работе рассматриваются экспериментальные и расчетные исследования радиационной системы жизнеобеспечения в 2018–2021 годах.

Методы исследования

При проектировании и монтаже радиационной системы обогрева необходимо учитывать конструктивные параметры как радиационной системы жизнеобеспечения, так и объекта размещения этой системы. В отличие от конструктивных параметров спрогнозировать погодные факторы практически невозможно. На величину инсоляции оказывают влияние такие факторы, как облачность, дымка, туман, роса, влажность, скорость ветра и другие.

Колебания температур происходят с различными периодами в течение нескольких лет и десятилетий. В последние годы отмечается изменение климата, выражающееся в виде так называемого глобального потепления. Отсюда следуют два вывода: необходимо шире использовать безуглеродную энергетику, которой является солнечная энергия, и использовать многолетние экспериментальные погодные данные по конкретной местности. Для восполнения отсутствующих экспериментальных и архивных данных могут быть использованы интерполяция и экстраполяция известных данных. При отсутствии данных для требуемых населенных пунктов можно применить теорию подобия на основе данных по ближайшим локациям. При этом могут оказать помощь архивы погоды, особенно если они существуют для близкой точки на местности.

В рамках данной работы проводились экспериментально-расчетные исследования весенне-летне-осенних периодов 2018–2021 годов. Стенд в автоматическом режиме фиксировал температуры измерительных ячеек, находящихся под открытым небом, и температуру атмосферного воздуха в затененном месте.

Результаты и обсуждение

Создание новых экспериментальных и использование архивных баз данных по работе могут оказать большую помощь при проектировании радиационных систем жизнеобеспечения.

Рис. 1–4 показывают результаты исследований на экспериментальном стенде — зависимости измерений количества теплоты по дням и месяцам, получаемого ячейкой I с воздушной теплоизоляцией в пересчете на 1 м^2 для 2018–2021 гг. На них приведены те месяцы, при которых система обогрева выдавала на выходе температуру больше 19°C , которая принималась как минимальная по нормам для жилых помещений. Реальная температура в по-

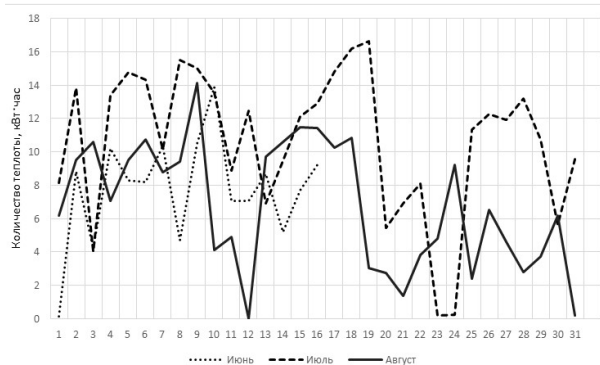


Рис. 1. Количество теплоты, полученное с одного м² солнечного коллектора в 2018 г.
Fig. 1. The amount of heat received from one m² of solar collector in 2018

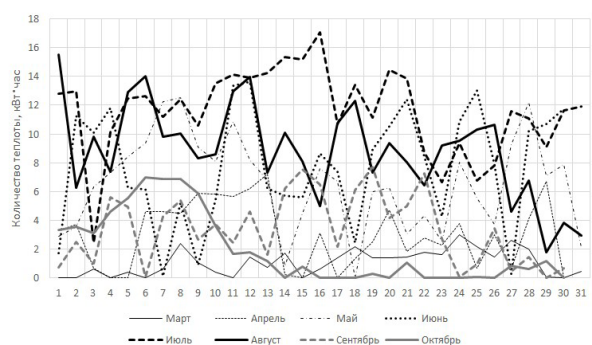


Рис. 2. Количество теплоты, полученное с одного м² солнечного коллектора в 2019 г.
Fig. 2. The amount of heat received from one m² of solar collector in 2019

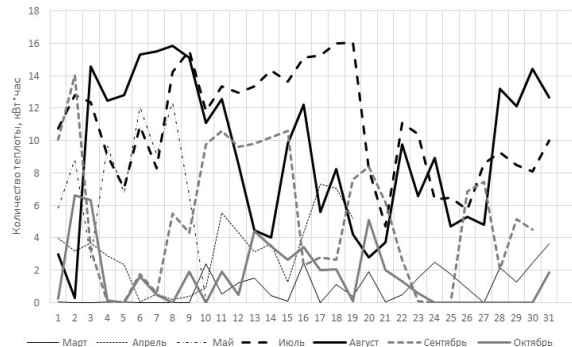


Рис. 3. Количество теплоты, полученное с одного м² солнечного коллектора в 2020 г.
Fig. 3. The amount of heat received from one m² of solar collector in 2020

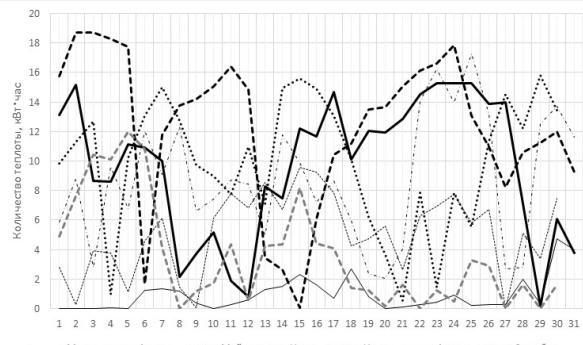


Рис. 4. Количество теплоты, полученное с одного м² солнечного коллектора в 2021 г.
Fig. 4. The amount of heat received from one m² of solar collector in 2021

мещениях будет выше, так как в них присутствуют источники тепловыделений, такие как люди, электроприборы, холодильники, электроника и пр. Для некоторых периодов экспериментальные данные отсутствуют по техническим причинам.

При анализе результатов не учитывались технические потери, так как они зависят от конкретной реализации системы жизнеобеспечения, от качества теплоизоляции коммуникаций, тепловых аккумуляторов, помещений и пр.

Из рисунков видно, что количество теплоты, получаемое от солнечного коллектора, значительно зависит от времени года, то есть от продолжительности светового дня, температуры наружного воздуха, облачности и осадков. В то же время производимая системой теплота в соответствующие месяцы 2018–2021 гг. отличается незначительно и без очевидных тенденций, что позволяет сделать предварительный вывод об отсутствии влияния глобального потепления на функционирование радиационной системы жизнеобеспечения, по крайней мере, в теплые сезоны. Экспериментальные измерения на солнечном коллекторе количества удельной (с одного кв. метра) теплоты с накоплением за месяц показано на рис. 5–8, нижняя линия на графиках — 1-е число месяца, верхняя линия — 30-е или 31-е числа месяца.

Расстояния между линиями по вертикали соответствуют количеству теплоты, выработанному системой за конкретный календарный день; рас-

стояние по вертикали между горизонтальной осью и верхней линией соответствует количеству теплоты, выработанному системой за конкретный календарный месяц. Эти рисунки также показывают, что нет тенденций увеличения вырабатываемой системой теплоты с течением лет. Все полученные экспериментально-расчетным путем данные укладываются в климатические флуктуации.

Весной и осенью радиационная система способна генерировать удельную теплопроизводительность от 2 до 5 кВт · час/м² в сутки, что составляет от 80 до 210 Вт с квадратного метра поверхности теплообмена солнечного коллектора. Экспериментально-расчетные исследования показали, что при следовании Строительным нормам и правилам при температуре атмосферного воздуха минус 20 °С необходимо подвести от радиационной системы обогрева 100 Вт на квадратный метр жилой площади. Обогрев строения площадью 100 м² требует 10000 Вт сгенерированной из солнечной энергии теплоты.

Если взять для расчетов требуемую удельную теплоту 150 Вт/м², необходимо разместить солнечный коллектор площадью 66 м², что составит 6,6 м на 10 м на крыше. Такой коллектор вполне может быть размещен на крыше деревенского домика. Использование современных материалов для теплоизоляции помещений позволит уменьшить потери и уменьшить площадь солнечного коллектора.

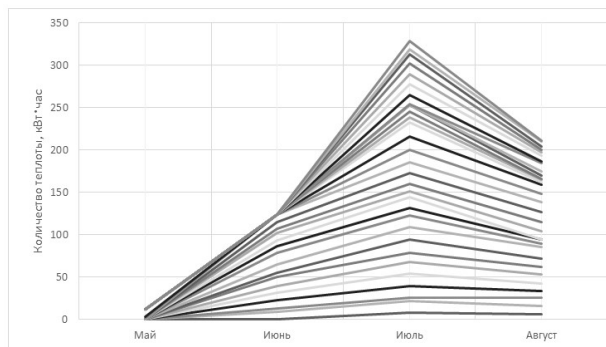


Рис. 5. Количество теплоты с накоплением за месяц, полученное с одного м² солнечного коллектора в 2018 г., нижняя линия — 1-е число месяца, верхняя линия — 30-е или 31-е число месяца

Fig. 5. The amount of heat with accumulation per month received from one m² of a solar collector in 2018, the lower line is the 1st day of the month, the upper line is the 30th or 31st day of the month

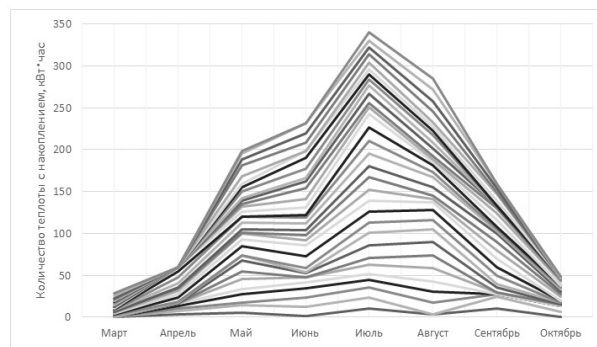


Рис. 7. Количество теплоты с накоплением за месяц, полученное с одного м² солнечного коллектора в 2020 г., нижняя линия — 1-е число месяца, верхняя линия — 30-е или 31-е число месяца

Fig. 7. The amount of heat with accumulation per month received from one m² of a solar collector in 2020, the lower line is the 1st day of the month, the upper line is the 30th or 31st day of the month

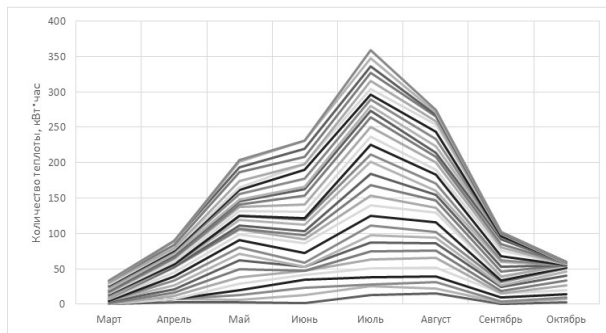


Рис. 6. Количество теплоты с накоплением за месяц, полученное с одного м² солнечного коллектора в 2019 г., нижняя линия — 1-е число месяца, верхняя линия — 30-е или 31-е число месяца

Fig. 6. The amount of heat with accumulation per month received from one m² of a solar collector in 2019, the lower line is the 1st day of the month, the upper line is the 30th or 31st day of the month

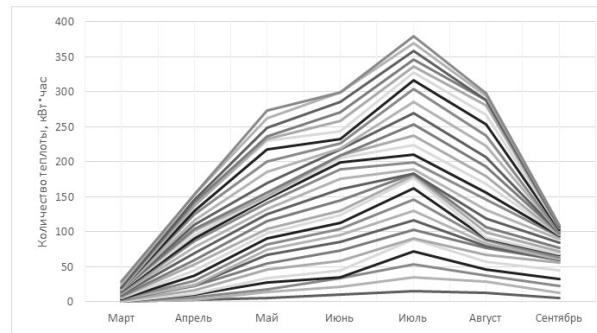


Рис. 8. Количество теплоты с накоплением за месяц, полученное с одного м² солнечного коллектора в 2021 г., нижняя линия — 1-е число месяца, верхняя линия — 30-е или 31-е число месяца

Fig. 8. The amount of heat with accumulation per month received from one m² of a solar collector in 2021, the lower line is the 1st day of the month, the upper line is the 30th or 31st day of the month

В холодных регионах, где весной и осенью температура ниже минус 20 °С опускается часто, необходимо комбинировать радиационную и традиционные системы обогрева, такие как печь или газовый котел. Такая комбинированная система отопления в холодном климате необходима в зимнее время, так как только радиационная система обогрева в короткие зимние дни при облачной погоде не способна обогреть даже небольшое строение.

Следует отметить, при анализе результатов для наглядности рассматривалось автономное использование радиационной системы нагрева, при котором другие источники обогрева не задействуются. В соответствии с таким подходом принималось, что автономная радиационная система нагрева начала функционировать при температуре теплоносителя на выходе из солнечного коллектора более 19 °С. Комбинированная радиационная плюс традиционная система в данной работе не исследовалась. В дальнейшем будет проведен количественный и качественный анализы экономии традиционных энергоносителей при работе радиационной системы.

Выводы и заключение

Расчетно-экспериментальный анализ позволил выявить следующее:

- для разработки радиационных систем жизнеобеспечения значительную помощь могут оказать расчетно-экспериментальные базы данных, которые сопоставляются с базами архивов погоды;

- расчетно-экспериментальные данные удельного количества теплоты позволяют определить облик и геометрические размеры радиационной системы нагрева;

- весной и осенью радиационная система способна генерировать от 2 до 5 кВт · час/м² в сутки, то есть от 80 до 210 Вт на квадратный метр поверхности солнечного коллектора;

- обогрев помещений при температуре атмосферного воздуха минус 20 °С требует от солнечного коллектора теплопроизводительность в количестве 100 Вт² на квадратный метр его площади; для обогрева коттеджа площадью 100 м² необходимо

10000 Вт тепловой производительности; для варианта 150 Вт/м² нужен солнечный коллектор площадью 66 м², который может быть размещен на крыше размером 6,6 м на 10 м;

— в холодных регионах, где весной и осенью температура ниже минус 20 °С опускается часто, необходимо комбинировать радиационную и традиционную систему обогрева, такие как печь или газовый котел;

— на исследуемой территории можно установить экспериментальный стенд для сбора погодных данных, эти данные анализируются совместно с архивными базами погоды;

— для использования баз погодных данных для соседних локаций применение теории подобия может упростить проектирование радиационных систем жизнеобеспечения.

Список источников

1. Bhowmika H., Amin R. Efficiency improvement to flat plate solar collector using reflector // *Energy Reports*. 2017. Vol. 3. P. 119–123. DOI: 10.1016/j.egypro.2017.08.002.
2. Chen Z., Furbo S., Perers B. [et al.]. Efficiencies of Flat Plate Solar Collectors at Different Flow Rates // *Energy Procedia*. 2012. Vol. 30. P. 65–72. DOI: 10.1016/j.egypro.2012.11.009.
3. Qingyuan Z., Yu L. Potentials of Passive Cooling for Passive Design of Residential Buildings in China // *Energy Procedia*. 2014. Vol. 57. P. 1726–1732. DOI: 10.1016/j.egypro.2014.10.161.
4. Goforth M. A., Gilchrist G. W., Sirianni J. D. Cloud effects on thermal down welling sky radiance // *Proc. SPIE 4710, Thermosense XXIV*, March 15, 2002. Orlando. 2002. Vol. 4710. P. 203–213. DOI: 10.1117/12.459570.
5. Chen Z., Zhu L., Raman A., Fan S. Radiative cooling to deep sub-freezing temperatures through a 24-h day–night cycle // *Nature Communications*. 2016. Vol. 7. 13 p. DOI: 10.1038/ncomms13729.
6. Tsoy A. P., Granovskiy A. S., Baranenko A. V., Tsoy D. A. Effectiveness of a night radiative cooling system in different geographical latitudes // *AIP Conf. Proc.* 2017. Vol. 1876, Issue 1. 020060. DOI: 10.1063/1.4998880.
7. Enderlin A. R. Radiative Cooling to the Night Sky // *Chemical Engineering Undergraduate Honors*. 2015. Vol. 5. 30 p.
8. Hashim W. M., Shomran A. T., Jurmut H. A. [et al.]. Case study on solar water heating for flat plate collector // *Case Studies in Thermal Engineering*. 2018. Vol. 12. P. 666–671. DOI: 10.1016/j.csite.2018.09.002.

9. Karagusov V. I., Kolpakov I. S. Influence of Clouds and Air Temperature on the Performance of the Radiation Heating System // *AIP Conf. Proc.* 2019. Vol. 2141, Issue 1. 030041. DOI: 10.1063/1.5122091.

10. Карагусов В. И. Экспериментально-расчетные исследования радиационных панелей системы жизнеобеспечения // *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*. 2021. Т. 5, № 1. С. 28–33. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-1-28-33.

11. Karagusov V. I. Functioning of the Radiation Life — Support System in the Spring Period // *AIP Conference Proceedings*. 2020. Vol. 2285. 030044. DOI: 10.1063/5.0029930.

ГЛАДЕНКО Алексей Анатольевич, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Нефтегазовое дело, стандартизация и метрология» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск.

SPIN-код: 5725-1730

AuthorID (РИНЦ): 108388

ORCID: 0000-0002-2484-8685

ЗИНОВЬЕВА Анастасия Владимировна, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 6823-1344

КАРАГУСОВ Владимир Иванович, доктор технических наук, старший научный сотрудник (Россия), профессор кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 7624-3122

AuthorID (РИНЦ): 176942

ORCID: 0000-0002-7268-649X

Адрес для переписки: karvi@mail.ru

Для цитирования

Гладенко А. А., Зиновьева А. В., Карагусов В. И. Исследование тепловой производительности гидросистемы на солнечном коллекторе // *Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение*. 2023. Т. 7, № 2. С. 9–14. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-2-9-14.

Статья поступила в редакцию 12.04.2023 г.

© А. А. Гладенко, А. В. Зиновьева, В. И. Карагусов



STUDY OF THERMAL PERFORMANCE OF A SOLAR COLLECTOR-BASED HYDRAULIC SYSTEM

A. A. Gladenko, A. V. Zinovyeva, V. I. Karagusov

Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

Radiation life support systems, such as solar collectors, are highly efficient, have an almost unlimited resource, and do not use complex technologies. Technologies of heating, heating and hot water supply are implemented quite simply. Such systems use the energy of solar radiation, which is carbon-free, environmentally friendly and renewable. This energy is converted into thermal radiation by solar collectors and transferred to heated rooms using hydraulic or pneumatic systems. For low-rise detached buildings such as cottages and rural houses, hydraulic systems are more promising due to the greater heat capacity of water or non-freezing liquids compared to air.

This paper discusses experimental and computational studies of the radiation life support system carried out in 2018–2021. It is possible to determine the thermal performance and geometric dimensions of solar collectors with the accuracy necessary for practice by calculations based on experimental data. It is possible to obtain missing experimental data using interpolation, extrapolation and similarity theory.

Keywords: solar collector, solar radiation, thermal performance, hydro system, renewable energy sources.

References

1. Bhowmika H., Amin R. Efficiency improvement to flat plate solar collector using reflector // Energy Reports. 2017. Vol. 3. P. 119–123. DOI: 10.1016/j.egypr.2017.08.002. (In Engl.).
2. Chen Z., Furbo S., Perers B. [et al.]. Efficiencies of Flat Plate Solar Collectors at Different Flow Rates // Energy Procedia. 2012. Vol. 30. P. 65–72. DOI: 10.1016/j.egypro.2012.11.009. (In Engl.).
3. Qingyuan Z., Yu L. Potentials of Passive Cooling for Passive Design of Residential Buildings in China // Energy Procedia. 2014. Vol. 57. P. 1726–1732. DOI: 10.1016/j.egypro.2014.10.161. (In Engl.).
4. Goforth M. A., Gilchrist G. W., Sirianni J. D. Cloud effects on thermal down welling sky radiance // Proc. SPIE 4710, Thermosense XXIV, March 15, 2002. Orlando. 2002. Vol. 4710. P. 203–213. DOI: 10.1117/12.459570. (In Engl.).
5. Chen Z., Zhu L., Raman A. [et al.]. Radiative cooling to deep sub-freezing temperatures through a 24-h day-night cycle // Nature Communications. 2016. Vol. 7. 13 p. DOI: 10.1038/ncomms13729. (In Engl.).
6. Tsoy A. P., Granovskiy A. S., Baranenko A. V., Tsoy D. A. Effectiveness of a night radiative cooling system in different geographical latitudes // AIP Conf. Proc. 2017. Vol. 1876, Issue 1. 020060. DOI: 10.1063/1.4998880. (In Engl.).
7. Enderlin A. R. Radiative Cooling to the Night Sky // Chemical Engineering Undergraduate Honors. 2015. Vol. 5. 30 p. (In Engl.).
8. Hashim W. M., Shomran A. T., Jurmut H. A. [et al.]. Case study on solar water heating for flat plate collector // Case Studies in Thermal Engineering. 2018. Vol. 12. P. 666–671. DOI: 10.1016/j.csite.2018.09.002. (In Engl.).
9. Karagusov V. I., Kolpakov I. S. Influence of Clouds and Air Temperature on the Performance of the Radiation Heating System // AIP Conf. Proc. 2019. Vol. 2141, Issue 1. 030041. DOI: 10.1063/1.5122091. (In Engl.).
10. Karagusov V. I. Eksperimental'no-raschetnyye issledovaniya radiatsionnykh paneley sistemy zhizneobespecheniya [Experimental and computational studies of radiation panels of life support system] // Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatzionno-

raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2021. Vol. 5, no. 1. P. 28–33. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-1-28-33. (In Russ.).

11. Karagusov V. I. Functioning of the Radiation Life — Support System in the Spring Period // AIP Conference Proceedings. 2020. Vol. 2285. 030044. DOI: 10.1063/5.0029930. (In Engl.).

GLADENKO Aleksey Anatolyevich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Oil and Gas Business, Standardization and Metrology Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk.

SPIN-code: 5725-1730

AuthorID (RSCI): 108388

ORCID: 0000-0002-2484-8685

ZINOVYEVA Anastasia Vladimirovna, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 6823-1344

KARAGUSOV Vladimir Ivanovich, Doctor of Technical Sciences, Senior Researcher, Professor of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 7624-3122

AuthorID (RSCI): 176942

ORCID: 0000-0002-7268-649X

Correspondence address: karvi@mail.ru

For citations

Gladenko A. A., Zinovyeva A. V., Karagusov V. I. Study of thermal performance of a solar collector-based hydraulic system // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2023. Vol. 7, no. 2. P. 9–14. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-2-9-14.

Received April 12, 2023.

© A. A. Gladenko, A. V. Zinovyeva, V. I. Karagusov

К ВОПРОСУ ОБ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ПЕТЛЕВИДНЫХ ГРЕБНЫХ ВИНТОВ

А. В. Месропян, Ю. А. Шабельник

Уфимский университет науки и технологий,
Россия, 450008, г. Уфа, ул. К. Маркса, 12

Целью работы является поиск путей повышения характеристик водоходных движителей. Учитывая, что наиболее широко применяемым классом движителей являются гребные винты, рассматривается одна из возможных перспективных схем петлевидного гребного винта, позволяющая значительно улучшить гидродинамические, акустические, вибрационные и кавитационные характеристики винта. В работе используется численное моделирование, на основе которого рассчитаны кривые действия гребных винтов для выявления влияния геометрических параметров петлевидного гребного винта на его рабочий процесс. Проведено сравнение различных вариантов петлевидных гребных винтов и выявлено наиболее перспективное сочетание геометрических параметров. Задачи повышения эффективности гребных винтов решаются параметрической оптимизацией геометрии нетрадиционных схемных решений гребных винтов.

Ключевые слова: гребные винты, петлевидные винты, численное моделирование, кривые действия, перспективное судостроение.

Введение

Интенсивное развитие техники и новых технологий позволяет создавать современные суда, отвечающие возрастающим многоплановым требованиям экологичности и экономичности судов — одним из ключевых этапов развития судостроения является электрификация, способствующая устранению ряда проблем, связанных с использованием традиционных двигателей внутреннего сгорания. Конкурентоспособность судна на электродвижении обеспечивается комплексом технических параметров и характеристик, моделированием и исследованием работы пропульсивного комплекса судна, включающего собственно сам корпус, энергетические установки, движители, поскольку именно от согласования режимов их работы зависит гидродинамическое совершенство судна и его энергоэффективность. Эффективность применяемых движителей определяется типом и количеством движителей, обеспечением режима их работы в области высоких значений КПД, согласованностью режима работы движителя и мощности энергетической установки, т. е. обеспечением потребной мощности привода движителей от энергоустановки на разных режимах работы. Несогласованность режимов работы движителей и энергоустановки негативно сказывается на энергоэффективности судна в целом, кроме того, она может приводить к перегрузке и, как следствие, к перегреву и выходу из строя энергетической установки, либо — к неэффективной работе самого движителя, что может сопровождаться возникновением кавитационных явлений, приводящих к практически двукратному снижению тяги и к эрозии конструкционных материалов движителей. Поставленные задачи повышения эффективности рабочих процессов, совершенствования конструктивно-компоновочных и схемных решений пропульсивного комплекса определяют актуальность исследований и разработок в данной сфере.

Вместе с тем гребные винты (ГВ) — наиболее распространенный движитель судов. Интенсивное развитие технологий автоматизированного проектирования и производства гребных винтов в последние десятилетия способствовало доведению практики до совершенства формы профиля сечений и других геометрических параметров лопасти винта; дальнейшее улучшение конструкции традиционных гребных винтов уже не дает существенного повышения гидродинамических характеристик.

Можно утверждать, что профильные потери современных винтов сведены к минимальным значениям и дальнейшее повышение эффективности гребных винтов возможно в основном за счет уменьшения вихревых потоков, возникающих при его работе.

Анализ схемных решений [1] показывает: движители нетрадиционных схем при определенных условиях работы и надлежащем качестве расчета геометрических параметров не только не уступают, но и превосходят по своей эффективности традиционные, классические схемные решения гребных винтов.

Анализ научно-технической литературы показывает, что одним из перспективных решений является петлевидная форма лопастей ГВ (рис. 1), обладающая рядом преимуществ [1]. Петлевидная форма лопасти позволяет обеспечить, при определенных параметрах винта, снижение гидродинамических потерь, исключить концевые вихри, а две нагнетающие и две засасывающие поверхности лопасти способствуют увеличению создаваемого упора. Сочетание геометрических характеристик петлевидного винта приводит к улучшению качества рабочего процесса и эффективности гребного винта в целом.

Основываясь на результатах анализа научно-технической литературы [5–8] и патентных источников по петлевидным ГВ, было проведено исследование эффективности рабочего процесса петлевидного гребного винта.



Рис. 1. Петлевидные гребные винты:

а — гребной винт Shaprow [2, 3];

б — бионический гребной винт [4]

Fig. 1. Loop propellers:

а — Shaprow propeller [2, 3]; б — Bionic propeller [4]

Постановка задачи

Лопасть петлевидного гребного винта представляет собой профиль, изогнутый в пространстве для образования петли. На эффективность гребного винта оказывает влияние большое количество факторов. В качестве ключевых можно выделить форму профиля лопасти и шаговое отношение [9, 10]. Рассмотрены следующие варианты геометрии при проводимом исследовании:

— шаговое отношение H/D изменяется в диапазоне значений 1...1,8;

— сегментный профиль, представляющий собой выпуклый профиль, максимальная толщина профиля располагается посередине хорды;

— аэродинамический профиль, максимальная толщина смещена к входной кромке лопасти;

— двусторонний сегментный профиль является симметричным двояковыпуклым профилем, максимальная толщина (e_m) которого расположена в середине хорды профиля (рис. 2г).

В качестве исходных данных прототипом для формирования размерного ряда петлевидных гребных винтов выбран типоразмер для двигателя мощностью 30 л. с., принято: диаметр винта $D = 240$ мм, относительный диаметр ступицы $d_0/D = 0,266$. Общий вид петлевидного гребного винта представлен на рис. 2.

Методы исследования. Анализ и сравнение характеристик представленных вариантов гребных винтов проводится с использованием кривых действия гребного винта, в виде зависимостей коэффициента упора (K_T) и коэффициента момента (K_Q) как функции относительной поступи гребного винта (λ_p), показывающих изменение эффективного упо-

ра и возникающего момента при изменении скорости (относительной поступи). Коэффициенты упора K_T и момента K_Q вычисляются по зависимостям [10]:

$$K_T = \frac{P}{\rho n^2 D^4}; K_Q = \frac{M}{\rho n^2 D^5},$$

где ρ — плотность воды; P — упор гребного винта; M — крутящий момент гребного винта.

Расчет значений коэффициентов K_T , K_Q позволяет определить КПД гребного винта, основной показатель его эффективности:

$$\eta_p = \frac{K_T \lambda_p}{K_Q 2\pi}.$$

Интегральные характеристики петлевидных гребных винтов получены на основе разработанных моделей и серии расчетов, проведенных в Ansys CFX [11, 12], зависимости кривых действия гребного винта и КПД как функций относительной поступи вычислены путем варьирования скорости набегающего потока. Работа гребного винта рассматривается в равномерном потоке, в квазистационарной постановке, при следующих условиях:

— используются стандартные атмосферные условия ($p = 101325$ Па, $T = 288,15$ К);

— плотность воды $0,999$ кг/м³;

— модель турбулентности $k-\epsilon$;

— скорость набегающего потока воды варьируется;

— скорость вращения гребного винта постоянна;

— моделирование границы взаимодействия гребного винта с водой задается интерфейсом Frozen Rotor;

— рабочим телом выступает двухфазный объем воды и водяного пара с изначальной объемной долей воды 100 % [12, 13];

— расчетная область цилиндрическая, в соответствии с рекомендациями [8, 9, 14] ее размеры, в зависимости от диаметра гребного винта, составляют $5D$ в высоту и $10D$ в длину.

Сеточная модель реализуется с использованием модуля Ansys Meshing, с измельчением сетки вдоль лопастей и втулки винта, а также формированием призматических слоев вдоль твердых стенок (рис. 3).

Сеточная модель на этапе формирования оценивается по основным критериям совершенства элементов сетки (Orthogonal Quality, Skewness, Aspect Ratio) и при анализе результатов моделирования

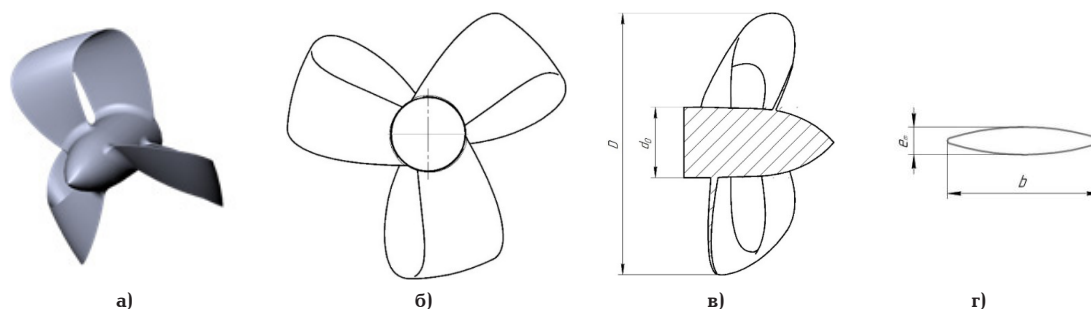


Рис. 2. Общий вид петлевидного гребного винта:

а) — изометрия; б) — вид спереди; в) — продольный разрез;

г) — профиль лопасти (двусторонний сегментный)

Fig. 2. General view of the loop-shaped propeller:

а) — isometry; б) — front view; в) — side section; г) — blade profile (double-sided segmented)

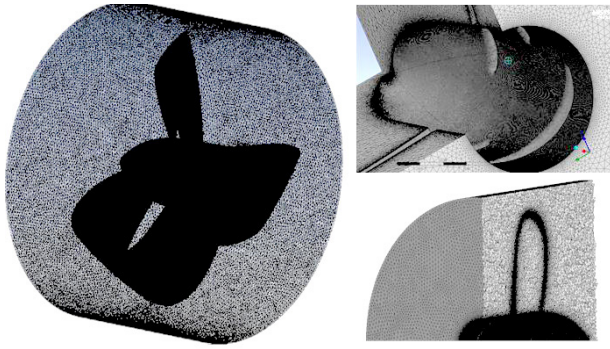


Рис. 3. Сеточная модель области вокруг гребного винта
Fig. 3. Grid model of the area around the propeller

по распределению пристеночного параметра Y_{plus} (y^+), описывающего в том числе используемую модель турбулентности.

Численное моделирование на основе конечно-элементного анализа в ANSYS CFX основано на использовании стандартных уравнений газовой динамики, описывающих механизмы переноса тепла, массы и количества движения, известных как уравнения Навье — Стокса, и численных методов решения дифференциальных уравнений, замыкаемых моделью турбулентности. k - ϵ модель турбулентности применяется для выполнения расчетов широкого круга задач; для описания турбулентных величин в ней используются системы двух нелинейных диффузионных уравнений — для массовой плотности

турбулентной энергии k и скорости ее диссипации ϵ [15]. В работах [16–19] выполнены исследования применения данной модели турбулентности. Для турбулентных течений при различных режимах течения описывают возможности ее адаптации для описания развитых турбулентных течений, возникающих вблизи контактных границ в результате развития гидродинамической неустойчивости.

Для анализа и сопоставления характеристик рабочего процесса используются следующие режимы работы ГВ:

— швартовый режим ($\lambda_p = 0$, $\eta_p = 0$ значение упора винта и его момента имеют максимальные значения);

— основной режим ($\lambda_p > 0$, КПД ГВ η_p находится в области максимальных значений);

— режим нулевого упора ($K_T = 0$, $\eta_p = 0$).

Полученные таким образом кривые действия $K_T = f(\lambda_p)$, $K_Q = f(\lambda_p)$, $\eta_p = f(\lambda_p)$ для серии петлевидных ГВ разной геометрии позволяют выявить влияние геометрических параметров на рабочий процесс ГВ, определить сочетание геометрических параметров, позволяющих обеспечить достижение высокой энергоэффективности.

Обсуждение результатов

Результаты моделирования представлены на рис. 4 и 5 в виде зависимостей влияния шагового отношения на гидродинамические характеристики для каждого из рассматриваемых типов профиля гребного винта. На рис. 4 приведены кривые действия и КПД гребного винта с сегментным профи-

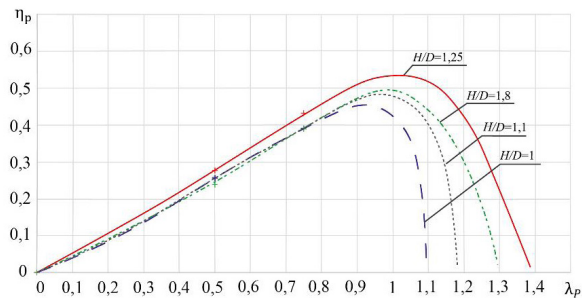
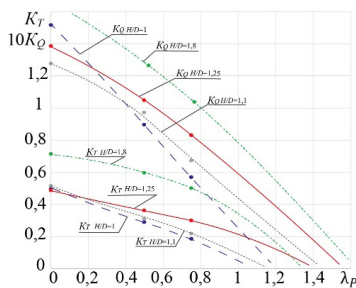


Рис. 4. Кривые действия и КПД гребных винтов с сегментным профилем:
— $H/D = 1$; — $H/D = 1,1$; — — — $H/D = 1,25$; — $H/D = 1,8$
Fig. 4. Action curves and propeller efficiency with segment profile:
— $H/D = 1$; — $H/D = 1,1$; — — — $H/D = 1,25$; — $H/D = 1,8$

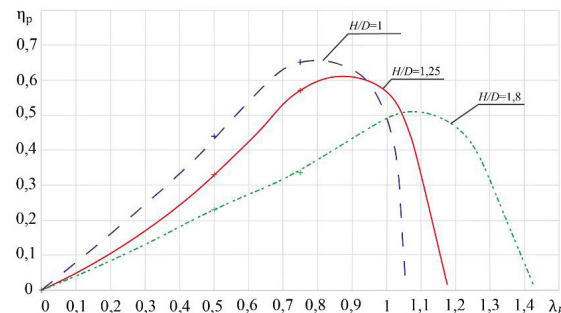
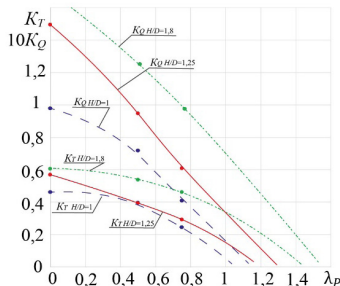


Рис. 5. Кривые действия и КПД гребных винтов с двусторонним сегментным профилем:
— $H/D = 1$; — $H/D = 1,1$; — — — $H/D = 1,25$; — $H/D = 1,8$
Fig. 5. Action curves and propeller efficiency with double-sided segment profile:
— $H/D = 1$; — $H/D = 1,1$; — — — $H/D = 1,25$; — $H/D = 1,8$



лем при различном шаговом отношении (H/D). Винт с большим шаговым отношением ($H/D=1,8$) имеет высокие тяговые характеристики, но КПД при этом ниже варианта с шагом $H/D=1,25$.

Моделирование рабочего процесса ГВ выполняется в характерных точках, что позволяет выявить характер зависимостей и рассчитать максимально возможный КПД. Таким образом, при $H/D=1,25$ $\eta_{\max}=54\%$ при $\lambda_p=1,02$, в то время как при $H/D=1$ $\eta_{\max}=47\%$ при $\lambda_p=0,97$. При различных режимах работы ГВ разброс КПД варьируется в широких пределах, так при низких скоростях $\lambda_p=0,5$, разница в КПД для разных шаговых отношений составляет 3 %, а при $\lambda_p=1$ разница в КПД достигает 12 %, что обусловлено падением тяговых характеристик для винтов с меньшим шаговым отношением.

Установлено, что петлевидный гребной винт с сегментным профилем, переменной шириной хорды (относительное максимальное значение (h/R) которой составляет 0,33), с шаговым отношением $H/D=1,25$ при рассмотренных условиях имеет наиболее высокий КПД по сравнению с аналогичными петлевидными винтами с другими значениями шага винта.

Расчетные зависимости кривых действия и КПД гребного винта с двусторонним сегментным профилем при различном шаговом отношении H/D приведены на рис. 5. Аналогично винтам с сегментным профилем винт с большим шаговым отношением ($H/D=1,8$) имеет высокие тяговые характеристики, но более низкие значения КПД. Максимальный КПД гребного винта с шаговым отношением $H/D=1$ составляет 65 % при $\lambda_p=0,75$, что выше других рассмотренных вариантов с двусторонним сегментным профилем на 5–15 %.

Сопоставляя полученные характеристики гребных винтов с разным профилем при одинаковых шаговых отношениях, выявлено, что КПД винтов с двусторонним сегментным профилем во всех случаях выше (на 2–9 %), кроме того, симметричный профиль является предпочтительным с точки зрения кавитации.

Исследование влияния ширины хорды профиля на характеристики петлевидного винта в целом показало, что более узкая передняя часть лопасти негативно сказывается на характере обтекания профилей лопасти, как и постоянная хорда по длине лопасти, что связано с особенностями распределения полей давления. Проведенный анализ позволил установить, что благоприятное течение потока обеспечивается геометрией лопасти с переменной по длине лопасти хордой, максимальная ширина хорды достигается на высоте наружного диаметра.

Результаты моделирования рабочего процесса петлевидного гребного винта с четырьмя лопастями показали, что увеличение количества лопастей повышает создаваемый упор, но не приводит к повышению КПД во всем диапазоне режимов работы.

Расчет петлевидных гребных винтов с аэродинамическим профилем лопасти выявил сходство с другими вариантами винтов протекания рабочего процесса, однако использование аэродинамического профиля не позволило достичь наиболее высоких значений КПД.

Вывод

Проведенные исследования и серия расчетов, выполненная для различных вариантов характер-

ных геометрических параметров петлевидного ГВ, показывают, что параметрическая оптимизация геометрии ГВ позволяет обеспечить повышение КПД до уровня $\eta_{\max}=0,65$, превосходящего классические, традиционные схемные решения ГВ, у которых КПД $\eta \leq 0,45$, с одновременным увеличением тяговых характеристик винта. Следует также отметить, что обеспечение указанных характеристик петлевидного гребного винта неразрывно связано с обеспечением согласованного режима работы всего пропульсивного комплекса судна. Данные задачи определяют необходимость выполнения дополнительных расчетов и исследований кавитационных явлений и акустического шума, возникающих при работе гребных винтов. Решение описанных задач обеспечит применение более совершенных и энергоэффективных схемных решений водоходных двигателей в перспективных судах.

Список источников

1. Месропян А. В., Шабельник Ю. А. О способах повышения эффективности водоходных двигателей. Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. 2021. Vol. 48 (3). P. 39–51. DOI: 10.21822/2073-6185-2021-48-3-39-51.
2. Sharrow G. C., Cherry H. Propeller. US patent 009926058B2; filed May 27th, 2017; published September 21st, 2017.
3. Sharrow Engineering Propeller. URL: <https://boattest.com/Sharrow-Engineering-Propeller/> (дата обращения: 20.02.2023).
4. Schärfer Florian. Bionic propeller: nature inspiring innovation. URL: <https://bigrep.com/posts/bionic-propeller-nature-inspiring-innovation/> (дата обращения: 20.02.2023).
5. Тогунац А. Р., Вишневецкий Л. И. Гидродинамические аспекты работы соосных гребных винтов противоположного вращения с электрической передачей мощности // Морской вестник. 2018. № 3 (67). С. 83–86.
6. Kang J. G., Kim M. C., Kim H. U. [et al.]. Study on Propulsion Performance by Varying Rake Distribution at the Propeller Tip // Journal of Marine Science and Engineering. 2019. Vol. 7 (11). 386. 12 p. DOI: 10.3390/jmse7110386.
7. Oloan A., Baidowi A. Open Water and Performance Analysis of Marine Propeller with PBCF Based CFD Method // IOP Conference Series Earth and Environmental Science. 2022. Vol. 972 (1). 012050. DOI: 10.1088/1755-1315/972/1/012050.
8. Shouman M., Helal M. Influence of Marine Propeller Geometry on Turbulence Model Selection for CFD Simulations // Marine Technology Society Journal. 2021. Vol. 55 (2). P. 150–164. DOI: 10.4031/MTSJ.55.2.14.
9. Stan L. C., Calimanescu I., Popa V. New Innovative Backflow Marine Propeller Optimization Study by CFD // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2018. Vol. 400, Issue 8. P. 2–10. DOI: 10.1088/1757-899X/400/8/082018.
10. Carlton J. S. Marine Propellers and Propulsion. 2010. 4 ed. 585 p.
11. ANSYS CFX Reference Guide. Release 2020 R2. ANSYS, Inc. July 2020.
12. ANSYS FLUENT 14.0 Theory Guide. Release 2020 R2. ANSYS, Inc. July 2020.
13. Trejo I., Terceno M., Valle J. [et al.]. Analysis of a ship propeller using CFD codes // International Conference on computational methods in marine engineering. 2007. 8 p.
14. Корнелюк О. Н. Способы задания граничных условий и геометрии гребного винта в Flow Vision // Наука та прогресс транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту. 2018. № 5 (77). С. 74–80.
15. Авраменко М. И. О к-ε модели турбулентности. Снежинск: Изд-во РФЯЦ – ВНИИТФ, 2-е изд., перераб. и дополн. 2010. 102 с.

16. Старченко А. В., Нутерман Р. Б., Данилкин Е. А. Численное моделирование турбулентных течений и переноса примеси в уличных каньонах: моногр. Томск: Изд-во Томского ун-та, 2015. 252 с. DOI: 10/17223/9785751123963.

17. Панов Д. О., Смирнов Е. М., Таранов А. Е. [и др.]. Моделирование ламинарно-турбулентного перехода в задаче численного определения кривых действия гребного винта // Труды Крыловского государственного научного центра. 2013. Вып. 78 (362). С. 29–42.

18. Shih T.-H., Liou W. W., Shabbir A. [et al.]. A new $k-\epsilon$ eddy-viscosity model for high Reynolds number turbulent flows — Model development and validation // Computers fluids. 1995. No. 24 (3). P. 227–238.

19. Коркодинов Я. А. Обзор семейства $k-\epsilon$ моделей для моделирования турбулентности // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Машиностроение, материаловедение. 2013. Т. 15, № 2. С. 5–16.

МЕСРОПЯН Арсен Владимирович, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Механика и цифровое проектирова-

ние» Уфимского университета науки и технологий (УУНиТ), г. Уфа.

SPIN-код: 7250-9161

AuthorID (РИНЦ): 17417

AuthorID (SCOPUS) 26638367100

Адрес для переписки: avm_74@mail.ru

ШАБЕЛЬНИК Юлия Андреевна, старший преподаватель кафедры «Механика и цифровое проектирование», факультета авиационных двигателей и энергетических установок УУНиТ, г. Уфа.

SPIN-код: 3995-9042

AuthorID (РИНЦ): 525619

Адрес для переписки: cammy@list.ru

Для цитирования

Месропян А. В., Шабельник Ю. А. К вопросу об эффективности рабочего процесса петлевидных гребных винтов // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 2. С. 15–21. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-2-15-21.

Статья поступила в редакцию 14.04.2023 г.

© А. В. Месропян, Ю. А. Шабельник



THE QUESTION OF THE EFFICIENCY OF THE WORKFLOW OF LOOP PROPELLERS

A. V. Mesropyan, Yu. A. Shabelnik

Ufa University of Science and Technology,
Russia, Ufa, K. Marks st., 12, 450008

The purpose of the work is to find ways to improve the characteristics of water propellers. Taking into account that propellers are the most widely used, considered one of the possible promising schemes - a loop-shaped propeller, which makes it possible to significantly improve the hydrodynamic, acoustic, vibration and cavitation characteristics of the propeller. The work uses numerical simulation, on the basis of which the propeller action curves are calculated to identify the influence of geometric parameters of the loop propeller on its working process. A comparison of various variants of loop propellers is carried out, identified the most perspective combination of geometric parameters. The requirements for the propulsors of perspective ships set the task of increasing the efficiency of propellers, which are solved by parametric optimization of the geometry of non-traditional schematic solutions of propellers.

Keywords: propellers, loop propellers, numerical simulation, propeller action curves, perspective ships.

References

1. Mesropyan A. V., Shabelnik Yu. A. O sposobakh povysheniya effektivnosti vodokhodnykh dvizhiteley [On ways to improve the efficiency of water propellers] // Vestnik Dagestanskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Tekhnicheskiye nauki. *Herald of Daghestan State Technical University. Technical Sciences*. 2021. Vol. 48 (3). P. 39–51. DOI: 10.21822/2073-6185-2021-48-3-39-51. (In Russ.)
2. Sharrow G. C., Cherry H. Propeller. US patent 009926058B2; filed May 27th, 2017; published September 21st, 2017. (In Engl.).
3. Sharrow Engineering Propeller. URL: <https://boattest.com/Sharrow-Engineering-Propeller/> (accessed: 20.02.2023). (In Engl.).
4. Schäfer Florian. Bionic propeller: nature inspiring innovation. URL: <https://bigrep.com/posts/bionic-propeller-nature-inspiring-innovation/> (accessed: 20.02.2023). (In Engl.).
5. Togunyats A. R., Vishnevskiy L. I. Gidrodinamicheskiye aspekty raboty soosnykh grebnykh vintov protivopolozhnogo predstavleniya s obnaruzheniyem peredachi moshchnosti [Hydrodynamic aspects of the operation of coaxial propellers of the opposite representation with the detection of power transfer] // Morskoy vestnik. *Sea Herald*. 2018. No. 3 (67). P. 83–86. (In Russ.).
6. Kang J. G., Kim M. C., Kim H. U. [et al.]. Study on Propulsion Performance by Varying Rake Distribution at the Propeller Tip // *Journal of Marine Science and Engineering*. 2019. Vol. 7 (11). 386. 12 p. DOI: 10.3390/jmse7110386. (In Engl.).
7. Oloan A., Baidowi A. Open Water and Performance Analysis of Marine Propeller with PBCF Based CFD Method // *IOP Conference Series Earth and Environmental Science*. 2022. Vol. 972 (1). 012050. DOI: 10.1088/1755-1315/972/1/012050. (In Engl.).
8. Shouman M., Helal M. Influence of Marine Propeller Geometry on Turbulence Model Selection for CFD Simulations // *Marine Technology Society Journal*. 2021. Vol. 55 (2). P. 150–164. DOI: 10.4031/MTSJ.55.2.14. (In Engl.).
9. Stan L. C., Calimanesu I., Popa V. New Innovative Backflow Marine Propeller Optimization Study by CFD // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2018. Vol. 400, Issue 8. P. 2–10. DOI: 10.1088/1757-899X/400/8/082018. (In Engl.).
10. Carlton J. S. *Marine Propellers and Propulsion*. 2010. 4th ed. 585 p. (In Engl.).
11. ANSYS CFX Reference Guide. Release 2020 R2. ANSYS, Inc. July 2020. (In Engl.).
12. ANSYS FLUENT 14.0 Theory Guide. Release 2020 R2. ANSYS, Inc. July 2020. (In Engl.).
13. Trejo I., Terceno M., Valle J. [et al.]. Analysis of a ship propeller using CFD codes // *International Conference on computational methods in marine engineering*. 2007. 8 p. (In Engl.).
14. Kornelyuk O. N. Sposoby zadaniya granichnykh usloviy i geometrii grebnogo vinta v Flow Vision [Methods for specifying boundary conditions and propeller geometry in Flow Vision. Science and progress in transport] // *Nauka ta progress transportu. Visnik Dnipropetrovs'kogo natsional'nogo universitetu zaliznichnogo transportu. Science and Progress of Transport. Bulletin of Dnipropetrovs'k National University of Railway Transport*. 2018. No. 5 (77). P. 74–80. (In Russ.).
15. Avramenko M. I. O k-ε model' turbulentnosti [On the k-ε model of turbulence]. 2nd ed., revised. and additional. Snezhinsk, 2010. 102 p. (In Russ.).
16. Starchenko A. V., Nuterman R. B., Danilkin E. A. Chislennoye modelirovaniye turbulentnykh techeniy i perenosa primesi v ulichnykh kan'onakh. [Numerical modeling of turbulent flows and admixture transport in street canyons]. Tomsk, 2015. 252 p. DOI: 10/17223/9785751123963. (In Russ.).
17. Panov D. O., Smirnov E. M., Taranov A. E. [et al.]. Modelirovaniye laminarno-turbulentnogo perekhoda v zadache chislennogo opredeleniye krivy deystviya grebnogo vinta. [Simulation of a laminar-turbulent transition in the problem of numerical determination of the propeller action curve] // *Trudy Krylovskogo gosudarstvennogo nauchnogo tsentra. Proceedings of the Krylov State Research Center*. 2013. Issue 78 (362). P. 29–42. (In Russ.).
18. Shih T.-H., Liou W. W., Shabbir A. [et al.]. A new k-ε eddy-viscosity model for high Reynolds number turbulent flows — Model development and validation // *Computers fluids*. 1995. No. 24 (3). P. 227–238. (In Engl.).
19. Korkodinov Ya. A. Obzor semeystva k-ε modeley dlya modelirovaniya turbulentnosti. [Overview of the family of k-ε models for modeling turbulence] // *Vestnik Permskogo natsional'nogo issledovatel'skogo politekhnicheskogo universiteta. Mashinostroyeniye, materialovedeniye. Bulletin of the Perm National Research Polytechnic University. Mechanical Engineering, Materials Science*. 2013. Vol. 15, no. 2. P. 5–16. (In Russ.).

MESROPYAN Arsen Vladimirovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Mechanics and Digital Design Department, Ufa University of Science and Technology, Ufa.

SPIN-code: 7250-9161

AuthorID (RSCI): 17417

AuthorID (SCOPUS) 26638367100

Correspondence address: avm_74@mail.ru

SHABELNIK Julia Andreevna, Senior Lecturer of Mechanics and Digital Design Department, Faculty of Aircraft Engines and Power Plants, Ufa University of Science and Technology, Ufa.

SPIN-code: 3995-9042

AuthorID (RSCI): 525619

Correspondence address: cammy@list.ru

For citations

Mesropyan A. V., Shabelnik Yu. A. The question of the efficiency of the workflow of loop propellers // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2023. Vol. 7, no. 2. P. 15–21. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-2-15-21.

Received April 14, 2023.

© A. V. Mesropyan, Yu. A. Shabelnik



АНАЛИЗ ДОПУСТИМЫХ РАДИАЛЬНЫХ ЗАЗОРОВ В ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОМ УПЛОТНЕНИИ

А. Г. Никифоров¹, Л. А. Муслова²

¹Смоленская государственная сельскохозяйственная академия,
Россия, 214000, г. Смоленск, Большая Советская ул., 10/2

²Санкт-Петербургский университет МВД,
Россия, 198206, г. Санкт-Петербург, ул. Лётчика Пилютова, 1

В данной научно-исследовательской работе рассмотрено влияние радиального зазора на коэффициент герметичности рабочей камеры при разном диаметре цилиндров. Приведена основная расчетная схема с принятыми допущениями. В результате проведенного исследования даны рекомендации по выбору допустимого радиального зазора при проектировании и расчете поршневого компрессора.

Ключевые слова: поршневой компрессор, утечки, радиальный зазор, коэффициент подачи, цилиндропоршневые уплотнения.

Введение

Рабочая камера поршневого компрессора имеет неплотности — зазоры в закрытых клапанах и цилиндропоршневых уплотнениях. Разность давлений в рабочей камере и за указанными элементами приводит к массообмену, что значительно влияет на эффективность рабочего процесса. При этом исследователи стремятся повысить герметичность рабочей камеры. Путями повышения герметичности цилиндропоршневого узла может стать подбор соответствующих материалов и увеличение количества уплотняющих элементов. Однако при этом должен быть соблюден баланс герметичности и затрат на её обеспечение. В клапанах путем повышения герметичности может быть подготовка поверхностей прилегания, то есть обеспечение минимальной шероховатости. В последнее время идут по пути замены запорного металлического на неметаллический, установкой резиновых вставок на седло и т.п. Поэтому актуален вопрос об обеспечении требуемого зазора, который был бы достаточным для получения требуемых интегральных характеристик компрессора.

В поршневых компрессорах многоступенчатого сжатия перетечки рабочей среды осуществляются между соседними рабочими ступенями. В цилиндрах двойного действия существуют перетечки газа между отдельными полостями одной ступени, разделенными уплотнением дискового поршня, также возможны утечки рабочей среды в атмосферу через уплотнения штока.

При использовании тронкового поршня газ перетекает из рабочей камеры в атмосферу. Поршневые и штоковые уплотнения должны быть изготовлены таким образом, чтобы обеспечить достаточную герметичность рабочей камеры, но при этом сохранить малые затраты мощности на преодоление сил трения возвратно-поступательных элементов, а также обеспечить высокую долговечность и надежность работы.

Утечки, как и перетечки, значительно влияют на эффективность рабочего процесса, однако влия-

ют по-разному. Утечки приводят к снижению коэффициента подачи, то есть к уменьшению производительности. Также наличие газа, выталкиваемого через неплотности, приводит к снижению коэффициента полезного действия. Перетечки из полости нагнетания в полость всасывания приводят к повышению температуры сжимаемого газа в последней, что в итоге приводит к ухудшению интегральных характеристик поршневого компрессора.

Допустимые утечки через цилиндропоршневые уплотнения лежат в диапазоне 0,5–3 % от всего объема всасываемого газа [1–5]. В уплотнении штока, по данным исследования [6–10], потери через сальники с чугунными разрезными кольцами при разности давлений 10 МПа не превышают 0,1 % производительности компрессора и ими можно пренебречь.

При исследовании массовых утечек через зазоры самосмазывающегося цилиндропоршневого уплотнения в расчет принимается условная (эквивалентная) площадь, которая включает в себя площадь сечения на контактных поверхностях колец с цилиндром и канавкой. В работе [6] было предложено разделить массовые утечки через цилиндропоршневое уплотнение на три потока: на поверхности контакта кольца и цилиндра, в замке кольца, по поверхности контакта кольца с торцом поршневой канавки (рис. 1).

Суммарный газовый расход газа G_i через i -е уплотнительное кольцо равен:

$$G_i = G_{ci} + G_{ци} + G_{ni}, \quad (1)$$

где G_{ci} — массовый расход газа через зазор в стыке кольца, кг/с; $G_{ци}$, G_{ni} — массовые расходы газа через зазоры между контактирующими поверхностями кольца, цилиндра и канавки поршня соответственно, кг/с.

Течение газа через зазор в кольце уплотнительного кольца можно выразить через формулу:

$$G_{ci} = \Psi f \rho_i v_i, \quad (2)$$

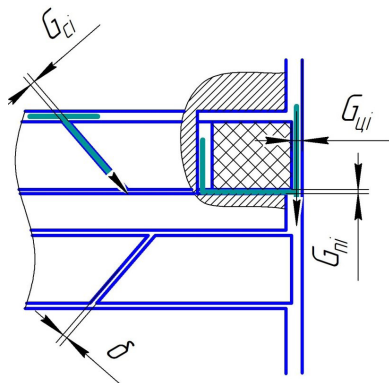


Рис. 1. Схема движения газа в кольцевом уплотнении
Fig. 1. Gas flow diagram in the ring seal

где Ψ — коэффициент расхода газа через щель в стыке; f — площадь проходного сечения в стыке кольца, м²; ρ_i — плотность газа за кольцом, кг/м³; v_i — скорость истечения газа из щели в стыке, м/с.

Для течения газа между контактирующими поверхностями уплотнительного кольца, цилиндра и канавки поршня можно записать следующие выражения, согласно [7]:

$$C_{\chi i} = \frac{\pi D_u \delta_{\chi i}^3}{24 \mu_i h} \cdot \frac{\rho_i^2 - \rho_{i+1}^2}{Rz_i T_i} \quad (3)$$

$$C_{ni} = \frac{\pi \delta_{ni}^3}{12 \mu_i Rz_i T_i} \cdot \frac{\rho_i^2 - \rho_{i+1}^2}{\ln \frac{D_u}{D_u - 2b}} \quad (4)$$

где D_u — диаметр цилиндра, м; $\delta_{\chi i}$, δ_{ni} — средний зазор между контактирующими поверхностями кольца и соответственно цилиндра и канавки поршня, м; μ_i — динамическая вязкость газа, Па·с; h , b — высота и радиальная толщина кольца соответственно, м.

При использовании схемы с цилиндром двойного действия необходимо помнить, что количество перетекающего через уплотнение газа будет на 30 % больше по сравнению с цилиндром простого действия. Это, прежде всего, объясняется перекладкой колец, которая вызывает разгерметизацию уплотнения.

Одним из конструктивных параметров, который влияет на величину утечек, является радиальный зазор между поршневым кольцом и стенкой цилиндра. Зачастую при больших диаметрах цилиндра невозможно достичь минимальной величины радиального зазора. Это объясняется сложностью соблюдения жестких требований к непараллельности и нецилиндричности рабочей поверхности цилиндра при изготовлении. Таким образом, актуальность данной работы обусловлена определением допустимых радиальных зазоров, при которых утечки рабочей среды будут допустимы (коэффициент подачи будет не ниже 0,7).

Объект исследования. Исследуемая величина радиальных зазоров составляет — 5–55 мкм, режим течения газа ламинарный, высота щели — 55 мм (эквивалентно числу уплотнений — 5 шт.), давление всасывания — 0,1 МПа, давление нагнетания — 5 МПа, диаметр цилиндра — 20–80 мм, ход поршня — 100 мм, частота вращения вала — 1000 об/мин, рабочий газ — воздух.

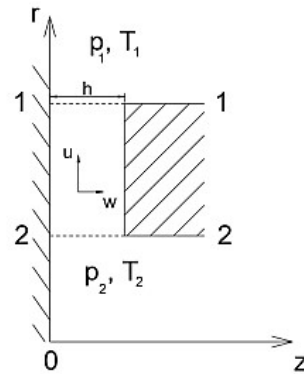


Рис. 2. Схема радиальной щели
Fig. 2. Scheme of the radial slot

Методика исследования

Для определения минимального потока воздуха через зазор воспользуемся теорией равномерного течения в кольцевой щели [11–15]. Составим уравнение движения кольцевого слоя, сделав допущения: щель — радиальная с параллельными стенками, сухая, течение — стационарное ламинарное адиабатное, поперечная составляющая скорости в узкой щели w существенно меньше продольной составляющей u , стенки неподвижны. Схема радиальной щели представлена на рис. 2.

Величина массовых утечек воздуха в зазоре рассчитывается по формуле:

$$Q_{\pi} = \frac{\Delta p b h^3}{12 \mu L} \quad (5)$$

где Δp — перепад давления в зазоре, Па;

$b = \pi D$ — развертка кольцевого зазора, м;

$h = \delta$ — радиальный зазор, м;

μ — средняя динамическая вязкость воздуха, Па·с;

L — суммарная длина щели.

Учитывая, что коэффициент подачи рассчитывается как произведение пяти величин, то при достижении хотя бы одного из коэффициентов ниже 0,7 коэффициент подачи будет ниже 0,7. Соответственно, нет необходимости рассчитывать все составляющие коэффициента подачи. Имеет смысл рассчитать коэффициент герметичности (коэффициент плотности), который оказывает наибольшее влияние на изменение коэффициента подачи.

Коэффициент герметичности определяется по следующей формуле:

$$\lambda_r = 1 - \frac{V_{np}}{n_0 V'_1} \quad (6)$$

где V_{np} — объем газа, перетекающего в минуту через неплотности компрессора, приведенный к условиям всасывания;

n_0 — число оборотов вала в минуту, об/мин;

V'_1 — объем газа при давлении и температуре всасывания за один оборот вала, м³.

Разработана методика расчёта поршневого компрессора на основе известной модели сосредоточенными параметрами газа. Созданная модель позволяет проводить анализ изменения термодина-

мических параметров газа, проводить расчёт интенсивности массовых потоков в закрытых клапанах (через имеющиеся неплотности) и цилиндропоршневых уплотнений, проводить расчёт тепловых потоков от газа через стенки к охлаждающей среде. Для осуществления расчёта используются начальные и граничные условия. Должны быть известны конструкции и материалы деталей, формирующих рабочую камеру. Получаемые данные могут быть представлены в виде мгновенных параметров рабочего тела и интегральных характеристик.

Расчётная схема, условия однозначности и основные допущения подробно представлены в [5].

Основные расчётные уравнения модели [5, 16]:

$$P_j = \frac{\xi_j \cdot R \cdot U_j}{V_j \cdot C_{v,j}}, \quad (7)$$

$$\frac{dU_j}{d\tau} = \frac{dL_j}{d\tau} + \frac{dQ_j}{d\tau} \pm \frac{dm_j \cdot i_j}{d\tau}, \quad (8)$$

$$U_j = U_0 + \int_0^{\tau} \frac{dU_j}{d\tau} d\tau, \quad (9)$$

$$\frac{dL_j}{d\tau} = P_j \cdot S_D \cdot \frac{dx_j}{d\tau^2}, \quad (10)$$

где U_0 — начальное значение внутренней энергии газа, Дж; dU_j — изменение внутренней энергии газа, Дж; dQ_j — элементарный тепловой поток, К; dL_j — работа, совершённая над газом или самим газом, Дж; dm_j — изменение массы газа в рабочей камере, кг; i_j — энтальпия газа, Дж/кг; R — газовая постоянная, Дж/К·кг; ξ_j — коэффициент сжимаемости реального газа; V_j — объём газа, м³; $C_{v,j}$ — объёмная теплоёмкость газа, Дж/м³.

Закон сохранения массы газа в рабочей камере поршневой ступени описывается уравнением (7) и учитывает как элементарные массовые потоки через открытые клапаны, так и через зазоры в цилиндропоршневой группе и в закрытых клапанах [5]:

$$m_j = m_0 + \int_0^{\tau} \frac{dm_j}{d\tau} d\tau. \quad (11)$$

Элементарные массовые потоки через клапаны и зазоры рассчитываются на основании уравнения течения газа через щели [8]:

$$\frac{dm_j}{d\tau} = \alpha_j \cdot \epsilon_j \cdot f_j \sqrt{2\rho_j \cdot \Delta P_j}, \quad (12)$$

где m_0 — начальная масса газа в рабочей камере, кг; m_j — масса газа в рабочей камере, кг; α_j — коэффициент расхода; ϵ_j — коэффициент расширения газа; ΔP_j — разность давлений газа до и после клапана или щели, Па; f_j — площадь проходного сечения клапана или щели, м²; ρ_j — плотность газа перед клапаном или щелью, кг/м³.

Процессы теплообмена описываются законом Фурье и уравнением Ньютона — Рихмана.

Результаты

В результате проведенных расчетов получили следующие кривые, представленные на рис. 3.

Критерием работоспособности в настоящее время для поршневых компрессоров принято значение коэффициента герметичности не менее 0,7 [5]. Од-

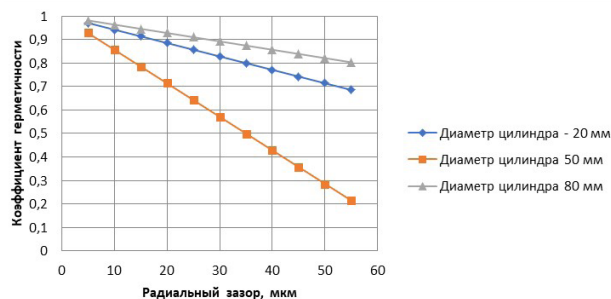


Рис. 3. Зависимость коэффициента герметичности от величины радиального зазора для различных диаметров цилиндра
Fig. 3. The dependence of the coefficient of tightness on the value

нако данное значение является весьма условным, так как передовые компрессоры могут иметь значение значительно выше — 0,85 и даже 0,9. Перспективные же конструкции, которые находятся на начальном этапе разработки, могут иметь коэффициент подачи ниже 0,5 [6].

Анализ кривых на рис. 3 показывает, что при диаметре цилиндра 20 мм предельный радиальный зазор составит 20 мкм, при диаметре цилиндра 50 мм предельный радиальный зазор составит 50 мкм, при диаметре цилиндра 80 мм предельный радиальный зазор не попадает в выбранный диапазон исследования.

Выводы

В результате проведенного исследования, можно сделать вывод, что чем меньше диаметр цилиндра, тем большую роль будет играть величина радиального зазора на массовые утечки рабочей среды. Объясняется данный факт тем, что масса газа растёт в цилиндре быстрее, чем площадь утечек через цилиндропоршневое уплотнение. Для рассмотренных диаметров цилиндра можно дать следующий диапазон рекомендуемых значений радиального зазора. Для диаметра цилиндра 20 мм рекомендуемый радиальный зазор лежит в диапазоне 5–20 мкм. Для диаметра цилиндра 50 мм рекомендуемый радиальный зазор лежит в диапазоне 5–50 мкм. Для диаметра цилиндра 80 мм рекомендуемый радиальный зазор лежит в диапазоне 5–50 мкм и более.

Список источников

- Захаренко В. П. Основы теории уплотнений и создание поршневых компрессоров без смазки: дис. д-ра техн. наук. Санкт-Петербург, 2001. 159 с.
- Архаров А. М., Буткевич К. С., Буткевич И. К. [и др.]. Криогенные поршневые детандеры / ред. А. М. Архаров. Москва: Машиностроение, 1974. 240 с.
- Новиков И. И., Захаренко В. П., Ландо Б. С. Бессмазочные поршневые уплотнения в компрессорах. Ленинград: Машиностроение, 1981. 238 с.
- РД 39-0148139-0001-2000. Система технического обслуживания и ремонта компрессорных станций на базе технической диагностики. URL: <https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4293731/4293731785.pdf> (дата обращения: 10.03.2023).
- Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1. Теория и расчёт. 3 изд. Москва: КолосС, 2006. 456 с. ISBN 5-9532-0428-0.

6. Бусаров С. С., Бусаров И. С., Титов Т. С. Экспериментальное определение условных зазоров цилиндропоршневых уплотнений компрессорных агрегатов // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2019. Т. 3, № 1. С. 50–56. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-1-50-56.

7. Фотин Б. С., Пирумов И. Б., Прилуцкий И. К., Пластин П. И. Поршневые компрессоры / под общ. ред. Б. С. Фотина. Ленинград: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987. 372 с.

8. Захаренко А. В., Захаренко В. П. О расчете нагрузок в многокольцевом поршневом уплотнении компрессоров без смазки высокого давления // Вестник МАХ. 2012. № 2. С. 29–32.

9. Wirret C. E. Design of a closed-cycle helium temperature refrigerator // Advances in Cryogenic Engineering. 1966. Vol. 11. P. 107–116. DOI: 10.1007/978-1-4757-0522-5_12.

10. Френкель М. И. Поршневые компрессоры: теория, конструкции и основы проектирования. 3-е изд., перераб. и доп. Ленинград: Машиностроение, 1969. 744 с.

11. Мирзоев Р. Г., Кугушев И. Д., Брагинский В. А. Основы конструирования и расчета деталей из пластмасс и технологической оснастки для их изготовления. Ленинград: Машиностроение, 1972. 416 с.

12. Robinson G. Y. Large-scale Low-temperature Refrigerators (to 2° K) for Nuclear Studies // Dechema-Monographien. 1968. No. 58. Vol. 1027–1077.

13. Голубев А. И., Кондаков Л. А., Овандер В. Б. Уплотнения и уплотнительная техника: справ. Москва: Машиностроение, 1986. 464 с.

14. Краснов В. И., Жильцов А. М., Набержнев В. В. Ремонт центробежных и поршневых насосов нефтеперерабатывающих и нефтехимических предприятий: справ. Москва: Химия, 1996. 320 с.

15. Hamilton J. Extensions of mathematical modeling of positive displacement type compressors. West Lafayette: Ray W. Herrick Laboratories of Purdue University, 1974. 136 p.

16. Котлов А. А., Бураков А. В. Сравнительный анализ работы одноступенчатого поршневого компрессора, сжимающего различные газы // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2019. Т. 3, № 4. С. 26–35. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-4-26-35.

НИКИФОРОВ Александр Георгиевич, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой механизации Смоленской сельскохозяйственной академии, г. Смоленск.

SPIN-код: 9236-5572

AuthorID (РИНЦ): 812960

Адрес для переписки: bssi1980@mail.ru

МУСЛОВА Любовь Анатольевна, кандидат педагогических наук, доцент кафедры иностранных языков Санкт-Петербургского университета МВД, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 4254-7326

AuthorID (РИНЦ): 1025914

Для цитирования

Никифоров А. Г., Муслова Л. А. Анализ допустимых радиальных зазоров в цилиндропоршневом уплотнении // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 2. С. 22–26. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-2-22-26.

Статья поступила в редакцию 18.04.2023 г.

© А. Г. Никифоров, Л. А. Муслова



THE ANALYSIS OF PERMISSIBLE RADIAL CLEARANCE IN A PISTON-CYLINDER SEAL

A. G. Nikiforov¹, L. A. Muslova²

¹Smolensk State Agricultural Academy, Russia, Smolensk, Bolshaya Sovetskaya St., 10/2, 214000

²St. Petersburg University of the Ministry of Internal Affairs,
Russia, Saint Petersburg, Letchik Pilyutov St., 1, 198206

In this research work, the influence of the radial clearance on the tightness coefficient of the working chamber with different cylinder diameters is considered. The main design scheme with the accepted assumptions is given. As a result of the study, recommendations are given for choosing the allowable radial clearance in the design and calculation of a reciprocating compressor.

Keywords: reciprocating compressor, leaks, radial clearance, feed rate, piston-cylinder seals.

References

1. Zakharenko V. P. Osnovy teorii uplotneniy i sozdaniye porshnevykh kompressorov bez smazki [Fundamentals of the theory of seals and the creation of reciprocating compressors without lubrication]. St. Petersburg., 2001. 159 p. (In Russ.).
2. Arkharov A. M., Butkevich K. S., Butkevich I. K. [et al.]. Kriogennyye porshnevye detandery [Cryogenic piston expanders] / ed. by A. M. Arkharov. Moscow, 1974. 240 p. (In Russ.).
3. Novikov I. I., Zakharenko V. P., Lando B. S. Bessmazochnyye porshnevye uplotneniya v kompressorakh [Lubrication-free piston seals in compressors]. Leningrad, 1981. 238 p. (In Russ.).
4. RD 39-0148139-0001-2000. Sistema tekhnicheskogo obsluzhivaniya i remonta kompressorov stantsiy na baze tekhnicheskoy diagnostiki [Maintenance and repair system for compressor stations based on technical diagnostics. URL: <https://files.stroyinf.ru/Data2/1/4293731/4293731785.pdf> (accessed: 10.03.2023). (In Russ.).
5. Plastinin P. I. Porshnevye kompressory. V 2 t. T. 1. Teoriya i raschet [Piston compressors. In 2 vols. Vol. 1. Theory and calculation]. 3rd ed. Moscow, 2006. 456 p. ISBN 5-9532-0428-0. (In Russ.).
6. Busarov S. S., Busarov I. S., Titov T. S. Eksperimental'noye opredeleniye usloynykh zazorov tsilindroporshnevykh uplotneniy kompressorov agregatov [Experimental determination of conditional clearances for cylinder piston seals of compressor units] // Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatcionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2019. Vol. 3, no. 1. P. 50–56. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-1-50-56. (In Russ.).
7. Fotin B. S., Pirumov I. B., Prilutskiy I. K., Plastinin P. I. Porshnevye kompressory [Piston compressors] / ed. by B. S. Fotina. Leningrad, 1987. 372 p. (In Russ.).
8. Zakharenko A. V., Zakharenko V. P. O raschete nagruzok v mnogokol'tsevom porshnevom uplotnenii kompressorov bez smazki vysokogo davleniya [On the calculation of loads in a multi-ring piston seal of compressors without high-pressure lubrication] // Vestnik MAKH. *Vestnik MAX*. 2012. No. 2. P. 29–32. (In Russ.).
9. Wirret C. E. Design of a closed-cycle helium temperature refrigerator // *Advances in Cryogenic Engineering*. 1966. Vol. 11. P. 107–116. DOI: 10.1007/978-1-4757-0522-5_12. (In Engl.).
10. Frenkel M. I. Porshnevye kompressory: teoriya, konstruktii i osnovy proyektirovaniya [Piston compressors: theory, design and design basics]. 3rd ed. Leningrad, 1969. 744 p. (In Russ.).
11. Mirzoyev R. G., Kugushev I. D., Braginskiy V. A. Osnovy konstruirovaniya i rascheta detaley iz plastmass i tekhnologicheskoy osnastki dlya ikh izgotovleniya [Fundamentals of design and calculation of plastic parts and tooling for their manufacture]. Leningrad, 1972. 416 p. (In Russ.).
12. Robinson G. Y. Large-scale Low-temperature Refrigerators (to 2° K) for Nuclear Studies // *Dechema-Monographien*. 1968. No. 58. Vol. 1027–1077. (In Engl.).
13. Golubev A. I., Kondakov L. A., Ovander V. B. Uplotneniya i uplotnitel'naya tekhnika: sprav [Seals and sealing technology: handbook]. Moscow, 1986. 464 p. (In Russ.).
14. Krasnov V. I., Zhil'tsov A. M., Naberzhnev V. V. Remont tsentrobezhnykh i porshnevykh nasosov neftepererabatyvayushchikh i neftekhimicheskikh predpriyatiy: sprav. [Repair of centrifugal and piston pumps of oil refineries and petrochemical enterprises: handbook]. Moscow, 1996. 320 p. (In Russ.).
15. Clark M. E., Gardner J. B. New development in expansion machinery for low temperature refrigeration // *International Cryogenic Engineering Conference*. Japan, 1967. (In Engl.).
16. Kotlov A. A., Burakov A. V. Sravnitel'nyy analiz raboty odnostupenchatogo porshneвого kompressora, szhimayushchego razlichnyye gazy [Comparative analysis of single stage reciprocating compressor compresses different gases] // Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatcionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2019. Vol. 3, no. 4. P. 26–35. DOI: 10.25206/2588-0373-2019-3-4-26-35. (In Russ.).

NIKIFOROV Alexander Georgievich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Mechanization Department, Smolensk State Agricultural Academy, Smolensk.

SPIN-code: 9236-5572

AuthorID (RSCI): 812960

Correspondence address: ssi1980@mail.ru

MUSLOVA Lyubov Anatolyevna, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Foreign Languages Department, St. Petersburg University of the Ministry of Internal Affairs, Saint Petersburg.

For citations

Nikiforov A. G., Muslova L. A. The analysis of permissible radial clearance in a piston-cylinder seal // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2023. Vol. 7, no. 2. P. 22–26. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-2-22-26.

Received April 18, 2023.

© A. G. Nikiforov, L. A. Muslova

РЕГУЛИРОВАНИЕ ТЕМПЕРАТУРЫ КОНДЕНСАЦИИ ПАРОКОМПРЕССИОННОГО ТЕПЛОВОГО НАСОСА НА БАЗЕ ПОРШНЕВОЙ ДЛИННОХОДОВОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТУПЕНИ ПРИ ФИКСИРОВАННЫХ ТЕМПЕРАТУРАХ ВОСПРИНИМАЮЩЕГО ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ

В. Л. Юша¹, А. Ю. Громов², П. В. Ушаков²

¹Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

²АО «Научно-технический комплекс «Криогенная техника»,
Россия, 644105, г. Омск, ул. 22 Партсъезда, 97, корп. 1

Рассмотрен теоретический цикл теплового насоса, реализуемый в том числе на базе поршневой длинноходовой тихоходной компрессорной ступени при фиксированных температурах воспринимающего теплоносителя. Энергетическими составляющими являются индикаторная мощность компрессора, тепловая мощность потребителя, дополнительная тепловая мощность, подводимая к рабочему телу теплового насоса перед процессом сжатия, а также дополнительная тепловая мощность, подводимая к рабочему телу теплового насоса или отводимая от него в процессе сжатия. В качестве независимых параметров регулирования рассмотрены: соотношение массовых расходов рабочего тела теплового насоса и воспринимающего теплоносителя; перегрев рабочего тела теплового насоса на всасывании и показатель политропы сжатия.

Выполнен анализ возможных расчетных и нерасчетных режимов работы теплового насоса при фиксированных режимных параметрах потребителя. Разработана методика определения термодинамической эффективности идеального теплового насоса при различных способах регулирования температуры конденсации. Исследована взаимосвязь коэффициента преобразования теплового насоса с различными способами регулирования температуры конденсации при использовании в качестве его рабочего тела водяного пара. Представленные результаты теоретического анализа отражают характер зависимости тепловой мощности и коэффициента преобразования теплового насоса от соотношения массовых расходов воспринимающего теплоносителя и рабочего тела теплового насоса, показателя политропы процесса сжатия, перегрева пара на всасывании.

Ключевые слова: тепловой насос, регулируемая температура конденсации, коэффициент преобразования, теоретический цикл, поршневой компрессор, водяной пар.

Введение

Тепловые насосы (далее — ТН) позволяют реализовать одну из наиболее эффективных энергосберегающих технологий, применяемую в различных отраслях техники и производства [1–12]. В мировой практике всё большее внимание уделяется совершенствованию конструкций ТН и увеличению объёмов их производства [13–15]. При этом энергоэффективность — один из основных критериев технического уровня энергетических систем на базе ТН, который в большинстве случаев определяется величиной коэффициента преобразования КТ. Анализ публикаций, посвящённых исследованию термодинамической эффективности ТН, показывает, что величина КТ определяется отношением суммарной тепловой мощности (теплопроизводительности) ТН к затраченной на привод компрессора электрической мощности и зависит от выбора рабочего тела ТН, от величины и соотношения температур источника и потребителя тепловой энергии, от величины переохлаждения рабочего тела после конденсатора, от величины показателя политропы процесса сжатия рабочего тела ТН [1, 2, 4–6, 8, 14, 16–21]. Однако в общем слу-

чае привод компрессора может быть реализован и от других источников энергии, например, за счёт преобразования тепловой энергии (в цикле Ренкина) или химической (преобразованной в теплоту сгорания в циклах двигателей внутреннего сгорания) в механическую. Кроме того, при реализации цикла ТН помимо энергии, преобразованной в компрессоре, к его рабочему телу может подводиться (или отводиться) тепловая энергия от других, дополнительных источников. Поэтому в рассматриваемом случае величину коэффициента преобразования КТ представляется возможным принимать как отношение суммарной тепловой мощности (теплопроизводительности) ТН к суммарной затраченной мощности, в том числе на привод компрессора и от дополнительных источников тепловой энергии. С учётом этого в работе [21] выполнен предварительный анализ взаимосвязи интегральных характеристик и энергоэффективности ТН на базе тихоходной длинноходовой компрессорной ступени [22, 23] с показателем политропы процесса сжатия, температурой кипения, величиной перегрева на всасывании, разностью температур конденсации и кипения; однако при этом не учитывались эксплуатационные параметры потребителя тепловой энергии.

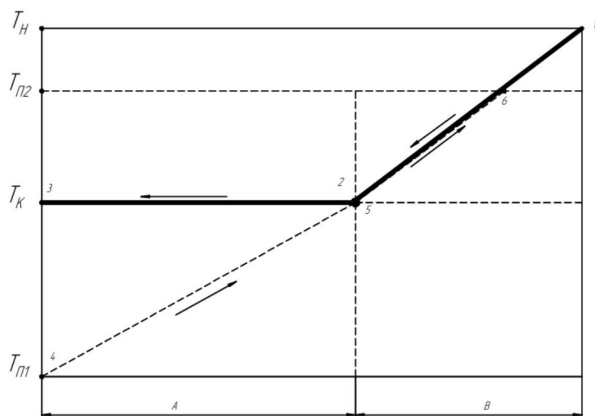


Рис. 1. Расчётная схема системы ТН — потребитель (воспринимающий теплоноситель): А — область конденсации рабочего тела ТН; В — область охлаждения рабочего тела ТН без его фазовых превращений; 1-2 — изменение температуры рабочего тела ТН в процессе охлаждения от температуры нагнетания до температуры кипения; 2-3 — температура рабочего тела ТН в области его конденсации; 4-5 — изменение температуры воспринимающего теплоносителя в области конденсации рабочего тела ТН; 5-6 — изменение температуры воспринимающего теплоносителя в области охлаждения рабочего тела ТН без его фазовых превращений

Fig. 1. Calculation scheme of the HP — consumer system (perceiving coolant): A — area of condensation of the working fluid HP; B — region of cooling of the HP working fluid without its phase transformations; 1-2 — change in the temperature of the HP working fluid in the process of cooling from the discharge temperature to the boiling temperature; 2-3 — temperature of the HP working fluid in the area of its condensation; 4-5 — change in the temperature of the receiving coolant in the area of condensation of the HP working fluid; 5-6 — change in the temperature of the receiving coolant in the area of cooling of the HP working fluid without its phase transformations

На практике эффективность ТН, безусловно, связана с режимом работы потребителя тепловой энергии, трансформируемой ТН от источника на новый температурный уровень (рис. 1). И основным техническим требованием к ТН является повышение температуры воспринимающего теплоносителя (т.е. рабочего тела потребителя тепловой энергии) на величину $\Delta T_n = T_{n2} - T_{n1} = T_6 - T_4$. При этом температура конденсации T_K на участке фазового перехода 2-3 определяется температурой воспринимающего теплоносителя $T_n^* = T_K$, до которой последний нагревается на участке 4-5 ($\Delta T^* = T_n^* - T_{n4} = T_5 - T_4$), а температура нагнетания компрессора $T_n = T_1$ в общем случае может существенно превышать требуемую величину $T_{n2} = T_6$. В этом случае величина тепловой мощности, подведённой к воспринимающему теплоносителю, составит $Q_{n\Sigma} = m_n \cdot C_{p_n} \cdot \Delta T_{n1}$, а величина суммарной тепловой мощности ТН составит $Q_{\Sigma} = m(r + C_p \cdot \Delta T_K)$, где $\Delta T_K = T_n - T_K$; поэтому при $T_n > T_6$ ТН работает в нерасчётном режиме и вырабатывает излишнюю применительно к поставленной задаче тепловую мощность $\Delta Q_{\Sigma} = Q_{\Sigma} - Q_{n\Sigma}$. На рис. 2 такой режим ТН представлен циклом 1-2-3-4-5-1. В связи с этим становится актуальным вопрос обеспечения энергетического баланса $Q_{\Sigma} = Q_{n\Sigma}$. Очевидно, что это выполнимо при выполнении следующего условия:

$$T_K = (r + C_p \cdot T_n - C_n \cdot \Delta T_n \cdot m_n/m)/C_p. \quad (1)$$

Так как $T_n = f(T_{bc}, n)$, а $T_{bc} = T_0 + \Delta T_0$, то

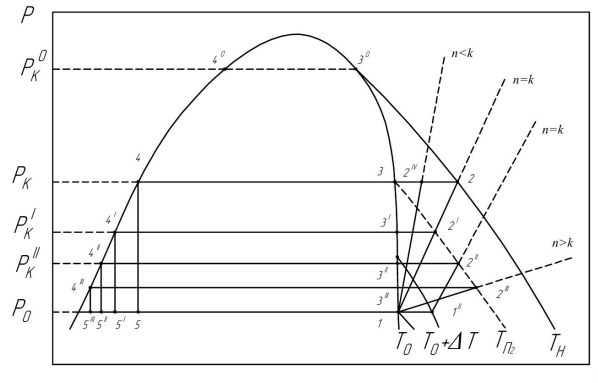


Рис. 2. $P-i$ — диаграмма с различными способами реализации цикла ТН: 1-2-3-4-5-1 — цикл ТН при $T_n > T_{n2}$ (без регулирования величины температуры конденсации); 1-2^I-3^I-4^I-5^I-1 — цикл ТН при $T_n = T_{n2}$ (при регулировании путём изменения соотношения m_n/m); 1-2^{II}-3^{II}-4^{II}-5^{II}-1 — цикл ТН при $T_n = T_{n2}$ (при регулировании путём изменения величины перегрева рабочего тела ТН); 1-2^{III}-3^{III}-4^{III}-5^{III}-1 — цикл ТН при $T_n = T_{n2}$ (при регулировании путём дополнительного подогрева сжимаемого рабочего тела ТН); 1-2^{IV}-3-4-5-1 — цикл ТН при $T_n > T_{n2}$ (при регулировании путём охлаждения сжимаемого рабочего тела ТН)

Fig. 2. $P-i$ — diagram with different ways to implement the HP cycle: 1-2-3-4-5-1 — HP cycle at $T_n > T_{n2}$ (without regulation of the condensation temperature value); 1-2^I-3^I-4^I-5^I-1 — HP cycle at $T_n = T_{n2}$ (with regulation by changing the ratio m_n/m); 1-2^{II}-3^{II}-4^{II}-5^{II}-1 — HP cycle at $T_n = T_{n2}$ (when regulated by changing the overheating value of the HP working fluid); 1-2^{III}-3^{III}-4^{III}-5^{III}-1 — HP cycle at $T_n = T_{n2}$ (when regulated by additional heating of the HP compressible working fluid); 1-2^{IV}-3-4-5-1 — HP cycle at $T_n > T_{n2}$ (when regulated by cooling the compressible HP working fluid)

$$T_K = f(m_n/m, \Delta T_0, n). \quad (2)$$

Взаимосвязь величин, составляющих зависимость (2), отражена на рис. 2. При $T_n > T_K$ уменьшение величины $(T_n - T_K)$ может быть обеспечено, например, за счёт снижения величины политропы процесса сжатия n (цикл 1-2^{IV}-3-4-5-1), а условие $T_n = T_K$ может быть обеспечено путём изменения соотношения m_n/m (цикл 1-2^I-3^I-4^I-5^I-1), увеличения перегрева на всасывании (цикл 1-2^{II}-3^{II}-4^{II}-5^{II}-1), увеличения показателя политропы процесса сжатия (цикл 1-2^{III}-3^{III}-4^{III}-5^{III}-1). В каждом из указанных вариантов существенно изменяются режимы работы теплообменного оборудования и компрессора ТН (например, максимальное давление в компрессорной ступени имеет место при $(T_n - T_K) = 0$; на рис. 2 процесс конденсации 3⁰-4⁰ начинается сразу после завершения процесса сжатия при $P_n = P_{K0}$); логично предположить, что при этом изменяется и его термодинамическая эффективность.

В связи с этим представляется целесообразным выполнить оценку термодинамической эффективности энергетической системы на базе ТН (рис. 3), включающей в себя контур ТН А, контуры потребителя В и источника С тепловой энергии, а также возможные дополнительные источники (D и частично С) и потребители D тепловой энергии, при различных способах регулирования величины температуры конденсации и фиксированных температурах воспринимающего теплоносителя. Здесь суммарная тепловая мощность источника $Q_{n\Sigma} = Q_0 + Q\Delta T_0$ (Q_0 — тепловая мощность фазового перехода (испарения) рабочего тела ТН).

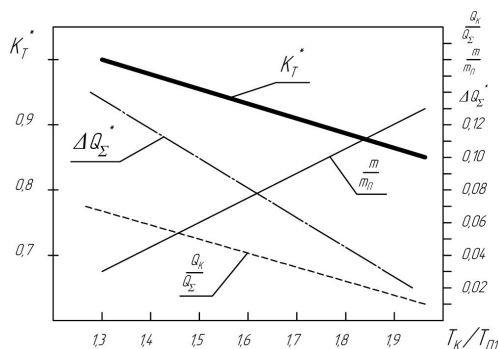


Рис. 4. Взаимосвязь температуры кипения с соотношением массовых расходов рабочего тела ТН и воспринимающего теплоносителя и их влияние на относительный коэффициент преобразования K_T^* , на относительное изменение суммарной тепловой мощности ТН ΔQ_Σ^* и на изменение доли конвективной составляющей в суммарной тепловой мощности ТН

Fig. 4. The relationship of the boiling point with the ratio of the mass flow rates of the HP working fluid and the receiving coolant and their influence on the relative conversion coefficient K_T^* , on the relative change in the total heat output of the HP ΔQ_Σ^* and on the change in the share of the convective component in the total heat output of the HP

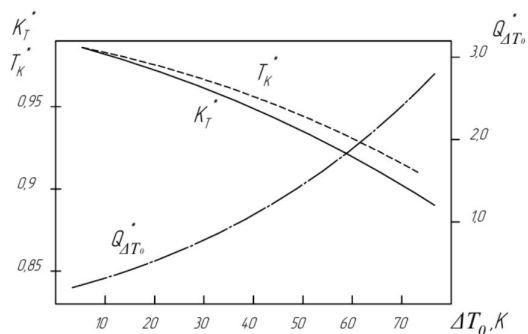


Рис. 5. Влияние величины перегрева рабочего тела ТН ΔT_0 на относительное изменение коэффициента трансформации K_T^* , на относительное изменение температуры кипения T_K^* и на относительную тепловую мощность от дополнительного источника $Q_{\Delta T_0}^*$

Fig. 5. The influence of the overheating value of the working fluid HP ΔT_0 on the relative change in the transformation ratio K_T^* , on the relative change in the boiling point T_K^* and on the relative heat power from the additional source $Q_{\Delta T_0}^*$

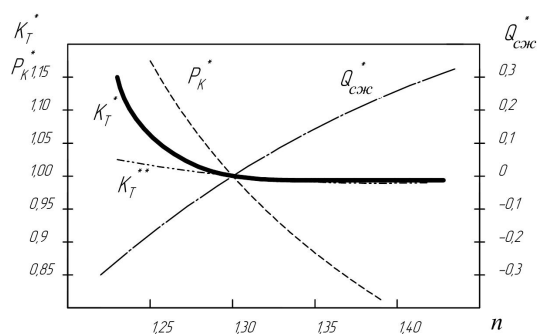


Рис. 6. Влияние величины показателя политропы процесса сжатия рабочего тела ТН на относительное изменение коэффициента трансформации K_T^* , на относительное изменение давления кипения P_K^* и на относительную величину дополнительной тепловой мощности $Q_{сж}^*$

Fig. 6. The influence of the value of the polytropic index of the process of compression of the working fluid HP on the relative change in the transformation ratio K_T^* , on the relative change in the boiling pressure P_K^* and on the relative value of the additional heat power $Q_{сж}^*$

отношением массовых расходов рабочего тела ТН и воспринимающего теплоносителя с величиной температуры кипения рабочего тела ТН (см. соотношения (1), (2)) обеспечивает эффективное регулирование работы ТН: при уменьшении $m/m_П$ снижается величина T_K (соответственно, снижаются давление нагнетания $P_n = P_K$ и индикаторная мощность), что обеспечивает повышение термодинамической эффективности. В рассматриваемом примере коэффициент преобразования может увеличиться более чем на 10 % (см. рис. 4, на котором $K_T^* = K_T/K_{T_{max}}$, $\Delta Q_\Sigma^* = \Delta Q_\Sigma/Q_{\Sigma(T_K=T_{n2})}$). Снижение температуры конденсации приводит также к увеличению доли конвективной составляющей до 20 % от суммарной тепловой мощности ТН; при этом растёт величина удельной теплоты парообразования, что, в свою очередь, обеспечивает увеличение суммарной тепловой мощности ТН в целом. В рассматриваемом диапазоне изменения $m/m_П$ и T_K увеличение Q_Σ составляет более 10 % по сравнению с режимом при максимальной температуре конденсации $T_K = T_{n2}$ (рис. 2, 4). Важно, что снижение T_K обуславливает уменьшение давления конденсации и, соответственно, давления нагнетания компрессорной ступени. Это даёт возможность выбирать для комплектования ТН компрессорное оборудование из расширенного перечня, в том числе различные конструкции поршневых, ротационных и центробежных машин. Таким образом, рассмотренный способ регулирования T_K путём изменения соотношения массовых расходов рабочих веществ в контурах ТН и потребителя является достаточно универсальным и применим практически к любым типам компрессоров. Возможные ограничения по его применению, связанные со свойствами рабочих веществ, а также с режимными параметрами ТН и потребителя, требуют проведения дополнительного анализа; эта задача выходит за рамки данной статьи.

На рис. 5 представлены результаты анализа влияния величины перегрева рабочего тела ТН перед началом процесса всасывания при $n=k$ и $m/m_П = \text{const}$ (здесь $K_T^* = K_T/K_{T_{\Delta T_0=0}}$, $T_K^* = T_K/T_{K_{\Delta T_0=0}}$, $Q_{\Delta T_0}^* = Q_{\Delta T_0}/Q_{\Delta T_0=30\text{ K}}$). Как видим, увеличение ΔT_0 приводит к снижению температуры кипения. Как следует из диаграммы на рис. 2, это сопровождается снижением давления конденсации и давления нагнетания компрессорной ступени, что позволяет ожидать уменьшения индикаторной мощности и, соответственно, увеличения термодинамической эффективности ТН. Однако из полученных результатов следует, что при этом наблюдается снижение коэффициента преобразования (до 10 % в рассматриваемом диапазоне изменения ΔT_0), что объясняется увеличением количества тепловой мощности $Q_{\Delta T_0}$, подводимой от дополнительного источника. Необходимо отметить, что в данном случае увеличение температуры начала процесса сжатия не приводит к увеличению температуры нагнетания компрессорной ступени, что имеет место при фиксированной величине давления нагнетания [27, 28]. Теоретически это позволяет применять данный способ регулирования величины температуры конденсации практически для всех существующих конструкций компрессоров. По сравнению с предыдущим способом этот имеет ряд очевидных недостатков: для его реализации необходимо наличие дополнительного источника тепловой энергии; при увеличении перегрева рабочего тела ТН снижается коэффициент преобразования. По-видимому, на практике регулирование ТН путём изменения

ΔT_0 целесообразно лишь при необходимости обеспечения более низкого давления нагнетания имеющейся компрессорной ступени и при невозможности полностью или частично решить эту проблему путём изменения соотношения m/m_n .

На рис. 6 представлены результаты расчётов, отражающие влияние величины показателя политропы процесса сжатия на термодинамическую эффективность ТН при наличии дополнительного подогрева или охлаждения сжимаемого рабочего тела ТН при $\Delta T_0 = 0$ и $m/m_n = \text{const}$ (здесь $K_T^* = K_T / K_T^{n=k}$, $P_k^* = P_k / P_k^{n=k}$, $Q_{сж}^* = Q_{сж} / [R \cdot (T_{п2} - T_0)]$). Зависимость K_T^* получена для условия $\Delta T_0 > 0$. Изменение величины n вполне ожидаемо связано с изменением величины и направления подвода (отвода) тепловой мощности $Q_{сж}$, а также с изменением величины давления конденсации (нагнетания). Однако характер изменения коэффициента преобразования при $n < k$ существенно отличается от того, как изменяется K_T при $n > k$. Так, при $n > k$ величина K_T практически не изменяется несмотря на то, что $P_k = P_n$ заметно снижается и, соответственно, снижается индикаторная мощность компрессорной ступени. Это связано с тем, что на этом участке изменения величины показателя политропы процесса сжатия к рабочему телу ТН подводится тепловая мощность от дополнительного источника, которая нивелирует влияние снижения индикаторной мощности на K_T . Тогда как при $n < k$ величина K_T заметно возрастает с уменьшением величины n несмотря на возрастание давления нагнетания (конденсации). Это связано с тем, что, во-первых, при интенсивном охлаждении сжимаемого газа снижается затрачиваемая на сжатие индикаторная мощность (при некотором фиксированном соотношении давлений нагнетания и всасывания [27, 28]), во-вторых, отводимая от сжимаемого рабочего тела ТН тепловая мощность «возвращается» в контур рассматриваемой энергетической системы. Поскольку задачей данной статьи является теоретический анализ термодинамической эффективности ТН в составе рассматриваемой энергетической системы, не будем останавливаться на практических аспектах реализации данного способа регулирования температуры конденсации ТН. При этом необходимо подчеркнуть, что, в отличие от двух предыдущих способов, регулирование величины T_k путём изменения величины n является достаточно уникальной технологией и применимо в ограниченном количестве конструкций компрессорных ступеней. Например, при повышенных требованиях к чистоте сжимаемого рабочего тела такой способ регулирования может быть успешно реализован при использовании несмазываемых поршневых длинноходовых ступеней, в том числе в высокотемпературных технологических системах [21–23]. Одним из преимуществ такой конструкции является возможность использования тепловой мощности, отводимой от рабочего тела ТН в процессе сжатия через стенки цилиндра, для перегрева рабочего тела ТН перед началом процесса всасывания без привлечения внешних дополнительных источников тепловой энергии (на рис. 6 зависимость K_T^* получена для условия $\Delta T_0 = 60$ К).

Выводы и заключение

Для оценки термодинамической эффективности ТН в составе энергетической системы, включающей в себя контур ТН, контуры потребителя и источника, а также возможные дополнительные источники

Таблица 1. Условные обозначения и индексы
Table 1. Symbols and indexes

Обозначение	Наименование	Единица измерения
ТН	Тепловой насос	
K_T	Коэффициент преобразования	
$Q_{\Sigma}, Q_{ис}, Q_{ис\Sigma}$	Суммарная тепловая мощность ТН, источника и потребителя	Вт
Q_{Φ}	Тепловая мощность процесса конденсации	Вт
Q_K	Тепловая мощность процесса охлаждения сжатого рабочего тела ТН	Вт
$Q_{\Delta T_0}$	Тепловая мощность, подводимая к рабочему телу ТН при его перегреве	Вт
Q_n	Тепловая мощность, подводимая к рабочему телу ТН или отводимая от него в процессе сжатия	Вт
k	Показатель адиабаты	
n	Показатель политропы процесса сжатия	
$T_0, T_{вс}, T_{к}, T_n$	Температуры кипения, конденсации и нагнетания	К
$T_{п1}, T_{п2}$	Начальная и конечная температура рабочего тела потребителя (воспринимающего теплоносителя)	К
$T_{и1}, T_{и2}$	Начальная и конечная температура рабочего тела источника	К
$T_{ст1}, T_{ст2}$	Начальная и конечная температура рабочего тела, охлаждающего стенки цилиндра	К
$T_{п\cdot}$	Температура рабочего тела потребителя (воспринимающего теплоносителя) на выходе из области конденсации рабочего тела ТН	К
$T_{и\cdot}$	Температура рабочего тела источника на входе в область кипения рабочего тела ТН	К
ΔT_0	Перегрев паров рабочего тела на всасывании в компрессор	К
m	Массовый расход рабочего тела ТН	кг/с
m_n	Массовый расход рабочего тела потребителя (воспринимающего теплоносителя)	кг/с
$N_{инд}$	Индикаторная мощность компрессора	Вт
R	Газовая постоянная	(Дж·г)/К
$P_n, P_{вс}$	Давление нагнетания и всасывания	Па
P_0, P_k	Давление кипения и конденсации	Па
r	Удельная теплота фазового перехода (конденсации)	Дж/кг
$C_p, C_{рп}$	Удельная изобарная теплоёмкость рабочего тела ТН и воспринимающего теплоносителя	Дж/(кг·К)

и потребители тепловой энергии, разработана методика расчёта коэффициента трансформации идеального ТН. Выполнен анализ теоретических циклов ТН при фиксированных температурных параметрах воспринимающего теплоносителя, реализующие различные способы регулирования температуры конденсации: путём изменения соотношения мас-

совых расходов рабочего тела теплового насоса и воспринимающего теплоносителя; путём изменения величины перегрева рабочего тела ТН на всасывании и путём изменения величины показателя политропы процесса сжатия рабочего тела ТН.

Показано, что в рассматриваемом диапазоне рабочих параметров при использовании в качестве рабочего тела ТН водяного пара уменьшение соотношения $m/m_{\text{н}}$ приводит к снижению $T_{\text{к}}$ и обеспечивает повышение коэффициента преобразования $K_{\text{т}}$ более чем на 10 %, а также увеличение суммарной тепловой мощности ТН Q_{Σ} более чем на 10 % по сравнению с режимом при максимальной $T_{\text{к}}$. Рост величины перегрева ΔT_0 приводит к снижению $T_{\text{к}}$ и сопровождается снижением давления нагнетания компрессорной ступени, однако при этом наблюдается снижение $K_{\text{т}}$; для реализации этого способа необходимо наличие дополнительного источника тепловой энергии. При подводе теплоты к сжимаемому рабочему телу ТН $T_{\text{к}}$ снижается с увеличением показателя политропы, однако величина $K_{\text{т}}$ при этом практически не изменяется; при охлаждении сжимаемого рабочего тела ТН $T_{\text{к}}$ повышается, а величина $K_{\text{т}}$ при уменьшении показателя политропы процесса сжатия растёт.

Конструкция поршневой тихоходной длинноходовой компрессорной ступени позволяет реализовать любой из рассмотренных способов регулирования $T_{\text{к}}$ как индивидуально, так и в комбинации друг с другом. Такая универсальность может иметь определяющее значение при наличии ограничений по применимости одного или двух из рассмотренных способов регулирования. Способ регулирования $T_{\text{к}}$ путём изменения соотношения массовых расходов рабочих веществ в контурах ТН и потребителя тепловой энергии является наиболее универсальным и экономичным среди рассмотренных в данной статье; он применим при использовании в составе ТН широкой номенклатуры компрессорных ступеней, в том числе без дополнительных источников тепловой энергии.

Список источников

1. Антипов Ю. А. Утилизация вторичных энергоресурсов газовых двигателей и газотурбинных установок с использованием тепловых насосов: автореф. ... дис. канд. техн. наук. Москва, 2005. 16 с.
2. Захаров М. К. Сравнение эффективности применения различных вариантов теплового насоса // Химическая промышленность. 2002. № 8. С. 1–7.
3. Коновалов В. И., Романова Е. В., Гатапова Н. Ц. Сушка с тепловыми насосами в химической промышленности: возможности и экспериментальная техника // Вестник ТГТУ. 2011. Т. 17, № 1. С. 153–178.
4. Амерханов Р. А. Тепловые насосы. Москва: Энергоатомиздат, 2005. 160 с.
5. Шомова Т. П. Повышение энергетической эффективности газоперерабатывающих предприятий на основе применения тепловых насосов: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Иваново, 2014. 20 с.
6. Малафеев И. И., Ильин Г. А., Крысанов К. С. Рабочие тела высокотемпературных тепловых насосов. Современное состояние вопроса и направления развития // Известия МГТУ «МАМИ». 2014. Т. 3, № 3 (21). С. 53–58.
7. Елистратов С. Е. Комплексное исследование эффективности тепловых насосов: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Новосибирск, 2011. 40 с.
8. Рей Д., Макмайл Д. Тепловые насосы. Москва: Энергоиздат, 1982. 224 с.

9. Trott A. R., Welch T. Refrigeration and Air-Conditioning. 3rd ed. Butterworth Heinemann, Oxford, 2000. 377 p.
10. Bellocchi S., Guizzi G. L., Manno M. [et al.]. Reversible heat pump HVAC system with regenerative heat exchanger for electric vehicles: Analysis of its impact on driving range // Applied Thermal Engineering. 2018. Vol. 129. P. 290–305. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.10.020.
11. 13th IEA Heat Pump Conference 2021/Conference Proceedings — Full Papers. URL: <https://heatpumpingtechnologies.org/publications/13th-iea-heat-pump-conference-2021-conference-proceedings-full-papers/> (дата обращения: 18.10.2022).
12. Pedersen S. Annex 47: Heat Pumps in District Heating and Cooling Systems // Heat Pump Technologies Magazine. 2020. Vol. 38, № 1. P. 27–30.
13. Kitanovski A., Plaznik U., Tomc U. [et al.]. Present and future caloric refrigeration and heat-pump technologies // International Journal of Refrigeration. 2015. Vol. 57. P. 288–298.
14. Song Y., Cui C., Yin X. [et al.]. Advanced development and application of transcritical CO₂ refrigeration and heat pump technology — A review // Energy Reports. 2022. Vol. 8. P. 7840–7869. DOI: 10.1016/j.egy.2022.05.233.
15. Saito K. Latest heat pump technologies in Japan / 12th IEA Heat Pump Conference (2017) K.4.7.1. URL: <https://heatpumpingtechnologies.org/archive/hpc2017/wp-content/uploads/2017/06/k471.pdf> (дата обращения: 12.10.2022).
16. Володин В. И., Седляр К. В. Выбор эксплуатационных параметров и хладагента для парокомпрессионных тепловых насосов // Труды БГТУ. 2016. № 3. С. 147–153.
17. Bless F., Arpagaus C., Bertsch S. Theoretical investigation of high-temperature heat pump cycles for steam generation // 13th IEA Heat Pump Conference, April 26–29. Jeju, Korea, 2021. P. 357–369. DOI: <http://dx.doi.org/10.18462/iir.gl.2018.1201>.
18. Badran B. E., Ghanbarpourgeravi M., Khodabandeh R. The Future of Refrigerants for Heat Pump Applications // Heat Pump Technologies Magazine. 2022. Vol. 40, № 1. P. 22–25. DOI: 10.23697/z1mf-g484.
19. Андрищенко А. И. Основы термодинамики циклов теплоэнергетических установок. Москва: Высшая школа, 1968. 288 с.
20. Bosnjakovic F., Knoche K. F. Technische Thermodynamik. Teil I. Darmstadt; Steinkopff, 1998. 543 s.
21. Юша В. Л., Громов А. Ю., Ушаков П. В. Анализ влияния температурных режимов поршневой длинноходовой компрессорной ступени на термодинамическую эффективность теплового насоса // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 1. С. 18–25. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-1-18-25.
22. Юша В. Л., Бусаров С. С. Определение показателей политропы схематизированных рабочих процессов воздушных поршневых тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т. 4, № 1. С. 15–22. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-1-15-22.
23. Юша В. Л., Бусаров С. С. Методика расчёта действительной производительности одноступенчатых длинноходовых поршневых компрессоров // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т. 4, № 4. С. 9–15. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-4-9-15.
24. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. Москва: Энергоиздат, 1981. 416 с.
25. Цветков О. Б., Лаптев Ю. А. Таблицы свойств холодильных агентов. Санкт-Петербург: НИУ ИТМО; ИХиБТ, 2013. 52 с.
26. Ривкин С. Л., Александров А. А. Термодинамические свойства воды и водяного пара: справ. Москва: Энергоатомиздат, 1984. 80 с.
27. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. Теория, конструкции и основы проектирования. Москва — Ленинград: Машгиз, 1960. 655 с.

28. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В. 2 т. Т. 1. Теория и расчет. 3 изд. Москва: КолосС, 2006. 456 с. ISBN 5-9532-0428-0.

ЮША Владимир Леонидович, доктор технических наук, профессор (Россия) Омского государственного технического университета, г. Омск.

SPIN-код: 1503-9666

ORCID: 0000-0001-9858-7687

AuthorID (SCOPUS): 6505861937

ResearcherID: J-8079-2013

Адрес для переписки: 1978yusha@mail.ru

ГРОМОВ Антон Юрьевич, кандидат технических наук, заместитель генерального директора по гражданской продукции АО НТК «Криогенная техника», г. Омск.

Адрес для переписки: azot111@bk.ru

УШАКОВ Петр Валерьевич, первый заместитель генерального директора АО НТК «Криогенная техника», г. Омск.

Для цитирования

Юша В. Л., Громов А. Ю., Ушаков П. В. Регулирование температуры конденсации пароконденсационного теплового насоса на базе поршневой длинноходовой компрессорной ступени при фиксированных температурах воспринимающего теплоносителя // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 2. С. 27 – 35. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-2-27-35.

Статья поступила в редакцию 09.02.2023 г.

© В. Л. Юша, А. Ю. Громов, П. В. Ушаков



ADJUSTMENT OF CONDENSING TEMPERATURE OF THE VAPOR-COMPRESSION HEAT PUMP BASED ON A RECIPROCATING LONG-STROKE COMPRESSOR STAGE AT FIXED TEMPERATURES OF RECEIVING COOLANT

V. L. Yusha¹, A. Yu. Gromov², P. V. Ushakov²

¹Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

²JSC Scientific and Technical Complex «Cryogenic Technique»,
Russia, Omsk, 22 Parts'ezda str., bld. 97/1, 644105

The theoretical cycle of a heat pump is considered, which is implemented, among other things, on the basis of a reciprocating long-stroke low-speed compressor stage at fixed temperatures of the receiving coolant. The energy components are the indicated power of the compressor, the heating capacity of the consumer, the additional heating capacity supplied to the working fluid of the heat pump before the compression process, as well as the additional heating capacity supplied to the working fluid of the heat pump or removed from it during the compression process. As independent control parameters, the following are considered: the ratio of the mass flow rates of the working fluid of the heat pump and the receiving coolant; overheating of the working fluid of the heat pump at suction and compression polytropic index.

The analysis of possible design and non-design modes of operation of the heat pump with fixed operating parameters of the consumer is carried out. A technique has been developed for determining the thermodynamic efficiency of an ideal heat pump with various methods of adjustment of the condensing temperature. The relationship between the conversion factor of a heat pump and various methods of adjustment of the condensation temperature when using water vapor as its working fluid has been studied. The presented results of the theoretical analysis reflect the nature of the dependence of the heating capacity and the conversion factor of the heat pump on the ratio of the mass flow rates of the receiving coolant and the working fluid of the heat pump, the polytropic index of the compression process, and superheating of the suction steam.

Keywords: heat pump, adjustable condensing temperature, conversion efficiency, theoretical cycle, reciprocating compressor, water vapor.

References

1. Antipov Yu. A. Utilizatsiya vtorichnykh energoresursov gazovykh dvigateley i gazoturbinnnykh ustanovok s ispol'zovaniyem teplovykh nasosov [Recovery of secondary energy resources from gas engines and gas turbines using heat pumps]. Moscow, 2005. 16 p. (In Russ.).
2. Zakharov M. K. Sravneniye effektivnosti primeneniya razlichnykh variantov teplovogo nasosa [Comparison of the efficiency of different heat pump options] // *Khimicheskaya promyshlennost'*. *Chemical Industry*. 2002. No. 8. P. 1–7. (In Russ.).
3. Konovalov V. I., Romanova E. V., Gatapova N. Ts. Sushka s teplovyimi nasosami v khimicheskoy promyshlennosti: vozmozhnosti i eksperimental'naya tekhnika [Heat pump drying in the chemical industry: Opportunities and experimental technology] // *Vestnik TGTU. Transactions of the TSTU*. 2011. Vol. 17, no. 1. P. 153–178. (In Russ.).
4. Amerkhanov R. A. Teplovyie nasosy [Heat pumps]. Moscow, 2005. 160 p. (In Russ.).
5. Shomova T. P. Povysheniye energeticheskoy effektivnosti gazopererabatyvayushchikh predpriyatiy na osnove primeneniya teplovykh nasosov [Improving the energy efficiency of gas processing plants through the use of heat pumps]. Ivanovo, 2014. 20 p. (In Russ.).
6. Malafeyev I. I., Il'in G. A., Krysanov K. S. Rabochiye tela vysokotemperaturnykh teplovykh nasosov. Sovremennoye sostoyaniye voprosa i napravleniya razvitiya [Working substances of high heat pumps. current state of affair and development] // *Izvestiya MGTU «MAMI». Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2014. Vol. 3, no. 3 (21). P. 53–58. (In Russ.).
7. Elistratov S. E. Kompleksnoye issledovaniye effektivnosti teplovykh nasosov [Comprehensive study of heat pump efficiency]. Novosibirsk, 2011. 40 p. (In Russ.).
8. Rey D., Makmayl D. Teplovyie nasosy [Heat pumps]. Moscow, 1982. 224 p. (In Russ.).
9. Trott A. R., Welch T. Refrigeration and Air-Conditioning. 3rd ed. Butterworth Heinemann, Oxford, 2000. 377 p. (In Engl.).
10. Bellocchi S., Guizzi G. L., Manno M. [et al.]. Reversible heat pump HVAC system with regenerative heat exchanger for electric vehicles: analysis of its impact on driving range // *Applied Thermal Engineering*. 2018. Vol. 129. P. 290–305. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2017.10.020. (In Engl.).
11. 13th IEA Heat Pump Conference 2021 / Conference Proceedings — Full Papers. URL: <https://heatpumpingtechnologies.org/publications/13th-iea-heat-pump-conference-2021-conference-proceedings-full-papers/> (accessed: 18.10.2022). (In Engl.).
12. Pedersen S. Annex 47: Heat Pumps in District Heating and Cooling Systems // *Heat Pump Technologies Magazine*. 2020. Vol. 38, no. 1. P. 27–30. (In Engl.).
13. Kitanovski A., Plaznik U., Tomc U. [et al.]. Present and future caloric refrigeration and heat-pump technologies //

International Journal of Refrigeration. 2015. Vol. 57. P. 288–298. (In Engl.).

14. Song Y., Cui C., Yin X. [et al.]. Advanced development and application of transcritical CO₂ refrigeration and heat pump technology — A review // *Energy Reports*. 2022. Vol. 8. P. 7840–7869. DOI: 10.1016/j.egyr.2022.05.233. (In Engl.).

15. Saito K. Latest heat pump technologies in Japan / 12th IEA Heat Pump Conference (2017) K.4.7.1. URL: <https://heatpumpingtechnologies.org/archive/hpc2017/wp-content/uploads/2017/06/k471.pdf> (accessed: 12.10.2022). (In Engl.).

16. Volodin V. I., Sedlyar K. V. Vybor ekspluatatsionnykh parametrov i khladagenta dlya parokompressionnykh teplovykh nasosov [Selection of operational parameters and refrigerant for vapor compression air-source heat pumps] // *Trudy BGTU. Proceedings of BSTU*. 2016. No. 3. P. 147–153. (In Russ.).

17. Bless F., Arpagaus C., Bertsch S. Theoretical investigation of high-temperature heat pump cycles for steam generation // 13th IEA Heat Pump Conference, April 26–29. Jeju, Korea, 2021. P. 357–369. DOI: <http://dx.doi.org/10.18462/iir.gl.2018.1201>. (In Engl.).

18. Badran B. E., Ghanbarpourgeravi M., Khodabandeh R. The Future of Refrigerants for Heat Pump Applications // *Heat Pump Technologies Magazine*. 2022. Vol. 40, no. 1. P. 22–25. DOI: 10.23697/z1mf-g484. (In Engl.).

19. Andryushchenko A. I. Osnovy termodinamiki tsiklov teploenergeticheskikh ustanovok [Fundamentals of thermodynamics of thermal power plant cycles]. Moscow, 1968. 288 p. (In Russ.).

20. Bosnjakovic F., Knoche K. F. Technische Thermodynamik. Teil I. [Technical Thermodynamics. Part I]. Darmstadt; Steinkopff, 1998. 543 s. (In Germ.).

21. Yusha V. L., Gromov A. Yu., Ushakov P. V. Analiz vliyaniya temperaturnykh rezhimov porshnevoy dlinnokhodovoy kompressornoy stupeni na termodinamicheskuyu effektivnost' teplovogo nasosa [The analysis of influence of temperature conditions of piston long-stroke compressor stage on thermodynamic efficiency of a heat pump] // *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsonno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2023. Vol. 7, no. 1. P. 18–25. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-1-18-25. (In Russ.).

22. Yusha V. L., Busarov S. S. Opredeleniye pokazateley politropy skhematizirovannykh rabochikh protsessov vozdukhnykh porshnevnykh tikhokhodnykh dlinnokhodovykh kompressornykh stupeney [Determination of polytropic indicators of schematized working processes of air piston slowmoving long-stroke compressor stages] // *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsonno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2020. Vol. 4, no. 1. P. 15–22. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-1-15-22. (In Russ.).

23. Yusha V. L., Busarov S. S. Metodika rascheta deystvitel'noy proizvoditel'nosti odnostupenchatykh dlinnokhodovykh

porshnevnykh kompressorov [Method for calculating actual capacity of single-stage long-stroke reciprocating compressors] // *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsonno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2020. Vol. 4, no. 4. P. 9–15. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-4-9-15. (In Russ.).

24. Isachenko V. P., Osipova V. A., Sukomel A. S. Teploperedacha [Heat transfer]. Moscow, 1981. 416 p. (In Russ.).

25. Tsvetkov O. B., Laptev Yu. A. Tablitsy svoystv kholodil'nykh agentov [Tables of the properties of refrigeration agents]. St. Petersburg, 2013. 52 p. (In Russ.).

26. Rivkin S. L., Aleksandrov A. A. Termodinamicheskiye svoystva vody i vodyanogo para: sprav. [Thermodynamic properties of water and water vapour: handbook]. Moscow, 1984. 80 p. (In Russ.).

27. Frenkel' M. I. Porshnevyye kompressory. Teoriya, konstruktii i osnovy proyektirovaniya [Piston compressors. Theory, constructions and basics of design]. Moscow – Leningrad, 1960. 655 p. (In Russ.).

28. Plastinin P. I. Porshnevyye kompressory. V 2 t. T. 1. Teoriya i raschet [Piston compressors. In 2 vols. Vol. 1. Theory and calculation]. 3rd ed. Moscow, 2006. 456 p. ISBN 5-9532-0428-0. (In Russ.).

YUSHA Vladimir Leonidovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Omsk State Technical University, Omsk.

SPIN-code: 1503-9666

ORCID: 0000-0001-9858-7687

AuthorID (SCOPUS): 6505861937

ResearcherID: J-8079-2013

Correspondence address: 1978yusha@mail.ru

GROMOV Anton Yuryevich, Candidate of Technical Sciences, Deputy General Director for Civilian Products of Scientific and Technical Complex «Cryogenic Technique» JSC, Omsk.

Correspondence address: azot111@bk.ru

USHAKOV Petr Valeryevich, First Deputy General Director of Scientific and Technical Complex «Cryogenic Technique» JSC, Omsk.

For citations

Yusha V. L., Gromov A. Yu., Ushakov P. V. Adjustment of condensing temperature of the vapor-compression heat pump based on a reciprocating long-stroke compressor stage at fixed temperatures of receiving coolant // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2023. Vol. 7, no. 2. P. 27–35. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-2-27-35.

Received February 09, 2023

© V. L. Yusha, A. Yu. Gromov, P. V. Ushakov



СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ И ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПАРОКОМПРЕССИОННЫХ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ ПРИ МОДЕРНИЗАЦИИ КРУПНОГО ХИМИЧЕСКОГО И НЕФТЕПЕРЕРАБАТЫВАЮЩЕГО ПРОИЗВОДСТВА. ЧАСТЬ 1

В. Л. Юша¹, М. А. Сутягинский², Ю. А. Потапов²

¹Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

²АО «Группа компаний «Титан»,
Россия, 644035, г. Омск, пр. Губкина, 22

Рассмотрен вопрос целесообразности повышения энергоэффективности крупного химического и нефтеперерабатывающего производства путем замены печных нагревателей технологических теплоносителей и сырья на парокомпрессионные тепловые насосы. Выполнен анализ взаимосвязи технической конфигурации парокомпрессионных тепловых насосов, режимных параметров их эксплуатации (определяющих величину коэффициента преобразования энергии) и соотношения стоимости различных энергоносителей. Представленные результаты сравнительного анализа энергоэффективности различных вариантов замены печь—парокомпрессионный тепловой насос отражают определяющее влияние технического уровня и конструктивной конфигурации парокомпрессионного теплового насоса на выбор предпочтительного варианта модернизации. Однако существенное различие в коммерческих ценах на энергоносители значительно изменяет предпочтительное ранжирование этих вариантов.

Ключевые слова: преобразователь энергии, парокомпрессионный тепловой насос, печь, коэффициент преобразования энергии, КПД, газовое топливо, пар, электроэнергия, удельная себестоимость тепловой энергии.

Введение

Инженерная и научно-техническая составляющие крупного химического и нефтеперерабатывающего производства становятся всё более значимым фактором, обеспечивающим его безопасность, устойчивость и развитие. В настоящее время они приобретают государственное значение как необходимое условие обеспечения технологической безопасности. На заседании по стратегическому развитию и нацпроектам (декабрь 2022 года) Президент РФ выделил шесть ключевых задач для экономики страны на 2023 год, среди которых — укрепление технологического суверенитета и движение к лидерству по основным направлениям в этой сфере; опережающий рост обрабатывающей промышленности [1].

Одним из наиболее актуальных направлений повышения технико-экономического уровня крупных нефтеперерабатывающих и химических предприятий всегда было и на сегодняшний день остаётся обеспечение высокого уровня энергосбережения. При наличии развитых потоков технологических и энергетических теплоносителей не всегда удаётся полностью избежать потерь низкопотенциальной тепловой энергии. В этой связи в мировой практике всё большее распространение получают тепловые насосы (далее — ТН), позволяющие реализовать одну из наиболее эффективных энергосберегающих технологий (далее — ТН-технология) [2–8]. Актуальность ТН-технологии отражена в международных и государственных программах по разви-

тию и внедрению энергосберегающих технологий трансформации тепловой энергии на базе ТН [5, 9, 10]. Анализ публикаций, посвящённых исследованию термодинамической эффективности ТН показывает, что величину коэффициента преобразования k_t определяют как правило величиной произведённого тепла на единицу затраченной работы или отношением суммарной тепловой мощности (теплопроизводительности) ТН к затраченной на привод компрессора электрической мощности [2, 4–6, 9–11]. Применительно к крупному энергоёмкому производству привод компрессора может осуществляться и от других источников энергии, а при реализации цикла ТН помимо энергии, преобразованной в компрессоре, к его рабочему телу также может подводиться (или отводиться) тепловая энергия от дополнительных источников [12, 13]; с учётом этого величину k_t в нашем случае более корректно определять как отношение полученного энергетического эффекта к затраченной в цикле механической работы или другой эквивалентной энергии [14].

Очевидно, что при решении задач по модернизации или реконструкции производственных объектов ключевую роль будет играть и экономический фактор. При этом стоимость различных видов энергии может стать определяющей на ранней стадии проектирования при выполнении сравнительной оценки применимости одного из возможных технологических вариантов преобразования тепловой энергии и повышения её температурного уровня. В совокупности с данными по термодинамиче-

Таблица 1. Классификация преобразователей тепловой энергии
Table 1. Classification of thermal converters

№ п/п	Наименование преобразователя	Основные функциональные компоненты преобразователя	Источник энергии, потребляемой преобразователем
1	Печь	Печь	Печное топливо
2	ТН с электроприводом (ТН2)	Компрессор, электродвигатель, теплообменное оборудование	Коммерческая электроэнергия
3	ТН с электроприводом и электрогенератором (ТН3)	Компрессор, электродвигатель, теплообменное оборудование, электрогенератор (на базе ГПУ или ГТУ)	Печное (или какое-либо другое) топливо
4	ТН на базе цикла Ренкина — А (ТН4)	Компрессор, силовой агрегат на базе цикла Ренкина, теплообменное оборудование, теплогенератор (печь)	Печное (или какое-либо другое) топливо
5	ТН на базе цикла Ренкина — В (ТН5)	Компрессор, силовой агрегат на базе цикла Ренкина, теплообменное оборудование (в том числе подачи тепловой энергии от паровой сети в контур цикла Ренкина)	Коммерческий пар
6	ТН на базе ГПУ или ГТУ (ТН6)	Компрессор, силовой агрегат на базе ГПУ или ГТУ, теплообменное оборудование	Печное (или какое-либо другое) топливо

ской эффективности теплотехнических процессов и по техническому уровню оборудования дополнительный стоимостный фактор позволяет выполнить сравнительную оценку снижения затрат за счёт энергосбережения. В случае принятия решения по внедрению энергосберегающих технологий в реальное производство неизбежно встанет вопрос о выборе соответствующей технологии и оборудования для её реализации.

Наряду с печными технологиями, работающими на органическом топливе, в настоящее время известны и другие способы повышения температурного уровня теплоносителей, например, пароконпрессорные и абсорбционные (АБТН) тепловые насосы, электрические печи и нагреватели. В большинстве случаев электрическая энергия существенно дороже других источников энергии, вследствие чего преобразователи типа «электричество — тепло» заведомо неэффективны. Преобразователи типа АБТН широко применяются в промышленных теплоэнергетических системах, взаимосвязь их характеристик с технологическими температурными режимами подробно исследована. Однако, в силу ряда недостатков (невысокая энергоэффективность; громоздкость и сложность конструкции; трудоёмкая технология регулирования и запуска установки; повышенные антикоррозионные требования к конструкционным материалам [2, 12, 15–17]), АБТН существенно уступают преобразователям пароконпрессорного типа на рынке ТН. Вследствие этого и с учётом многообразия вариантов реализации (некоторые из возможных вариантов представлены в табл. 1) в рамках данной статьи представляется целесообразным ограничиться сравнительным анализом эффективности пароконпрессорных ТН и преобразователей печного типа. В связи с этим актуальной задачей является разработка методики сравнительной прогнозной оценки целесообразности применения отдельных видов ТН-технологий и исследование взаимосвязи их термодинамических, технических и стоимостных факторов.

Методика расчёта

В рассматриваемом случае объектом исследования являются пароконпрессорные ТН различных конструктивных конфигураций, выполняющие

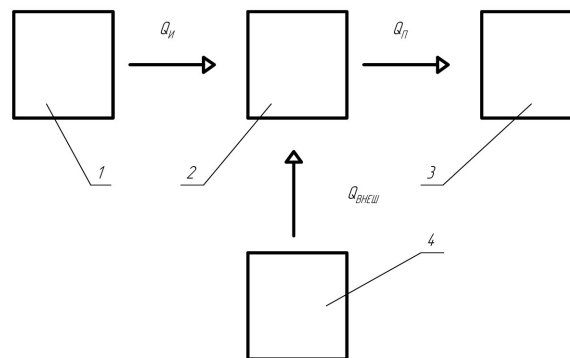


Рис. 1. Принципиальная схема повышения температурного уровня технологического теплоносителя:

1 — низкопотенциальный (низкотемпературный) источник тепловой энергии; 2 — преобразователь (трансформатор) энергии; 3 — высокопотенциальный (высокотемпературный) потребитель тепловой энергии; 4 — дополнительный источник энергии

Fig. 1. Schematic diagram of increasing the temperature level of the process heat carrier:

1 — Low-potential (low-temperature) source of thermal energy; 2 — Converter (transformer) of energy; 3 — High-potential (high-temperature) consumer of thermal energy; 4 — Additional energy source

функцию преобразователя энергии в составе энергетической системы, обеспечивающей передачу тепловой энергии от источника к потребителю (рис. 1). Базовым вариантом преобразователя для сравнения являются печи (табл. 1). При этом к преобразователю подводится дополнительная внешняя энергия $Q_{внеш}$, что позволяет увеличить тепловую энергию $Q_{и'}$, получаемую от источника, до величины $Q_{п'}$, передаваемой потребителю (рис. 1). Предметом исследования является взаимосвязь технико-экономических характеристик преобразователя с его конструктивными и режимными параметрами и определение условий целесообразности замены преобразователей печного типа на пароконпрессорные ТН.

Предположим, что, в соответствии с технологической схемой (рис. 1), необходимо, чтобы преобразователь при передаче тепловой энергии от источника к потребителю обеспечил её увеличение

Таблица 2. Методика расчёта удельной стоимости тепловой энергии
Table 2. Methodology for calculating the unit cost of thermal energy

№ п/п	Преобразователь	Расчётная формула удельной стоимости	Примечание
1	Печь	$C_{\text{уа1}} = \Pi_{\text{т1}} / (\eta_{\text{п}} \cdot k_{\text{т1}})$	$k_{\text{т1}} = 1$
2	ТН2	$C_{\text{уа2}} = \Pi_{\text{з}} / (\eta_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{за}} \cdot k_{\text{т2}})$	$k_{\text{т2}} = k_{\text{т1}} = k_{\text{т}}^*$ при $i = 2 \dots 6$
3	ТН3	$C_{\text{уа3}} = \Pi_{\text{з}} / (\eta_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{за}} \cdot \eta_{\text{тг}} \cdot k_{\text{т3}})$	$k_{\text{т3}} = k_{\text{т1}} = k_{\text{т}}^*$ при $i = 2 \dots 6$
4	ТН4	$C_{\text{уа4}} = \Pi_{\text{з}} / (\eta_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{за}} \cdot \eta_{\text{п}} \cdot k_{\text{т4}})$	$k_{\text{т4}} = k_{\text{т1}} = k_{\text{т}}^*$ при $i = 2 \dots 6$
5	ТН5	$C_{\text{уа5}} = \Pi_{\text{пар}} / (\eta_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{ар}} \cdot \eta_{\text{тпар}} \cdot k_{\text{т5}})$	$k_{\text{т5}} = k_{\text{т1}} = k_{\text{т}}^*$ при $i = 2 \dots 6$
6	ТН6	$C_{\text{уа6}} = \Pi_{\text{з}} / (\eta_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{заб}} \cdot k_{\text{т6}})$	$k_{\text{т6}} = k_{\text{т1}} = k_{\text{т}}^*$ при $i = 2 \dots 6$

Таблица 3. Методика сравнительной оценки технического уровня преобразователей
Table 3. Methodology for comparative assessment of the technical level of Converters

№ п/п	Преобразователь	КПД преобразователя	Условие целесообразности замены печи на ТН
1	Печь	$\eta_{\text{пр1}} = \eta_{\text{п}}$	
2	ТН2	$\eta_{\text{пр2}} = \eta_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{за}}$	$k_{\text{т2}} > \eta_{\text{п}} / (\eta_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{за}})$
3	ТН3	$\eta_{\text{пр3}} = \eta_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{за}} \cdot \eta_{\text{тг}}$	$k_{\text{т3}} > \eta_{\text{п}} / (\eta_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{за}} \cdot \eta_{\text{тг}})$
4	ТН4	$\eta_{\text{пр4}} = \eta_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{ар}} \cdot \eta_{\text{п}}$	$k_{\text{т4}} > 1 / (\eta_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{ар}})$
5	ТН5	$\eta_{\text{пр5}} = \eta_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{ар}} \cdot \eta_{\text{тпар}}$	$k_{\text{т5}} > \eta_{\text{п}} / (\eta_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{ар}} \cdot \eta_{\text{тпар}})$
6	ТН6	$\eta_{\text{пр6}} = \eta_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{заб}}$	$k_{\text{т6}} > \eta_{\text{п}} / (\eta_{\text{т}} \cdot \eta_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{заб}})$

на величину теплопроизводительности преобразователя $Q = Q_{\text{п}} - Q_{\text{и}}$. Очевидно, что для производства этого количества тепловой энергии к преобразователю должна быть подведена некоторая дополнительная внешняя энергия $Q_{\text{внеш}}$, величина которой определяется характеристиками преобразователя [11–15]:

$$Q_{\text{внеш}} = Q / (\eta_{\text{пр}} \cdot k_{\text{т}}), \quad (1)$$

где $\eta_{\text{пр}}$ — КПД преобразователя, $k_{\text{т}}$ — коэффициент преобразования (трансформации).

Соответственно, стоимость выработанной преобразователем тепловой энергии определяется как

$$C = Q \cdot \Pi / (\eta_{\text{пр}} \cdot k_{\text{т}}), \quad (2)$$

где Π — стоимость единицы дополнительной внешней энергии (в нашем случае удобнее рассматривать в качестве её единицы измерения руб/кВт, так как в качестве альтернативных рассматриваются различные виды энергии (табл. 1).

Тогда в общем случае выражение для определения удельной стоимости тепловой энергии, произведённой потребителем, можно представить в следующем виде:

$$C_{\text{уа}} = \Pi / (\eta_{\text{пр}} \cdot k_{\text{т}}), \quad (3)$$

В табл. 2 в качестве частных примеров применения выражения (3) представлены расчётные зависимости для оценки удельной стоимости тепловой энергии преобразователей, представленных в табл. 1.

Следует отметить, что стоимостные составляющие ($\Pi_{\text{з}}$, $\Pi_{\text{т}}$, $\Pi_{\text{пар}}$) могут существенно изменяться как за время эксплуатационного периода, так и в зависимости от региональных экономических факторов [17]. В связи с этим актуальной задачей является также оценка энергетического совершенства рассматриваемых вариантов преобразователей, кри-

терием которого может являться их КПД (табл. 3). При этом очевидным условием целесообразности замены преобразователей печного типа на ТН является следующее:

$$\eta_{\text{при}} \cdot k_{\text{ти}} > \eta_{\text{п}}. \quad (4)$$

Поскольку, в отличие от печей, КПД любого типа ТН определяется несколькими составляющими потерь, то условие (4) в подавляющем большинстве случаев должно обеспечиваться соответствующей величиной коэффициента преобразования (табл. 3). В общем случае корректное сравнение различных типов ТН целесообразно выполнять при одинаковой для всех вариантов величине $k_{\text{ти}}$ (табл. 2); представленные в табл. 3 зависимости позволяют определять границы применимости отдельных типов ТН.

Представленные выше соотношения наглядно отражают качественную взаимосвязь технико-экономических характеристик преобразователя и формальные условия целесообразности замены печного типа преобразователей на ТН. Однако для принятия проектных решений важно понимать количественное соотношение и значимость отдельных факторов, учитываемых в этой методике.

Результаты расчёта и их анализ

Для определения наиболее перспективных технических решений ТН — преобразователей выполним сравнительную оценку их энергетической и экономической эффективности при фиксированной величине коэффициента преобразования (в качестве примера примем $k_{\text{т2-6}} = 4$, $k_{\text{т1}} = 1$) (табл. 2), при фиксированной стоимости энергии от дополнительного внешнего источника и при среднестатистических величинах КПД применяемого оборудования (табл. 1): печи — 0,65...0,97; электродвигатели — 0,7...0,95; компрессоры — 0,6...0,8; теплообменное оборудование — 0,6...0,95; двигатель Ренкина — 0,3...0,35; турбина — 0,5...0,9; дизель —

Таблица 4. Сравнительная оценка энергетического совершенства преобразователей по величине КПД
Table 4. Comparative assessment of the energy performance of the Converters in terms of efficiency

Преобразователь	Печь	ТН2	ТН3	ТН4	ТН5	ТН6
Печь	1,00	0,4...0,8	0,1...0,3	0,1...0,3	0,1...0,3	0,3...0,7
ТН2	2,6...1,3	1,0	0,3...0,4	0,3...0,4	0,2...0,4	0,7...0,9
ТН3	9,6...3,6	3,7...2,6	1,0	1,0...0,9	1,0...0,9	2,5
ТН4	9,2...3,8	3,6...2,8	0,9...1,0	1,0	0,9...1,0	2,5
ТН5	10,0...3,8	3,9...2,9	1,0...1,1	1,1...1,0	1,0	2,5
ТН6	3,6...1,4	1,4...1,1	0,4	0,4	0,4	1,00

Таблица 5. Сравнительная оценка энергетического совершенства преобразователей без учёта и с учётом k_t
Table 5. Comparative assessment of the energy performance of Converters without and with k_t

Преобразователь	ТН2	ТН3	ТН4	ТН5	ТН6
КПД/КПД _{печь}	0,4...0,8	0,1...0,3	0,1...0,3	0,1...0,3	0,3...0,7
(КПД· k_t)/КПД _{печь}	1,5...2,9	0,4...1,1	0,4...1,1	0,4...1,0	1,1...2,8

Таблица 6. Сравнительная оценка экономической эффективности преобразователей
Table 6. Comparative evaluation of the economic efficiency of Converters

Преобразователь	Печь	ТН2	ТН3	ТН4	ТН5	ТН6
Печь	1,0	2,6...1,4	2,4...0,9	2,3...0,9	11,1...1,8	0,9...0,4
ТН2	0,4...0,7	1,0	0,9...0,7	0,9...0,7	1,1...0,8	0,4...0,3
ТН3	0,4...1,1	1,1...1,5	1,0	0,9...1,0	1,9...2,0	0,4
ТН4	0,4...1,1	1,1...1,4	1,0...0,9	1,0	2,0...1,9	0,4
ТН5	0,1...0,6	0,9...1,2	0,50	0,50	1,0	0,2
ТН6	1,1...2,8	2,9...3,8	2,7...2,5	2,6...2,7	5,0...4,8	1,0

или турбогенератор — 0,27...0,38 (наименьшие значения КПД характерны для оборудования малой мощности, наибольшее значения — для крупного энергетического оборудования [18–28]). В табл. 4 в индивидуальном столбце для каждого типа преобразователей приведено отношение величины его КПД к величине КПД других типов преобразователей; в табл. 5 — в индивидуальном столбце для каждого типа преобразователя показано, как при учёте коэффициента преобразования изменяется его энергоэффективность по отношению к энергоэффективности преобразователя печного типа (соотношение энергоэффективности преобразователей 2–6 между собой не изменяется, так как величина k_t для них одинакова).

Из результатов, представленных в табл. 4, видно, что, с точки зрения КПД рассматриваемого оборудования, при замене печей на парокompрессионные ТН наименее предпочтительными вариантами являются ТН3, ТН4 и ТН5, а наиболее предпочтительным — ТН2, что соответствует структуре энергетических потерь (табл. 3). Вариант ТН6 в общем случае имеет более высокий КПД, чем ТН3, ТН4 и ТН5. При этом, применительно к крупному производству, между многими из рассматриваемых типов ТН нет принципиального отличия, например, между ТН6 и ТН2 или между ТН3, ТН4 и ТН5. Во всех рассмотренных случаях КПД печей остаётся наилучшим. Однако при учёте величины коэффициента преобразования применение печей становится уже не таким привлекательным, и наиболее предпочтительными, с точки зрения обеспечения энергоэффективности в целом, могут стать, например, варианты ТН2 и ТН6 (табл. 6).

При решении задач по модернизации реального производства оценки технического совершенства того или иного типа преобразователя недостаточно; необходимо учесть стоимость различных видов применяемой в технологических процессах энергии. Рассмотрим пример сравнительной оценки экономической эффективности преобразователей при следующей ориентировочной стоимости энергоносителей [17]: коммерческая электроэнергия — 3 руб/кВт; газовое топливо — 9000 руб/т или 0,75 руб/кВт; коммерческий пар — 1000 руб/Гкал или 0,86 руб/кВт. В табл. 6 в индивидуальном столбце для каждого типа преобразователей приведено отношение величины удельной стоимости вырабатываемой им тепловой энергии к величине удельной стоимости тепловой энергии, вырабатываемой другими типами преобразователей.

Как видно из представленных в табл. 6 результатов, относительно высокая стоимость электроэнергии приводит к тому, что наиболее предпочтительной ТН — технологией, с точки зрения экономической эффективности, становится вариант ТН6, имеющий более высокий КПД по сравнению с вариантами ТН3, ТН4, ТН5 и использующий более дешёвое топливо по сравнению с вариантами ТН2 и ТН5. При этом применение преобразователя печного типа и ТН с электроприводом может стать неактуальным.

Известно, что величина коэффициента преобразования зависит от таких факторов, как свойства рабочего тела, величина и соотношения температур источника и потребителя тепловой энергии, величина переохлаждения рабочего тела после конденсатора, величины показателя политропы процесса

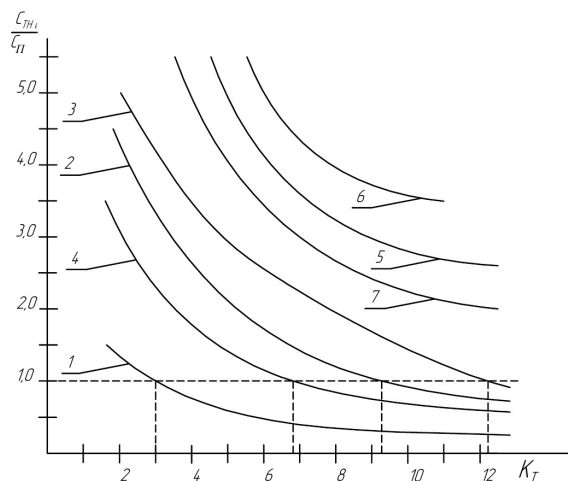


Рис. 2. Влияние величины коэффициента преобразования на относительную себестоимость тепловой энергии для некоторых типов ТН:

$$1 - C_{\text{ГН6}}/C_{\text{печи}} \text{ при } C_{\text{ГН6}}/C_{\text{ГН1}} = 1; 2 - C_{\text{ГН2}}/C_{\text{печи}} \text{ при } C_{\text{ГН2}}/C_{\text{ГН1}} = 4;$$

$$3 - C_{\text{ГН2}}/C_{\text{печи}} \text{ при } C_{\text{ГН2}}/C_{\text{ГН1}} = 5; 4 - C_{\text{ГН2}}/C_{\text{печи}} \text{ при } C_{\text{ГН2}}/C_{\text{ГН1}} = 3;$$

$$5 - C_{\text{ГН3}}/C_{\text{печи}} \text{ при } C_{\text{ГН3}}/C_{\text{ГН1}} = 1,15; 6 - C_{\text{ГН3}}/C_{\text{печи}} \text{ при } C_{\text{ГН3}}/C_{\text{ГН1}} = 1,44; 7 - C_{\text{ГН3}}/C_{\text{печи}} \text{ при } C_{\text{ГН3}}/C_{\text{ГН1}} = 0,86$$

Fig. 2. Influence of the value of the conversion factor on the relative cost of thermal energy for some types of HP:

$$\begin{aligned} &1 - C_{TP6}/C_h \text{ at } C_{I6}/C_{I1} = 1; 2 - C_{TP2}/C_h \text{ at } C_e/C_{I1} = 4; \\ &3 - C_{TP2}/C_h \text{ at } C_e/C_{I1} = 5; 4 - C_{TP2}/C_h \text{ at } C_e/C_{I1} = 3; \\ &5 - C_{TP5}/C_h \text{ at } C_{vap}/C_{I1} = 1,15; 6 - C_{TP5}/C_h \text{ at } C_{vap}/C_{I1} = 1,44; \\ &7 - C_{TP5}/C_h \text{ at } C_{van}/C_{I1} = 0,86 \end{aligned}$$

сжатия рабочего тела и в общем случае может принимать значение в диапазон от немногим больше 1 до значений, значительно превышающих 10 [4–6, 8, 9, 13, 29, 30]. Стоимостные показатели зависят от рыночных условий и также могут изменяться в зависимости от региона и в течение времени эксплуатации ТН [17]. В связи с этим необходимо оценить влияние этих факторов на изменение удельной себестоимости вырабатываемой тепловой энергии для ТН при их фиксированных КПД. На рис. 2 представлены примеры расчёта изменения отношения средней удельной себестоимости тепловой энергии, вырабатываемой некоторыми типами ТН, к средней удельной себестоимости тепловой энергии, вырабатываемой преобразователем печного типа в зависимости от изменения величин коэффициента преобразования при различных соотношениях цен на энергоносители.

Как видно из представленных на рис. 2 результатов, величина коэффициента преобразования существенно влияет на экономическую целесообразность замены преобразователя печного типа на тот или иной тип ТН. Увеличение k_t с 2 до 12 может обеспечить снижение относительной себестоимости выработанной парокомпрессионным ТН тепловой энергии примерно в 6 раз. При k_t более 4,5 удельная себестоимость теплопроизводительности парокомпрессионного насоса типа ТН6 становится меньше себестоимости теплопроизводительности печи в 2...5 раз. С учётом того, что величина k_t во многом определяется температурами источника и потребителя тепловой энергии [4–6, 8, 9, 13, 29, 30], при решении вопросов повышения энергоэффективности высокотемпературных технологических систем логично предположить, что парокомпрессионные ТН более предпочтительны, так как могут обеспечить возможность реализации широкого диапазона температурных режимов. Причём в некоторых случаях увеличение k_t возможно в том числе и за счёт повышения термодинамической эффективности рабочих процессов компрессорного агрегата [13]. Полученные результаты подтверждают также определяющее влияние типа (варианта конструктивного исполнения) парокомпрессионного ТН — преобразователя и фактической коммерческой стоимости энергоносителей на величину относительной себестоимости выработки тепловой энергии.

Выводы и заключение

В настоящее время для многих крупных предприятий с развитой теплоэнергетической системой, к числу которых прежде всего следует отнести химические, металлургические, нефте- и газоперерабатывающие предприятия, реализующие энергоёмкие технологии переработки ископаемого сырья и его компонентов, становится всё более актуальной задача замены устаревшего печного оборудования на более эффективные преобразователи энергии. Одним из возможных вариантов таких преобразователей являются парокompрессионные ТН, позволяющие реализовать наиболее перспективные энергосберегающие технологии.

Ожидаемый энергетический эффект от предлагаемой модернизации производства определяется достигаемой величиной коэффициента преобразования и максимальным КПД парокompрессионного

Таблица 7. Условные обозначения и индексы
Table 7. Symbols and indexes

Обозначение	Наименование	Единица измерения
ТН	Тепловой насос	
$Q_{\text{п}}, Q_{\text{и}}, Q_{\text{внеш}}$	Тепловая мощность потребителя, источника, дополнительная внешняя энергия	Вт
Q	Тепловая мощность преобразователя	Вт
C	Стоимость вырабатываемой тепловой энергии	руб
$C_{\text{э}}, C_{\text{т}}, C_{\text{пар}}$	Цена 1 кВт подводимой энергии (э — электроэнергия, т — газовое топливо, пар — коммерческий пар)	руб/кВт
$C_{\text{уд}}$	Удельная стоимость вырабатываемой тепловой энергии	руб/кВт
$\eta_{\text{п}}, \eta_{\text{т}}, \eta_{\text{к}}, \eta_{\text{гт}}, \eta_{\text{дв}}, \eta_{\text{пар}}, \eta_{\text{гдв}}$	КПД печи, теплообменника, компрессора, электрогенератора (на базе ГПУ или ГТУ), двигателя и теплообменника в цикле Ренкина, газотурбинного двигателя	
$\eta_{\text{пр}}$	КПД преобразователя	
$k_{\text{т}}$	Коэффициент трансформации (преобразования) ТН	

ТН. Поскольку сравнительный анализ корректно производить при одинаковом для всех ТН коэффициенте преобразования, с технической точки зрения, наиболее предпочтительным является вариант ТН с непосредственным электроприводом. Его реализация обеспечивает максимальную энергоэффективность (максимальный КПД), простоту и надёжность конструкции, удобство эксплуатации.

Однако, в связи с существенно более высокими ценами на электроэнергию (по сравнению с газовым топливом и коммерческим паром), максимальный экономический эффект в общем случае может быть достигнут при использовании варианта парокompрессионного ТН с приводом от газовой турбины или ДВС.

Расчётный анализ показал, что в этом случае при величине коэффициента преобразования более 6 себестоимость производства тепловой энергии ТН снизится более чем в три раза по отношению к себестоимости тепловой энергии, вырабатываемой в печи.

Следует отметить, что применительно к реальным технико-экономическим условиям указанный ожидаемый эффект может оказаться существенно выше. Так, например, приведённый пример расчётов производился при условии высокой эффективности нагревательных устройств (для мощных печей КПД принимался равным около 0,9), тогда как на многих химических и нефтеперерабатывающих предприятиях в эксплуатации до сих пор находятся морально и физически устаревшие шатровые печи, КПД которых не превышает 0,5. В случае использования для газотурбинного привода ТН технологических отдувочных газов, использование которых в замкнутом технологическом цикле не всегда возможно, ожидаемый экономический эффект также возрастет.

Таким образом, при реализации проекта по модернизации производства путём замены устаревших печей на высокоэффективные ТН появляется возможность комплексного решения вопросов энергосбережения, экологической безопасности и снижения эксплуатационных затрат, связанных с ремонтом и обслуживанием устаревшего оборудования.

Необходимо подчеркнуть, что при любом варианте модернизации должен быть обеспечен максимально высокий технический уровень функциональных компонентов ТН для расширенного диапазона рабочих температур, давлений и рабочих тел. Однако предлагаемое на рынке оборудование далеко не всегда соответствует актуальным потребностям современного производства.

В связи с этим становится всё более очевидной необходимость постановки задач не только перед энергетиками, но и перед машиностроителями; делает стратегически актуальными разработку и реализацию целевых программ по обеспечению технологической независимости РФ в области производства энергосберегающего оборудования и перспективных энергетических систем на их базе.

Список источников

1. Шесть ключевых задач в экономике России на 2023 год. Стенограмма выступления Владимира Путина на заседании Совета по стратегическому развитию и национальным проектам. URL: <https://rg.ru/2022/12/15/stenogramma/> (дата обращения: 16.12.2022).

2. Плотникова Л. В., Чиликова И. И., Валиев Р. Н. [и др.]. Организация системы преобразования вторичной тепловой энергии с использованием теплонасосного оборудования для нефтегазоперерабатывающего предприятия Восточной нефтяной компании // Территория «НЕФТЕГАЗ». 2018. № 11. С. 86–90.

3. Янговский Е. И., Левин А. А. Промышленные тепловые насосы. Москва: Энергоатомиздат, 1989. 125 с.

4. Захаров М. К. Сравнение эффективности применения различных вариантов теплового насоса // Химическая промышленность. 2002. № 8. С. 1–7.

5. Шомова Т. П. Повышение энергетической эффективности газоперерабатывающих предприятий на основе применения тепловых насосов: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Иваново, 2014. 20 с.

6. Рей Д., Макмайл Д. Тепловые насосы. Москва: Энергоиздат, 1982. 224 с.

7. Trott A. R., Welch T. Refrigeration and Air-Conditioning. 3rd ed. Butterworth Heinemann, Oxford, 2000. 377 p.

8. 13th IEA Heat Pump Conference 2021 / Conference Proceedings — Full Papers. URL: <https://heatpumpingtechnologies.org/publications/13th-iea-heat-pump-conference-2021-conference-proceedings-full-papers/> (дата обращения: 18.10.2022).

9. Елистратов С. Е. Комплексное исследование эффективности тепловых насосов: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Новосибирск, 2011. 40 с.

10. Дуванов С. А. Исследование тепловых насосов на режимах, отличных от номинального, при сохранении выходных параметров: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Астрахань, 2006. 21 с.

11. Кошкин Н. Н., Ткачёв А. Г., Бадильес И. С. [и др.]. Холодильные машины. Ленинград: Машиностроение, 1973. 521 с.

12. Гашо Е. Г., Козлов С. А., Пузаков В. С. [и др.]. Тепловые насосы в современной промышленности и коммунальной инфраструктуре. Информационно-методическое издание. Москва: Изд-во Перо, 2016. 204 с.

13. Юша В. Л., Громов А. Ю., Ушаков П. В. Анализ влияния температурных режимов поршневой длинноходовой компрессорной ступени на термодинамическую эффективность теплового насоса // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 1. С. 18–25. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-1-18-25.

14. Бучко Н. А., Гоголин А. А., Латышев В. П. [и др.]. Теплофизические основы получения искусственного холода. Справочник. Москва: Пищевая промышленность, 1980. 232 с.

15. Гаимова Л. В. Абсорбционные холодильные машины и тепловые насосы. Астрахань: Изд-во АГТУ, 1997. 226 с.

16. Горшков В. Г., Паздников А. Г., Мухин Д. Г. [и др.]. Промышленный опыт и перспективы использования отечественных абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин и тепловых насосов нового поколения. URL: <http://teplosibmash.ru/> (дата обращения: 20.01.2023).

17. Романюк В. Н., Бобич А. А., Муслина Д. Б. [и др.]. Абсорбционные тепловые насосы в теплоэнергетических системах промышленных предприятий для снижения энергетических и финансовых затрат // Энергия и менеджмент. 2013. № 2 (71). С. 32–37.

18. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1. Теория и расчёт. Москва: КолосС, 2006. 456 с. ISBN 5-9532-0428-0.

19. Юша В. Л., Чернов Г. И. Термодинамический анализ эффективности мобильных компрессорных установок с рекуперацией тепловых потерь. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2014. 102 с.

20. Луканин В. Н., Алексеев И. В., Шатров М. Г. [и др.]. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов. 3-е изд., перераб. и испр. Москва: Высшая школа, 2007. 479 с.

21. Архаров А. М., Архаров И. А., Афанасьев В. Н. [и др.]. Теплотехника. Москва: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2004. 712 с.
22. Цанев С. В., Буров В. Д., Ремезов А. Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций. Москва: Изд-во МЭИ, 2009. 580 с.
23. Селиверстов В. М. Утилизация тепла в судовых дизельных установках. Ленинград: Судостроение, 1973. 256 с.
24. Бажан П. И., Каневец Г. Е., Селиверстов В. М. Справочник по теплообменным аппаратам. Москва: Машиностроение, 1989. 366 с.
25. Справочник по теплообменникам. В 2 т. / Пер. с англ. под ред. О. Г. Мартыненко [и др.]. Москва: Энергоатомиздат, 1987. Т. 2. 352 с.
26. Сазанов Б. В., Ситас В. И. Промышленные теплоэнергетические установки и системы. Москва: Издат. дом МЭИ, 2004. 275 с.
27. Нефтегазовое оборудование. URL: <https://salus-ural.ru/wp-content/uploads/2016/10/catalog> (дата обращения: 21.01.2023).
28. Каталог технологических печей производства ООО НПП «НОУПром» URL: <http://nouprom-nprz.ru> (дата обращения: 21.01.2023).
29. Малафеев И. И., Ильин Г. А., Крысанов К. С. Рабочие тела высокотемпературных тепловых насосов. Современное состояние вопроса и направления развития // Известия МГТУ «МАМИ». 2014. Т. 3, № 3 (21). С. 53–58.
30. Bosnjakovic F., Knoche K. F. Technische Thermodynamik. Teil I. Darmstadt; Steinkopff, 1998. 543 s.

ЮША Владимир Леонидович, доктор технических наук, профессор (Россия), Омский государственный технический университет, г. Омск.

SPIN-код: 1503-9666

ORCID: 0000-0001-9858-7687

AuthorID (SCOPUS): 6505861937

ResearcherID: J-8079-2013

Адрес для переписки: 1978yusha@mail.ru

СУТЯГИНСКИЙ Михаил Александрович, председатель совета директоров АО «Группа компаний «Титан», г. Омск.

ПОТАПОВ Юрий Алексеевич, кандидат технических наук, главный специалист департамента по развитию и новым технологиям АО «Группа компаний «Титан», г. Омск.

Для цитирования

Юша В. Л., Сутягинский М. А., Потапов Ю. А. Сравнительная оценка энергетической и экономической эффективности парокompрессионных тепловых насосов при модернизации крупного химического и нефтеперерабатывающего производства. Часть 1 // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 2. С. 36–44. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-2-36-44.

Статья поступила в редакцию 28.02.2023 г.

© В. Л. Юша, М. А. Сутягинский, Ю. А. Потапов

COMPARATIVE EVALUATION OF THE ENERGY AND ECONOMIC EFFICIENCY OF VAPOR COMPRESSION HEAT PUMPS IN MODERNIZATION OF LARGE CHEMICAL AND OIL REFINING INDUSTRIES. PART 1

V. L. Yusha¹, M. A. Sutyaginskiy², Yu. A. Potapov²

¹Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

²JSC «Group of companies «Titan»,
Russia, Omsk, Gubkin Ave., 30, 644035

The question of the feasibility of increasing the energy efficiency of large chemical and oil refining industries by replacing furnace heaters of process heat carriers and raw materials with vapor compression heat pumps is considered. An analysis of the relationship between the technical configuration of vapor-compression heat pumps, the operating parameters of their operation (determining the value of the energy conversion coefficient) and the ratio of the cost of various energy carriers is carried out.

The presented results of a comparative analysis of the energy efficiency of various options for replacing a furnace with a vapor compression heat pump reflect the decisive influence of the technical level and design configuration of a vapor compression heat pump on the choice of the preferred upgrade option. However, a significant difference in commercial energy prices significantly changes the preferred ranking of these options.

Keywords: energy converter, vapor compression heat pump, heater, energy conversion factor, efficiency factor, gas fuel, steam, electricity, unit cost of thermal energy.

References

1. Shest' klyuchevykh zadach v ekonomike Rossii na 2023 god. Stenogramma vystupleniya Vladimira Putina na zasedanii Soveta po strategicheskemu razvitiyu i natsional'nym proyektam [Six key tasks in the Russian economy for 2023. Transcript of Vladimir Putin's speech at a meeting of the Council for Strategic Development and National Projects]. URL: <https://rg.ru/2022/12/15/stenogramma/> (accessed: 16.12.2022). (In Russ.).
2. Plotnikova L. V., Chilikova I. I., Valiyev R. N. [et al.]. Organizatsiya sistemy preobrazovaniya vtorichnoy teplovoy energii s ispol'zovaniyem teplonasosnogo oborudovaniya dlya neftegazopererabatyvayushchego predpriyatiya Vostochnoy neftyanoy kompanii [Organization of a system for converting secondary thermal energy using heat pump equipment for an oil and gas refinery of the eastern oil company] // *Territoriya «NEFTEGAZ». Territoriya «NEFTEGAZ»*. 2018. No. 11. P. 86–90. (In Russ.).
3. Yantovskiy E. I., Levin L. A. Promyshlennyye teplovyye nasosy [Industrial heat pumps]. Moscow, 1989. 125 p. (In Russ.).
4. Zakharov M. K. Sravneniye effektivnosti primeneniya razlichnykh variantov teplovogo nasosa [Comparison of the efficiency of different heat pump options] // *Khimicheskaya promyshlennost'*. *Chemical Industry*. 2002. No. 8. P. 1–7. (In Russ.).
5. Shomova T. P. Povysheniye energeticheskoy effektivnosti gazopererabatyvayushchikh predpriyatiy na osnove primeneniya teplovykh nasosov [Improving the energy efficiency of gas processing plants through the use of heat pumps]. Ivanovo, 2014. 20 p. (In Russ.).
6. Rey D., Makmayl D. Teplovyye nasosy [Heat pumps]. Moscow, 1982. 224 p. (In Russ.).
7. Trott A. R., Welch T. Refrigeration and Air-Conditioning. 3rd ed. Butterworth Heinemann, Oxford, 2000. 377 p. (In Engl.).
8. 13th IEA Heat Pump Conference 2021 / Conference Proceedings – Full Papers. URL: <https://heatpumpingtech-nologies.org/publications/13th-iea-heat-pump-conference-2021-conference-proceedings-full-papers/> (accessed: 18.10.2022). (In Engl.).
9. Elistratov S. E. Kompleksnoye issledovaniye effektivnosti teplovykh nasosov [Comprehensive study of heat pump efficiency]. Novosibirsk, 2011. 40 p. (In Russ.).
10. Duvanov S. A. Issledovaniye teplovykh nasosov na rezhimakh, otlichnykh ot nominal'nogo, pri sokhraneni vykhodnykh parametrov [Investigation of heat pumps at modes other than nominal while maintaining output parameters]. Astrakhan, 2006. 21 p. (In Russ.).
11. Koshkin N. N., Tkachev A. G., Badyl'kes I. S. [et al.]. Kholodil'nyye mashiny [Refrigeration machines]. Leningrad, 1985. 521 p. (In Russ.).
12. Gasho E. G., Kozlov S. A., Puzakov V. S. [et al.]. Teplovyye nasosy v sovremennoy promyshlennosti i kommunal'noy infrastrukture [Heat pumps in modern industry and public infrastructure]. Moscow, 2017. 204 p. (In Russ.).
13. Yusha V. L., Gromov A. Yu., Ushakov P. V. Analiz vliyaniya temperaturnykh rezhimov porshnevoy dlinnokhodovoy kompressornoy stupeni na termodinamicheskuyu effektivnost' teplovogo nasosa [The analysis of influence of temperature conditions of piston long-stroke compressor stage on thermodynamic efficiency of a heat pump] // *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsonno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2023. Vol. 7, no. 1. P. 18–25. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-1-18-25. (In Russ.).
14. Buchko N. A., Gogolin A. A., Latyshev V. P. Teplofizicheskiye osnovy polucheniya iskusstvennogo kholoda. Spravochnik [Thermophysical bases for obtaining artificial cold. Handbook]. Moscow, 1980. 232 p. (In Russ.).
15. Galimova L. V. Absorbtsionnyye kholodil'nyye mashiny i teplovyye nasosy [Absorption chillers and heat pumps]. Astrakhan, 1997. 226 p. (In Russ.).

16. Gorshkov V. G., Pazdnikov A. G., Mukhin D. G. [et al.]. Sevast'yanov Promyshlennyy opyt i perspektivy ispol'zovaniya otechestvennykh absorbtionnykh bromistolitiyevykh kholodil'nykh mashin i teplovykh nasosov novogo pokoleniya [Industrial experience and prospects for the use of domestic absorption lithium bromide refrigerating machines and heat pumps of a new generation]. URL: <http://teplosibmash.ru/> (accessed: 20.01.2023). (In Russ.).

17. Romanyuk V. N., Bobich A. A., Muslina D. B. [et al.]. Absorbtionnyye teplovyye nasosy v teploenergeticheskikh sistemakh promyshlennykh predpriyatiy dlya snizheniya energeticheskikh i finansovykh zatrat [Absorption heat pumps in heat and power systems of industrial enterprises to reduce energy and financial costs] // *Energiya i menedzhment. Energy and Management*. 2013. No. 2 (71). P. 32–37. (In Russ.).

18. Plastinin P. I. Porshnevyye kompressory. V 2 t. T. 1. Teoriya i raschet [Piston compressors. In 2 vols. Vol. 1. Theory and calculation]. 3rd ed. Moscow, 2006. 456 p. ISBN 5-9532-0428-0. (In Russ.).

19. Yusha V. L., Chernov G. I. Termodinamicheskiy analiz effektivnosti mobil'nykh kompressornykh ustanovok s rekuperatsiyey teplovykh poter' [Thermodynamic analysis of the efficiency of mobile compressor units with heat loss recovery]. Omsk, 2014. 102 p. (In Russ.).

20. Lukanin V. N., Alekseyev I. V., Shatrov M. G. [et al.]. Dvigateli vnutrennego sgoraniya. V 3 kn. Kn. 1. Teoriya rabochikh protsessov [Internal combustion engines. In 3 bk. Bk. 1. Theory of work processes]. 3th ed., 2007. 479 p. (In Russ.).

21. Arkharov A. M., Arkharov I. A., Afanasyev V. H. [et al.]. Teplotekhnika [Heat Engineering]. Moscow, 2004. 712 p. (In Russ.).

22. Tsanev S. V., Burov V. D., Remezov A. N. Gazoturbinnyye i parogazovyye ustanovki teplovykh elektrostantsiy [Gas turbine and steam-gas installations of thermal power plants]. Moscow, 2009. 580 p. (In Russ.).

23. Seliverstov V. M. Utilizatsiya tepla v sudovykh dizel'nykh ustanovkakh [Heat recovery in marine diesel installations]. Leningrad, 1973. 256 p. (In Russ.).

24. Bazhan P. I., Kanevets G. E., Seliverstov V. M. Spravochnik po teploobmennym apparatam [Handbook of heat exchangers]. Moscow, 1989. 366 p. (In Russ.).

25. Spravochnik po teploobmennikam. V 2 t. [Heat exchanger handbook. In 2 vols.] / Trans. from Engl. by ed. O. G. Martynenko [et al.]. Moscow, 1987. Vol. 2. 352 p. (In Russ.).

26. Sazanov B. V., Sitas V. I. Promyshlennyye teploenergeticheskiye ustanovki i sistemy [Industrial thermal power plants and systems]. Moscow, 2004. 275 p.

27. Neftegazovoye oborudovaniye [Oil and gas equipment]. URL: <https://salus-ural.ru/wp-content/uploads/2016/10/catalog> (accessed: 21.01.2023). (In Russ.).

28. Katalog tekhnologicheskikh pechey proizvodstva OOO NPP «NOUProm» [Catalog of technological furnaces produced by LLC NPP NOUprom]. URL: <http://nouprom-npz.ru> (accessed: 21.01.2023). (In Russ.).

29. Malafeyev I. I., Il'in G. A., Krysanov K. S. Rabochiye tela vysokotemperaturnykh teplovykh nasosov. Sovremennoye sostoyaniye voprosa i napravleniya razvitiya [Working substances of high heat pumps. current state of affair and development] // *Izvestiya MGTU «MAMI»*. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2014. Vol. 3, no. 3 (21). P. 53–58. (In Russ.).

30. Bosnjakovic F., Knoche K. F. Technische Thermodynamik: Teil I. Darmstadt; Steinkopff, 1998. 543 s. (In Germ.).

YUSHA Vladimir Leonidovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Omsk State Technical University, Omsk.

SPIN-code: 1503-9666

ORCID: 0000-0001-9858-7687

AuthorID (SCOPUS): 6505861937

ResearcherID: J-8079-2013

Correspondence address: 1978yusha@mail.ru

SUTYAGINSKIY Mikhail Alexandrovich, Chairman of the Board of Directors of Group of Companies «Titan» JSC, Omsk.

POTAPOV Yuri Alekseevich, Candidate of Technical Sciences, Chief Specialist of Development and New Technologies Department of Group of Companies «Titan» JSC, Omsk.

For citations

Yusha V. L., Sutyaginskiy M. A., Potapov Yu. A. Comparative evaluation of the energy and economic efficiency of vapor compression heat pumps in modernization of large chemical and oil refining industries. Part 1 // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2023. Vol. 7, no. 2. P. 36–44. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-2-36-44.

Received February 28, 2023.

© V. L. Yusha, M. A. Sutyaginskiy, Yu. A. Potapov

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТРИБОЛОГИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПЕРСПЕКТИВНЫХ САМОСМАЗЫВАЮЩИХСЯ МАТЕРИАЛОВ ДЛЯ БЫСТРОХОДНЫХ УЗЛОВ ТРЕНИЯ

Н. А. Райковский, А. М. Калашников

Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

В работе рассмотрены методика и стенд экспериментального исследования трибологических характеристик материалов быстроходных узлов «сухого» трения, реализующие схему трения «палец–диск». В результате экспериментальных исследований определены трибологические характеристики традиционных и перспективных отечественных и зарубежных самосмазывающихся материалов. Установлена существенная зависимость фрикционно-износных характеристик самосмазывающихся материалов быстроходных узлов «сухого» трения от скорости скольжения. При этом наилучшие трибологические характеристики во всем диапазоне скоростей скольжения от 10 м/с до 40 м/с соответствуют материалу Криолон-3.

Ключевые слова: трение, износостойкость, полимерный материал, эксперимент.

Введение

Одной из важнейших задач при создании узлов «сухого» трения является правильный выбор конструкционных антифрикционных материалов [1–5]. Основная трудность обоснованного выбора материалов для применения их в узлах трения роторных агрегатов состоит в большом многообразии таких материалов, прежде всего антифрикционных полимерных материалов; в отсутствии результатов исследований трибологических свойств таких материалов применительно к условиям работы роторных агрегатов; в желании производителей презентовать, в рекламных целях, наилучшие показатели материалов; противоречивостью результатов исследований различных авторов, что можно объяснить разными режимами трения, разными схемами трения и т.д. [5–14].

Подавляющая часть исследований триботехнических характеристик материалов выполнена применительно к малым скоростям (до 5 м/с) и большим удельным давлениям (1–5 МПа). Это особенно затрудняет выбор подходящих самосмазывающихся материалов из большого их множества для узлов трения быстроходных роторных агрегатов, которые работают при скоростях скольжения в зоне трения более 10 м/с [1–9].

Целью данной работы является сравнительное экспериментальное исследование фрикционно-износных характеристик перспективных самосмазывающихся полимерных материалов отечественного и зарубежного производства, выполненное в одинаковых условиях.

Методика экспериментального исследования

Перед проведением экспериментального исследования выполнялась приработка образцов. После приработки образец и диск протирались бензином (ГОСТ 443-76), затем этиловым спиртом (ГОСТ 5962-57) и просушивались в сушильной камере в течение 15 минут.

Массовая скорость изнашивания определялась по уравнению:

$$I = \frac{m_1 - m_2}{\tau}, \quad (1)$$

где $m_{1,2}$ — масса образца до и после испытания; τ — промежуток времени испытания.

Время испытаний в каждом случае определялось износостойкостью образца и погрешностью определения скорости изнашивания, которая не превышала 5 %. Данная погрешность оценивалась промежуточным взвешиванием с интервалом испытания не менее 20 часов.

Коэффициент относительной износостойкости определялся по формуле:

$$K_{изм} = I_r / I_{ij}, \quad (2)$$

где I_r — скорость износа материала АГ-1500СО5 при скорости скольжения 10 м/с; I_{ij} — скорость износа i -го материала при j -й скорости скольжения.

Коэффициент трения определялся из уравнения:

$$f_{mp} = \frac{F_A \cdot R_2}{N \cdot R_1}, \quad (3)$$

так как $R_1 = R_2$,

$$f_{mp} = \frac{F_A}{N}, \quad (4)$$

где N — нормальная нагрузка; R_1 — радиус трения образца; R_2 — радиус измерения силы датчиком.

Нормальная сила определялась по уравнению:

$$N = m \cdot g, \quad (5)$$

где m — масса нагружения; g — ускорение свободного падения.

Относительная скорость скольжения в трущемся сопряжении определялась по уравнению:

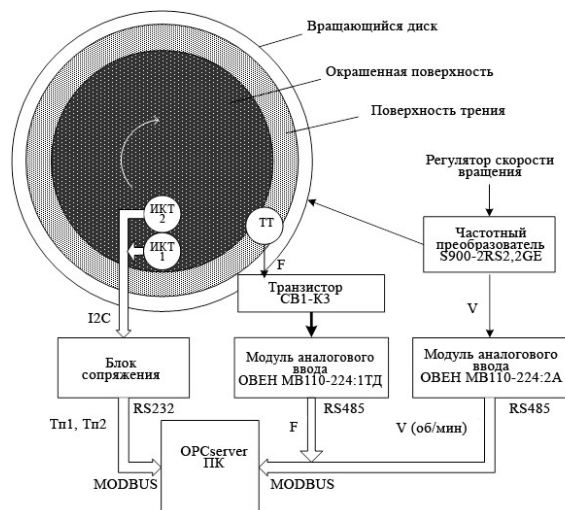


Рис. 1. Блок-схема установки: ТТ — тело трения; ИКТ — инфракрасный термометр MLX90614-ACF; ПК — персональный компьютер
Fig. 1. Block diagram of the installation: TT — friction body; ИКТ — infrared thermometer MLX90614-ACF; ПК — personal computer

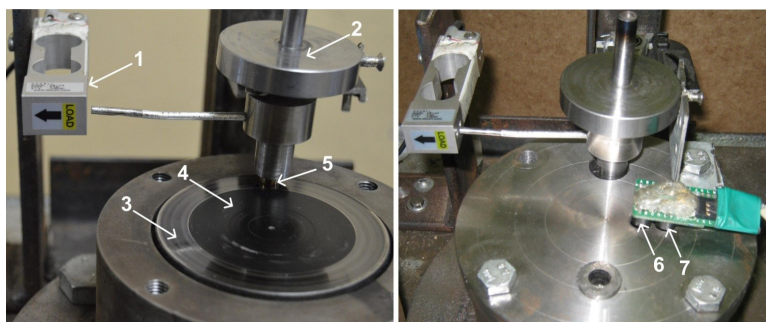


Рис. 2. Элементы конструкции экспериментального стенда:
1 — датчик силы; 2 — груз; 3 — дорожка трения вращающегося диска; 4 — черненная поверхность вращающегося диска; 5 — полимерный образец; 6 — инфракрасный датчик температуры (на дорожке трения); 7 — инфракрасный датчик температуры (на черненной поверхности)
Fig. 2. Design elements of the experimental stand: 1 — force sensor; 2 — cargo; 3 — friction track of a rotating disk; 4 — blackened surface of a rotating disk; 5 — polymer sample; 6 — infrared temperature sensor (on the friction track); 7 — infrared temperature sensor (on the blackened surface)

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot R_{\text{п}} \quad (6)$$

где ω — угловая скорость вращения диска; n — частота вращения диска.

Схема системы измерения экспериментального стенда, реализующего схему трения «палец — диск», представлена на рис. 1.

Экспериментальный стенд (рис. 2) состоит из вертикально установленного электрошпинделя, размещенного на раме, в котором закреплен стальной диск диаметром 80 мм, выполненный из стали 40Х с параметрами HRC 54 и Ra 0,32. Частота вращения шпинделя регулируется за счет частотного преобразователя S900-2RS2.2GE в диапазоне 0–24000 об/мин, что позволяет реализовать скорости скольжения в зоне трения до 80 м/с. Из-за больших частот вращения электрошпиндель снабжен системой охлаждения. Самосмазывающийся образец выполнен в форме пальца с размерами: диаметр — 7 мм, длина — 10 мм. Инфракрасный термометр MLX90614-ACF имеет заводскую калибровку по модели АЧТ, спектральный диапазон чувствительности $\Delta\lambda = 5,5–14$ мкм и возможность

введения коэффициента поправки на коэффициент излучения поверхности ϵ .

Система измерений стенда позволяет определять: нагрузочно-скоростные и триботехнические характеристики пары трения, а также температуру на зачерненной поверхности диска. Измеряемые параметры выводятся на персональный компьютер в виде трендов от времени согласно схеме, рассмотренной на рис. 1. Более подробно методика определения температуры поверхности трения стального диска рассмотрена в работе [15].

Результаты экспериментальных исследований

Экспериментальные исследования выполнены в диапазоне от 10 м/с до 40 м/с. Рассмотрены следующие материалы: Криолон-3, CELAZOLE PBI, TORLON 4301 PAI, KETRON PEEK-HPV, KETRON PEEK-CA30, TECHTRON HPV PPS, графит АГ-1500CO5, Суперфлувис, КВН-3. В табл. 1 рассмотрены износные характеристики группы испытываемых материалов, представленных в форме коэффициента относительной износостойкости.

Таблица 1. Коэффициент относительной износостойкости самосмазывающихся материалов при различных скоростях скольжения**Table 1. Relative wear resistance coefficient of self-lubricating materials at different sliding speeds**

Наименование материала	Коэффициент относительной износостойкости			
	10 м/с	20 м/с	30 м/с	40 м/с
CELAZOLE PBI	18,6	7,8	0,2	н/р
TORLON 4301 PAI	16,0	37,6	0,4	н/р
KETRON PEEK-HPV	10,3	6,0	9,3	0,1
KETRON PEEK-CA30	23,3	45,9	13,7	1,1
TECHTRON HPV PPS	10,8	17,5	7,4	н/р
Суперфлувис	3,0	5,8	4,6	0,3
АГ-1500СО5	1,0	9,4	н/р / п/о	н/р
КВН-3	5,2	10,6	0,02	н/р
Криолон-3	о	о	1,9	1,1

н/р — материал неработоспособен на данном режиме испытаний;
о — результаты испытаний отсутствуют

Таблица 2. Коэффициент трения самосмазывающихся материалов при различных скоростях скольжения**Table 2. Coefficient of friction of self-lubricating materials at different sliding speeds**

Наименование материала	Коэффициент трения			
	10 м/с	20 м/с	30 м/с	40 м/с
CELAZOLE PBI	0,02	0,02	0,1	н/р
TORLON 4301 PAI	0,03	0,01	0,07	н/р
KETRON PEEK-HPV	0,06	0,045	0,02	0,06
KETRON PEEK-CA30	0,1	0,04	0,025	0,06
TECHTRON HPV PPS	0,17	0,02	0,02	н/р
Суперфлувис	0,2	0,03	0,02	0,18
АГ-1500СО5	0,21	0,02	н/р	н/р
КВН-3	0,4	0,01	0,03	н/р
Криолон-3	0,02	0,01	0,01	0,05

н/р — материал неработоспособен на данном режиме испытаний

Результаты исследования износных характеристик самосмазывающихся материалов в условиях «сухого» трения показали, что высокие характеристики в сравнении с традиционными материалами (на примере АГ-1500СО5), применяемыми в быстроходных узлах трения, обеспечивают следующие марки:

— при скорости скольжения 40 м/с — КЕТРОН РЕЕК — СА30 и Криолон-3. При этом величина износа данных материалов при скорости скольжения 40 м/с сопоставима с износом АГ-1500СО5 при скорости скольжения 10 м/с;

— при скорости скольжения 30 м/с — КЕТРОН РЕЕК — HPV, КЕТРОН РЕЕК — СА30, TECHTRON HPV PPS, Суперфлувис, Криолон-3. При этом величина износа данных материалов при скорости скольжения 30 м/с от 2 до 14 раз меньше износа АГ-1500СО5 при скорости скольжения 10 м/с;

— при скорости скольжения 20 м/с — все материалы исследуемой группы. При этом величина износа данных материалов при скорости скольжения 20 м/с от 6 до 46 раз меньше износа АГ-1500СО5 при скорости скольжения 10 м/с.

— при скорости скольжения 10 м/с — все материалы исследуемой группы. При этом величина износа данных материалов при скорости скольжения

10 м/с от 3 до 23 раз меньше износа АГ-1500СО5 при скорости скольжения 10 м/с.

В целом полимерные самосмазывающиеся материалы показали значительно лучшую износостойкость при истирании в условиях больших скоростей скольжения.

В табл. 2 рассмотрены значения коэффициента трения исследуемых материалов при скоростях скольжения от 10 до 40 м/с. Отсутствие отдельных материалов на диаграммах указывает на то, что в ходе экспериментальных исследований на данных режимах испытания происходило их разрушение или наблюдался катастрофический износ.

При скорости скольжения 10 м/с наилучшее значение коэффициента трения реализуют материалы: CELAZOLE PBI, TORLON 4301 PAI и Криолон-3; худшее — КВН-3, АГ1500-СО5 и Суперфлувис. При этом для исследуемых материалов значение коэффициента трения может различаться до 20 раз.

При скорости скольжения 20 м/с все исследуемые материалы показали высокие антифрикционные свойства, при этом коэффициент трения не превышал 0,045. Для скорости скольжения 20 м/с коэффициент трения может различаться до 4 раз. В целом при скорости скольжения 20 м/с фрикционные характеристики исследуемых материалов



значительно улучшились в сравнении с характеристиками при скорости скольжения 10 м/с.

При скорости скольжения 30 м/с наилучшее значение коэффициента трения реализуют материалы: Криолон-3, Суперфлувис, TECTHTRON HPV PPS, KETRON PEEK-HPV; худшее — TORLON 4301 PAI и CELAZOLE PBI. Для исследуемых материалов коэффициент трения при скорости 30 м/с может различаться до 10 раз. В целом при скорости скольжения 30 м/с наилучшие фрикционные характеристики для исследуемой группы материалов имеют близкие значения с характеристиками при скорости скольжения 20 м/с.

При скорости скольжения 40 м/с из группы рассмотренных материалов работоспособны только 4 материала: KETRON PEEK-CA30, KETRON PEEK-HPV, криолон-3 и Суперфлувис. Наилучшее значение коэффициента трения имеют материалы: Криолон-3, Ketrone PEEK CA30, Ketrone PEEK HPV; худшее — Суперфлувис. При этом коэффициент трения у представленных материалов при скорости 40 м/с может различаться в 3–4 раза.

Комплексный анализ трибологических характеристик выявил следующие перспективные материалы для применения в быстроходных узлах «сухого» трения: при 40 м/с — Ketrone PEEK CA30 и Криолон-3; при 30 м/с — TECTHTRON HPV PPS, KETRON PEEK-HPV, KETRON PEEK-CA30; при 20 м/с — TORLON 4301 PAI, TECTHTRON HPV PPS; при 10 м/с — CELAZOLE PBI, TORLON 4301 PAI.

Таким образом, результаты анализа показали, что в различном диапазоне скоростей скольжения поверхностей трения наилучшие трибологические характеристики обеспечивают различные материалы. Установлено, что полимерные материалы более перспективны, чем графитовые материалы. При этом наилучшие трибологические характеристики в диапазоне скоростей скольжения от 10 м/с до 40 м/с соответствуют материалу Криолон-3.

Результаты исследований показали существенную зависимость фрикционных свойств самосмазывающихся материалов от скорости скольжения в диапазоне значений, характерных для узлов трения ступеней роторно-пластинчатого типа. При этом в диапазоне скоростей 10–40 м/с коэффициент трения может изменяться до 40 раз (например, для материала КВН-3). Среднее значение коэффициента трения в диапазоне параметров исследования изменяется в 5–10 раз.

Заключение

В работе рассмотрены экспериментальная установка для исследования трибологических характеристик быстроходных узлов «сухого» трения, реализующая схему трения «палец — диск».

В результате экспериментальных исследований определены трибологические характеристики перспективных отечественных и зарубежных самосмазывающихся материалов. Установлено, что полимерные материалы имеют более высокие трибологические характеристики в сравнении графитовыми материалами, традиционно применяемыми в ступенях роторно-пластинчатого типа. При этом наиболее универсальный материал в диапазоне скоростей скольжения от 10 м/с до 40 м/с — Криолон-3. Наилучшие характеристики в области скоростей скольжения более 20 м/с в диапазоне исследования соответствуют материалу KETRON PEEK-CA30. Установлена существенная зависимость коэффи-

циента трения узлов «сухого» трения, работающих в быстроходных узлах сухого трения, от скорости скольжения.

Список источников

1. Гаркунов Д. Н. Триботехника: Конструирование, изготовление и эксплуатация машин. 5-е изд., перераб. и доп. Москва: Изд-во МСХА. 2002. 629 с. ISBN 5-94327-093-0.
 2. Браун Н. А., Буше И. А., Буяновский И. А. [и др.]. Основы трибологии: Трение, износ, смазка / под ред. А. В. Чичинадзе. Москва: Центр «Наука и техника», 1995. 778 с. ISBN 5-900359-10-7.
 3. Мышкин Н. К., Петроковец М. И. Трение, износ, смазка. Физические основы и технические приложения трибологии. Москва: Физматлит. 2007. 367 с. ISBN 978-5-9221-0824-9.
 4. Аборкин А. В., Елкин А. И., Сычев А. Е. [и др.]. Алюминий в условиях сухого трения композиционного материала на основе алюминиевого сплава, упрочненного нанокристаллическим графитом / Трение и износ. 2020. Т. 41, № 3. С. 323–330.
 5. Стручков Н. Ф., Лебедев Д. И., Винокуров Г. Г. Испытания на износ порошковых покрытий и исследования микрогеометрии поверхностей трения в условиях холода // Природные ресурсы Арктики и Субарктики. 2022. Т. 27, № 2. С. 305–315. DOI: 10.31242/2618-9712-2022-27-2-305-315.
 6. Машков Ю. К., Кропотин О. В. Трибофизика и структурная модификация материалов трибосистем: моногр. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2009. 322 с. ISBN 978-5-8149-0804-9.
 7. John M. Self-Lubricating Materials for Extreme Condition Applications / M. John, P. L. Menezes // Materials. 2021. Vol. 14. P. 55–88. DOI: 10.3390/ma14195588.
 8. Friedrich K. Polymer composites for tribological applications // Advanced Industrial and Engineering Polymer Research. 2018. Vol. 1, no. 1. P. 3–39. DOI: 10.1016/j.aiepr.2018.05.001.
 9. ОАО «ФТОРОТЕКС». URL: <http://www.ftorotex.by> (дата обращения: 04.05.2022).
 10. Nunez E. E., Gheisari R., Polycarpou A. A. Tribology review of blended bulk polymers and their coatings for high-load bearing applications // Tribology International. 2018. Vol. 129. P. 92–111. DOI: 10.1016/j.triboint.2018.08.002.
 11. Huai W., Zhang C., Wen S. Graphite-based solid lubricant for high-temperature lubrication // Friction. 2020. Vol. 9. P. 1660–1672. DOI: 10.1007/s40544-020-0456-2.
 12. Bao Q., Li N., Feng J. [et al.]. Using mixture design approach for modeling and optimizing tribology properties of PPESK composites // Composites Part A: Applied Science and Manufacturing. 2022. Vol. 163. P. 107256. DOI: 10.1016/j.compositesa.2022.107256.
 13. Зеленцов В. Б., Митрин Б. И., Кузнецова Т. А. [и др.]. Нестационарный износ двухслойного покрытия с учётом тепловыделения от трения // Вычислительная механика сплошных сред. 2020. Т. 13, № 1. С. 98–107. DOI: 10.7242/1999-6691/2020.13.1.8.
 14. Reeves C. J., Menezes P. L., Lovell M. R. [et al.]. Tribology of solid lubricants // Tribology for Scientists and Engineers. New York: Springer, 2013. P. 447–494.
 15. Райковский Н. А., Аистов И. П., Пономарев Д. Б. Методика бесконтактного измерения температуры поверхности трения вращающегося диска // Системы. Методы. Технологии. 2019. № 3 (43). P. 14–19. DOI: 10.18324/2077-5415-2019-3-14-19.
- РАЙКОВСКИЙ Николай Анатольевич**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск.
SPIN-код: 9140-9356

AuthorID (РИНЦ): 684470
ORCID: 0000-0002-2783-8298
AuthorID (SCOPUS): 57190974742
Адрес для переписки: n_raykovskiy@mail.ru
КАЛАШНИКОВ Александр Михайлович, старший преподаватель кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ, г. Омск.
SPIN-код: 5496-5209
AuthorID (РИНЦ): 888551
ORCID: 0000-0002-6847-4937
Адрес для переписки: kalashnikov_omgtu@mail.ru

Для цитирования

Райковский Н. А., Калашников А. М. Экспериментальное исследование трибологических характеристик перспективных самосмазывающихся материалов для быстроходных узлов трения // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 2. С. 45 – 51. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-2-45-51.

Статья поступила в редакцию 14.04.2023 г.

© Н. А. Райковский, А. М. Калашников



EXPERIMENTAL STUDY OF TRIBOLOGICAL CHARACTERISTICS OF PROMISING SELF-LUBRICATING MATERIALS FOR HIGH-SPEED FRICTION UNITS

N. A. Raikovskiy, A. M. Kalashnikov

Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

The paper considers a technique and a stand for experimental study of the tribological characteristics of materials for high-speed «dry» friction units that implement the «finger-disk» friction scheme. As a result of experimental studies, the tribological characteristics of traditional and promising domestic and foreign self-lubricating materials were determined. A significant dependence of the friction-wear characteristics of self-lubricating materials of high-speed «dry» friction units on the sliding speed has been established. At the same time, the best tribological characteristics in the entire range of sliding speeds from 10 m/s to 40 m/s correspond to the Krylon-3 material.

Keywords: friction, wear resistance, polymeric material, experiment.

References

1. Garkunov D. N. Tribotekhnika: Konstruirovaniye, izgotovleniye i ekspluatatsiya mashin [Tribotechnology: Design, manufacture and operation of machines]. 5th ed., reprint. and additional. Moscow, 2002. 629 p. ISBN 5-94327-093-0. (In Russ.).
2. Braun N. A., Bushe I. A., Buyanovskiy I. A. [et al.]. Osnovy tribologii: Treniye, iznos, smazka [Fundamentals of tribology: Friction, wear, lubrication] / ed. by A. V. Chichinadze. Moscow, 1995. 778 p. ISBN 5-900359-10-7. (In Russ.).
3. Myshkin N. K., Petrokovets M. I. Treniye, iznos, smazka. Fizicheskiye osnovy i tekhnicheskiye prilozheniya tribologii [Friction, wear, lubrication. Physical foundations and technical applications of tribology]. Moscow, 2007. 367 p. ISBN 978-5-9221-0824-9. (In Russ.).
4. Aborkin A. V., Elkin A. I., Sychev A. E. [et al.]. Alymov Iznos v usloviyakh sukhogo treniya kompozitsionnogo materiala na osnove alyuminiyevogo splava, uprochnennogo nanokristallicheskim grafitom [Wear in conditions of dry friction of a composite material based on an aluminum alloy reinforced with nanocrystalline graphite] // Treniye i iznos. *Journal of Friction and Wear*. 2020. Vol. 41, no. 3. P. 323–330. (In Russ.).
5. Struchkov N. F., Lebedev D. I., Vinokurov G. G. Ispytaniya na iznos poroshkovykh pokrytiy i issledovaniya mikrogeometrii poverkhnostey treniya v usloviyakh kholoda [Wear testing of powder coatings and investigations of microgeometry of friction surfaces under cold conditions] // Prirodnyye resursy Arktiki i Subarktiki. *Arctic and Subarctic Natural Resources*. 2022. Vol. 27, no. 2. P. 305–315. DOI: 10.31242/2618-9712-2022-27-2-305-315. (In Russ.).
6. Mashkov Yu. K., Kropotin O. V. Tribofizika i stukturная модификация материалов трибосистем [Tribophysics and structural modification of materials of tribosystems]. Omsk, 2009. 322 p. ISBN 978-5-8149-0804-9. (In Russ.).
7. John M. Self-Lubricating Materials for Extreme Condition Applications / M. John, P. L. Menezes // *Materials*. 2021. Vol. 14. P. 55–88. DOI: 10.3390/ma14195588. (In Engl.).
8. Friedrich K. Polymer composites for tribological applications // *Advanced Industrial and Engineering Polymer Research*. 2018. Vol. 1, no. 1. P. 3–39. DOI: 10.1016/j.aiepr.2018.05.001. (In Engl.).
9. ODO «FTOROTEKS». ALC «FTOROTEKS». URL: <http://www.ftorotex.by> (accessed 04.05.2022). (In Russ.).
10. Nunez E. E., Gheisari R., Polycarpou A. A. Tribology review of blended bulk polymers and their coatings for high-load bearing applications // *Tribology International*. 2018. Vol. 129. P. 92–111. DOI:10.1016/j.triboint.2018.08.002. (In Russ.).
11. Huai W., Zhang C., Wen S. Graphite-based solid lubricant for high-temperature lubrication // *Friction*. 2020. Vol. 9. P. 1660–1672. DOI:10.1007/s40544-020-0456-2. (In Russ.).
12. Bao Q., Li N., Feng J. [et al.]. Using mixture design approach for modeling and optimizing tribology properties of PPESK composites // *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*. 2022. Vol. 163. P. 107256. DOI: 10.1016/j.compositesa.2022.107256. (In Russ.).
13. Zelentsov V. B., Mitrin B. I., Kuznetsova T. A. [et al.]. Nestatsionarnyy iznos dvukhsloynnogo pokrytiya s uchëtom teplovydeleniya ot treniya [Non-steady wear of a two-layer coating taking into account frictional heating] // *Vychislitel'naya mekhanika sploshnykh sred. Computational Continuous Mechanics*. 2020. Vol. 13, no. 1. P. 98–107. DOI: 10.7242/1999-6691/2020.13.1.8. (In Russ.).
14. Reeves C. J., Menezes P. L., Lovell M. R. [et al.] Tribology of solid lubricants // *Tribology for Scientists and Engineers*. New York: Springer, 2013. R. 447–494. (In Engl.).
15. Raykovskiy N. A., Aistov I. P., Ponomarev D. B. Metodika beskontaktnogo izmereniya temperatury poverkhnosti treniya vrashchayushchegosya diska [Methods for contactless measurement of the temperature of the friction surface of a rotating disk] // *Sistemy. Metody. Tekhnologii. Systems. Methods. Technologies*. 2019. No. 3 (43). P. 14–19. DOI: 10.18324/2077-5415-2019-3-14-19. (In Russ.).

RAYKOVSKIY Nikolai Anatolyevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk.
SPIN-code: 9140-9356

AuthorID (RSCI): 684470
ORCID: 0000-0002-2783-8298
AuthorID (SCOPUS): 57190974742
Correspondence address: n_raykovskiy@mail.ru
KALASHNIKOV Aleksander Mikhailovich, Assistant
of Refrigeration and Compressor Equipment and
Technology Department, OmSTU, Omsk.
SPIN code: 5496-5209
AuthorID (RSCI): 888551
ORCHID: 0000-0002-6847-4937
Correspondence address: kalashnikov_omgtu@mail.ru

For citations

Raikovskiy N. A., Kalashnikov A. M. Experimental study of tribological characteristics of promising self-lubricating materials for high-speed friction units // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2023. Vol. 7, no. 2. P. 45 – 51. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-2-45-51.

Received April 14, 2023.

© N. A. Raikovskiy, A. M. Kalashnikov



МОДЕЛЬ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА И ОПУСКАНИЯ СТРЕЛЫ С ДОПОЛНИТЕЛЬНЫМ ДЕМПФЕРОМ В ВИДЕ ГИДРОДИОДА

С. Ю. Кайгородов

Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11

В гидравлических и пневматических системах ввиду множества факторов их работы неизбежно возникают колебания давлений и расходов. Такие колебания образуются при работе газожидкостных агрегатов, при прохождении потоков сопротивлений, а также на их появление оказывает влияние материал изготовления (его жесткость) системы. Как правило, такие явления в системах нежелательны и приводят к изменениям рабочих характеристик системы относительно расчетных данных. Таким образом, существуют различные механизмы, позволяющие «сгладить» колебания систем. В гидравлических системах, в частности в грузоподъемных машинах, часто для этого используют специальные устройства — демпферы. В настоящей работе предлагается использовать в качестве демпфера гидродiode. Обладая различным расходом в прямом и обратном направлении, он обеспечивает различную расходно-перепадную характеристику при подъеме и опускании стрелы. Данный эффект позволяет улучшить позиционирование стрелы крана при подъеме и опускании стрелы.

Ключевые слова: кран, стрела, демпфер, гидродiode, сопротивление, диодность.

В настоящее время человечество активно использует энергию, получаемую механическими, химическими, электрическими и другими путями в своей жизнедеятельности. Уже невозможно представить мир без тяжелой техники, станков, автомобилей и других вещей, облегчающих наш быт.

Наверное, самым первым и важным этапом в развитии науки стало использование механической энергии. С появлением рычага стало возможным осуществление многих вещей, недоступных человеку ранее. Дальнейшее развитие науки и техники привело к тому, что, помимо механически связанных между собой агрегатов и систем, человек стал использовать энергию воздуха и жидкости.

Развитие энергетических систем, работающих за счёт энергии движения жидкости, получили огромное распространение на многие сферы жизнедеятельности человека. Одним из самых распространённых гидравлических агрегатов в мире являются гидравлические приводы (гидроцилиндры) [1].

Тем не менее при использовании в жизнедеятельности энергии движения жидкости требуется регулировать скорость исполнительных элементов гидропривода, осуществляющих работу. При использовании объёмного гидропривода регулирование скорости выходного звена осуществляется объёмным (машинным) и дроссельным регулированием [2, 3].

Наиболее распространённым способом регулирования скорости выходного звена является дроссельное регулирование. При этом дроссели, установленные в системе, являются также и демпфирующими устройствами, обеспечивающими гашение колебаний в процессе работы по поднятию и опусканию массивных грузов [3].

Таким образом, решению задач создания высокоэффективных конструкций кран-манипуляторных установок мешает недостаточная изученность влия-

ния устройств демпфирования на снижение их динамической нагруженности, а также влияние на их производительность.

В работах [4–6] авторы рассматривают демпфирующие устройства в манипуляторах крановых установок. Такие устройства позволяют сгладить колебания давлений в системе и улучшить позиционирование стрелы крана, для чего авторы предлагают использовать сложные демпфирующие устройства.

Для улучшения позиционирования стрелы предлагается механизм подъема стрелы манипулятора [7], содержащий гидроцилиндр и дополнительный демпфер, представляющий собой дроссель в виде гидравлического диода, установленный на пути жидкости из поршневой полости гидроцилиндра (рис. 1).

В работе [8] автор описывает устройство дросселирующего устройства в виде гидродиода и исследует его характеристики численным методом.

Гидродiode в общем случае представляет собой механическое устройство, не обладающее подвижными элементами и, как следствие, практически не изнашивается и не подвержен поломкам. Благодаря особой геометрии гидродiode обладает различным сопротивлением при течении через него жидкости в одном и другом направлении. Основной характеристикой гидродиода считают диодность, выраженную как отношение расходов течения жидкости в прямом и обратном направлении [9].

Таким образом, качество резисторного струйного диода можно определить величиной отношения прямого $Q_{пр}$ и обратного $Q_{об}$ расходов, названной диодностью по расходу A_Q [9]:

$$A_Q = \frac{Q_{пр}}{Q_{об}}. \quad (1)$$

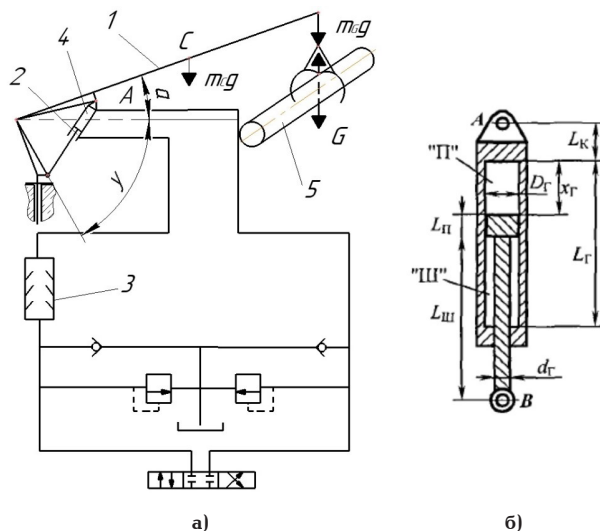


Рис. 1. Схема механизма подъема стрелы манипулятора с демпфером в виде гидродиода (а) и расчётная схема гидроцилиндра (б)

Fig. 1. Diagram of the boom lifting mechanism of the manipulator with a damper in the form of a hydrodiode (a) and the design scheme of the hydraulic cylinder (b)

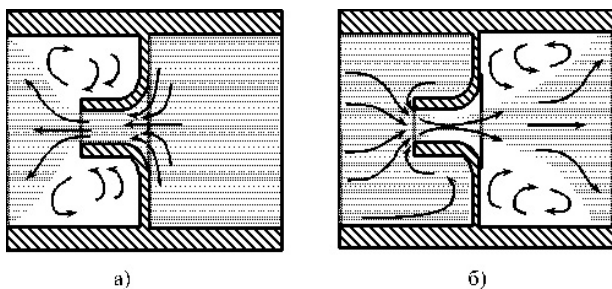


Рис. 2. Схема соплового гидродиода при течении жидкости в прямом (а) и обратном (б) направлении

Fig. 2. Diagram of the nozzle hydrodiode during the flow of liquid in the forward (a) and reverse (b) directions

Для резисторных гидродиодов помимо показателя D_Q используется также величина диодности по сопротивлению, выраженная в отношении гидравлических сопротивлений диода в обратном $\zeta_{об}$ и прямом $\zeta_{пр}$ направлении:

$$D = \frac{\zeta_{об}}{\zeta_{пр}}. \quad (2)$$

При этом зависимость между D и D_Q определяется выражением

$$D_Q = \sqrt{D}. \quad (3)$$

В результате экспериментальных исследований [9] установлено, что при течении жидкости в ламинарном режиме у резистивных диодов величина D_Q примерно равна единице, т.е. диодность данных элементов при этом условии очень мала.

Таким образом, применение гидродиода в качестве демпфирующего и дросселирующего устройства в кран-манипуляторных установках кажется перспективным.

Рассмотрим работу такой установки, схема которой представлена на рис. 1. В начале подъема стрелы

крана 1 рабочая жидкость поступает в поршневую полость 2 гидроцилиндра через гидравлический диод 3, практически не встречая сопротивления. В результате чего жидкость из штоковой полости 4 гидроцилиндра вытесняется в сливную магистраль. При опускании стрелы крана 1 рабочая жидкость поступает в штоковую полость 4 гидроцилиндра. Таким образом, вытесняется жидкость из поршневой полости 2, проходя при этом гидравлический диод 3, расположенный в обратном направлении потока, что создаёт сопротивление движению жидкости. Тем самым обеспечивается гашение избыточной скорости и колебаний давления жидкости и неравномерность движения стрелы манипулятора 1, получаемой из-за инерционных сил массы груза 5 на конце стрелы манипулятора 1.

Гидравлический диод 3 может быть представлен различными конструктивными вариантами [9–11]. При разработке математической модели механизма подъема стрелы кран-манипулятора с дополнительным демпфером использовалось описание работы соплового гидравлического диода [12]. Схема такого диода представлена на рис. 2.

Расчет коэффициента сопротивления соплового гидродиода в прямом направлении приблизительно вычисляется согласно формуле [9]:

$$\zeta_{пр} = 0,03 + \left(1 - \frac{\omega}{\Omega}\right)^2, \quad (4)$$

где ω — площадь сопла; Ω — площадь подводящей трубы.

Расчет коэффициента сопротивления соплового гидродиода в обратном направлении приблизительно вычисляется согласно формуле [9]:

$$\zeta_{об} = \left(1 - \frac{\varepsilon\omega}{\Omega}\right)^2. \quad (5)$$

Коэффициент сужения потока определяется в соответствии с работой [13] выражением

$$\varepsilon = \left[1 - \sqrt{1 - \frac{\omega}{\Omega}(1 + \zeta_{вх})}\right] \frac{\Omega}{\omega}. \quad (6)$$

Автор [9] приводит сведения о расчетных результатах вычисления диодности различных гидродиодов, из которых следует, что максимальное отношение прямого расхода к обратному (величина D) у соплового гидродиода составляет не более 3–4. При этом прямое сопротивление диода ($\zeta_{пр}$) очень мало (порядка 0,07–0,04), что делает его чувствительным к нагрузке.

Математическая модель рабочего процесса механизма подъема и опускания стрелы кран-манипулятора с дополнительным демпфером в виде гидродиода включает два основных уравнения:

1) уравнение движения стрелы манипулятора с учетом колебаний груза

$$(J_c + J_g) \frac{d^2 a}{dt^2} = \left[P_{\pi} \frac{\pi D_{\pi}^2}{4} - P_{\pi} \frac{\pi (D_{\pi}^2 - d_{\pi}^2)}{4} \right] \times \frac{L_A \sin(a + y) \sqrt{L_{BY}^2 + L_{BX}^2}}{L_{\pi} + L_{\pi} + L_K + x_{\pi}} - m_c g L_c \cos a - m_g g L_g \cos a - k_{TC} L_G^2 \frac{da}{dt}, \quad (7)$$

где J_C и J_G — моменты сил инерции стрелы и груза, [кг·м²]; a — угол поворота стрелы кран-манипулятора, [рад]; P_n и $P_{ш}$ — давление жидкости в поршневой и штоковой полостях гидроцилиндра крана, [Па]; D_r — внутренний диаметр гидроцилиндра, [м]; d_r — диаметр штока, [м]; L_A — расстояние от шарнира O до точки A крепления гидроцилиндра к корпусу, [м]; L_{BX} , L_{BY} — декартовы координаты точки B крепления гидроцилиндра относительно шарнира O , [м]; $L_{ш}$ — длина штока гидроцилиндра, [м]; L_n — ширина поршня гидроцилиндра, [м]; L_K — расстояние от границы рабочей полости гидроцилиндра до точки его крепления к корпусу, [м]; x_r — ход поршня, [м]; m_C — масса стрелы крана, [кг]; L_C — расстояние от шарнира O до центра тяжести стрелы крана C , [м]; m_G — масса груза, закреплённого на стреле крана, [кг]; L_G — расстояние от шарнира O до точки G приложения силы тяжести подвешенного груза, [м]; k_{TC} — коэффициент вязкого трения при вращательном движении стрелы крана, [Нс/м];

2) уравнение расходов рабочей жидкости

$$\frac{\pi}{4} D_r^2 \frac{dx}{dt} = S \sqrt{\frac{2}{\rho \xi} (\Delta p) + \frac{W_p}{E} \frac{dp}{dt}}, \quad (8)$$

где ρ — плотность масла; ξ — коэффициент местного сопротивления через гидравлический диод; S — площадь проходного сечения гидродиода; Δp — перепад давлений на гидравлическом диоде; W_p — объем масла в поршневой полости ГА; E — приведенный модуль упругости наконечника штока ГА, модуль упругости масла.

Данные уравнения решаются объединением в систему уравнений:

$$\left\{ \begin{aligned} & (J_C + J_G) \frac{d^2 a}{dt^2} = \left[P_n \frac{\pi D_r^2}{4} - P_{ш} \frac{\pi (D_r^2 - d_r^2)}{4} \right] \times \\ & \times \frac{L_A \sin(a + y) \sqrt{L_{BY}^2 + L_{BX}^2}}{L_{ш} + L_n + L_K + x_r} - \\ & - m_C g L_C \cos a - m_G g L_G \cos a - k_{TC} L_G^2 \frac{da}{dt} \\ & \frac{\pi}{4} D_r^2 \frac{dx}{dt} = S \sqrt{\frac{2}{\rho \xi} (\Delta p) + \frac{W_p}{E} \frac{dp}{dt}} \end{aligned} \right. \quad (9)$$

Здесь объем масла в поршневой полости ГА (W_p) выражается как

$$W_p = \frac{\pi}{4} D^2 (x_{\max} - x), \quad (10)$$

где $x_{\max}$ — максимальная величина перемещения поршня гидроцилиндра или его максимальная длина хода, x — текущее перемещение поршня гидроцилиндра или его текущая длина хода.

Стоит отметить, что при использовании в качестве демпфера гидродиода, ξ в прямом и обратном направлении будет различным. Причём расположение гидродиода в системе будет оказывать значительную роль на её работу.

Расположение гидродиода в системе, как показано на рис. 1, позволяет обеспечивать снижение скорости опускания стрелы крана с тяжёлым грузом из-за существенного роста сопротивления течения жидкости в обратном направлении относительно прямого, при котором осуществляется поднятие стрелы.

Решая систему уравнений (1) применительно к механизму подъёма стрелы манипулятора с демп-

фером в виде гидравлического диода, можно получить, например, график зависимости скорости движения стрелы кран-манипулятора от времени. Сопоставление полученного графика с аналогичным для механизма подъёма стрелы манипулятора без демпфирующих устройств или с иными их вариантами позволит произвести анализ полученных данных.

Такой анализ позволит определить наиболее оптимальные конструктивные параметры используемых демпфирующих устройств в виде гидравлических диодов в конструкции манипулятора.

Стоит отметить, что конструктивно гидравлические цилиндры в системе механизма подъёма стрелы кран-манипуляторных установок незначительно отличаются от гидравлических цилиндров, применяемых в других системах, механизмах и агрегатах. Таким образом, сфера возможного применения гидродиодного демпфирования таких гидроцилиндров огромна.

Стоит отметить, что применение именно соплового гидравлического диода в конструкции системы механизма подъёма стрелы кран-манипулятора не является обязательным, так как существует множество иных конструктивных решений гидродиодов.

Таким образом, возможно использование и других видов гидравлических диодов, что, безусловно, скажется на характеристиках самой системы.

При расчёте рассмотренной системы механизма подъёма стрелы кран-манипулятора с применением других видов гидравлических диодов система полученных уравнений (9) остаётся прежней. Для решений данной системы уравнений необходимо учитывать коэффициент местного сопротивления через гидравлический диод (ξ), который будет отличаться не только для прямого и обратного направления течения жидкости через гидродиод, но и при выборе другой конструкции гидродиода.

Список источников

- Орлов Ю. М. Объемные гидравлические машины. Конструкция, проектирование, расчет. Москва: Машиностроение, 2006. 222 с. ISBN 5-217-03335-5.
- Схиртладзе А. Г., Иванов В. И., Кареев В. Н. Гидравлические и пневматические системы. 2-е изд., доп. Москва: Станкин; Янус-К, 2003. 544 с. ISBN 5803701351.
- Башта Т. М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем. Москва: Машиностроение, 1974. 606 с.
- Сидоров А. А. Исследование функционирования манипулятора с демпфирующим устройством в гидросистеме с применением ЭВМ // Вестник КрасГАУ. 2009. № 9. С. 187–190.
- Сидоров А. А., Бухтояров Л. Д. Моделирование работы гидропривода механизма подъема стрелы лесного манипулятора // Вестник КрасГАУ. 2009. № 10. С. 112–115.
- Бухтояров Л. Д., Попиков П. И., Сидоров А. А. Оптимизация параметров демпфера гидропривода механизма подъема стрелы лесного манипулятора // Известия высших учебных заведений. Лесной журнал. 2011. № 6. С. 102–105.
- Цветков И. В., Перов С. А., Кайгородов С. Ю., Литвинов О. В. Гидродиодное регулирование рабочей жидкости в грузоподъемных машинах военного назначения // Наука и военная безопасность. 2020. № 3 (22). С. 84–87.
- Гимадиев А. Г., Уткин А. В. Исследование характеристик вихревого гидравлического дросселя для систем подготовки проб теплоносителя // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение.

2015. Т. 14, № 4. С.110–117. DOI: 10.18287/2412-7329-2015-14-4-110-117.

9. Лебедев И. В., Трескунов С. А., Яковенко В. С. Элементы струйной автоматики. Москва: Машиностроение, 1973. 359 с.

10. Пат. 2598125 Российская Федерация, МПК G 05 D 7/01. Гидравлический и пневматический прямоточный диод / Кайгородов С. Ю., Болштынский А. П., Щерба В. Е. № 2015129270/11; заявл. 16.07.15; опубл. 20.09.16., Бюл. № 26.

11. Пат. 2718196 С1 Российская Федерация, МПК G 05 D 7/01. Гидропневматический диод с закольцованным движением рабочей среды / Кайгородов С. Ю. № 2019131679; заявл. 08.10.19; опубл. 31.03.20, Бюл. № 10.

12. Кайгородов С. Ю., Шапошков А. А., Цветков И. В. Методика расчета применения сопловых гидродиодов в конструкции двухтрубного гидравлического амортизатора // Омский научный вестник. Серия Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т. 4, № 4. С. 82–89. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-4-82-89.

13. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. Москва, Ленинград: Госэнергоиздат, 1960. 464 с.

КАЙГОРОДОВ Сергей Юрьевич, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Гидромеханика и транспортные машины» Омского государственного технического университета, г. Омск. SPIN-код: 4982-0580

AuthorID (РИНЦ): 686382

AuthorID (SCOPUS): 57189358881

ResearcherID: O-3019-2017

Адрес для переписки: sergey7-2005@mail.ru

Для цитирования

Кайгородов С. Ю. Модель рабочего процесса механизма подъема и опускания стрелы с дополнительным демпфером в виде гидродиода // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 2. С. 52–57. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-2-52-57.

Статья поступила в редакцию 16.04.2023 г.

© С. Ю. Кайгородов



THE MODEL OF WORKING PROCESS OF THE BOOM LIFTING AND LOWERING MECHANISM WITH AN ADDITIONAL DAMPER IN THE FORM OF HYDRODIODE

S. Yu. Kaigorodov

Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

In hydraulic and pneumatic systems, due to the many factors of their operation, pressure and flow fluctuations inevitably occur. Such fluctuations are formed during the operation of gas-liquid aggregates, during the passage of resistance flow, and their appearance is influenced by the material of manufacture (its rigidity) of the system. As a rule, such phenomena in systems are undesirable and lead to changes in the performance characteristics of the system relative to the calculated data. Thus, there are various mechanisms to "smooth out" the fluctuations of the systems. In hydraulic systems, in particular in lifting machines, I often use special devices for this — dampers. In this paper, it is proposed to use a hydrodiode as a damper. Having a different flow rate in the forward and reverse direction, it provides a different flow-drop characteristic when lifting and lowering the boom. This effect allows you to improve the positioning of the crane boom when lifting and lowering the boom.

Keywords: crane, boom, damper, hydrodiode, resistance, diode.

References

1. Orlov Yu. M. Ob"yemnyye gidravlicheskiye mashiny. Konstruktsiya, proyektirovaniye, raschet [Volumetric hydraulic machines. Construction, design, calculation]. Moscow, 2006. 222 p. ISBN 5-217-03335-5. (In Russ.).
2. Skhirtladze A. G., Ivanov V. I., Kareyev V. N. Gidravlicheskiye i pnevmaticheskiye sistemy [Hydraulic and pneumatic systems]. 2nd ed., supplement. Moscow, 2003. 544 p. ISBN 5803701351. (In Russ.).
3. Bashta T. M. Ob"yemnyye nasosy i gidravlicheskiye dvigateli gidrosistem Volumetric pumps and hydraulic motors of hydraulic systems. Moscow, 1974. 606 p. (In Russ.).
4. Sidorov A. A. Issledovaniye funktsionirovaniya manipulyatora s dempfiruyushchim ustroystvom v gidrosisteme s primeneniye EVM [Research of operation of the manipulator with damping device in hydrosystem with computer application] // Vestnik KrasGAU. *Bulletin of KrasGAU*. 2009. No. 9. P. 187–190. (In Russ.).
5. Sidorov A. A., Bukhtoyarov L. D. Modelirovaniye raboty gidroprivoda mekhanizma pod"yema strely lesnogo manipulyatora [Modeling the work of the hydrodrive of lifting mechanism of the wood manipulator arm] / A. A. Sidorov, L. D. Bukhtoyarov // Vestnik KrasGAU. *Bulletin of KrasGAU*. 2009. No. 10. P. 112–115. (In Russ.).
6. Bukhtoyarov L. D., Popikov P. I., Sidorov A. A. Optimizatsiya parametrov dempfera gidroprivoda mekhanizma pod"yema strely lesnogo manipulyatora [Parameters Optimization of Hydraulic Actuator Damper for Boom Hoisting Mechanism of Forest Manipulator] // Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Lesnoy zhurnal. *Bulletin of Higher Educational Institutions. Lesnoy Zhurnal*. 2011. No. 6. P. 102–105. (In Russ.).
7. Tsvetkov I. V., Perov S. A., Kaygorodov S. Yu., Litvinov O. V. Gidrodiodnoye regulirovaniye rabochey zhidkosti v gruzopod"yemnykh mashinakh voyennogo naznacheniya [Hydrodiode regulation of the working fluid in lifting machines designed for military use] // Nauka i voyennaya bezopasnost'. *Science and Military Security*. 2020. No. 3 (22). P. 84–87. (In Russ.).
8. Gimadiyev A. G., Utkin A. V. Issledovaniye kharakteristik vikhrevogo gidravlicheskogo drosselya dlya sistem podgotovki prob teplonositelya [Study of characteristics of the vortex throttling valve for the system of water sample conditioning] // Vestnik Samarskogo universiteta. *Aerokosmicheskaya tekhnika, tekhnologii i mashinostroyeniye. Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2015. Vol. 14, no. 4. P. 110–117. DOI: 10.18287/2412-7329-2015-14-4-110-117. (In Russ.).
9. Lebedev I. V., Treskunov S. L., Yakovenko V. S. Elementy struynoy avtomatiki. [Elements of jet automation]. Moscow, 1973. 359 p. (In Russ.).
10. Patent 2598125 Russian Federation, IPC G 05 D 7/01. Gidravlicheskiy i pnevmaticheskiy pryamotoknyy diod [Hydraulic and pneumatic direct-flow diode] / Kaygorodov S. Yu., Bolshtyansky A. P., Shcherba V. E. No. 2015129270/11. (In Russ.).
11. Patent 2718196 C1 Russian Federation, IPC G 05 D 7/01. Gidropnevmaticheskiy diod s zakol'tsovannym dvizheniyem rabochey sredy [Hydropneumatic diode with looped movement of the working medium] / Kaygorodov S. Yu. No. 2019131679. (In Russ.).
12. Kaygorodov S. Yu., Shaposhkov A. A., Tsvetkov I. V. Metodika rascheta primeneniya soplovykh gidrodiodov v konstruksii dvukhtrubnogo gidravlicheskogo amortizatora [Method for calculating the use of nozzle hydrodiodes in design of two-tube hydraulic shock absorber] // Omskiy nauchnyy vestnik. Seriya Aviatsonno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2020. Vol. 4, no. 4. P. 82–89. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-4-82-89. (In Russ.).
13. Idelchik I. E. Spravochnik po gidravlicheskim soprotivleniyam [Hydraulic resistance handbook]. Moscow, Leningrad, 1960. 464 p. (In Russ.).

KAIGORODOV Sergey Yurievich, Candidate of Technical Sciences, Senior Lecturer of Hydromechanics and Transport Machines Department, Omsk State Technical University. Omsk.

SPIN-code: 4982-0580

AuthorID (RSCI): 686382

AuthorID (SCOPUS): 57189358881

ResearcherID: O-3019-2017

Correspondence address: sergey7-2005@mail.ru

For citations

Kaigorodov S. Yu. The model of working process of the boom lifting and lowering mechanism with an additional damper in the form of hydrodiode // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2023. Vol. 7, No. 2. P. 52–57. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-2-52-57

Received April 16, 2023.

© S. Yu. Kaigorodov



К ВОПРОСУ ПЕРСПЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ПРИРОДОПОДОБНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЛОПАСТНЫХ ГИДРОМАШИН

Г. А. Кромм, А. В. Волков, А. В. Рыженков, В. Ю. Ляпин, Е. С. Трушин

Национальный исследовательский университет «МЭИ»,
Россия, 111250, г. Москва, Красноказарменная ул., д. 14, стр. 1

В работе приведен обзор публикаций, посвященных исследованию гидродинамического эффекта «кожи акулы» и его возможным применениям в технических системах, в частности в лопастных насосах. Гидродинамический эффект от «акульей кожи» возникает за счет шероховатостей (риблетов), ориентированных вдоль по потоку, и позволяет снизить величину гидравлического сопротивления в пристеночной области. Проведен анализ исследований по морфологии и репликации акульей кожи, а также некоторые варианты применения данного эффекта в технических системах. Приведены примеры ряда наиболее интересных, по мнению авторов, работ, находящихся в общем доступе. Отмечены некоторые особенности представленных исследований. Сделан вывод о сегодняшнем состоянии биомиметических технологий в гидромашиностроении и о тенденциях развития данной области.

Ключевые слова: гидромашиностроение, лопастные гидромашин, биомиметика, гидродинамика, эффект кожи акулы, природоподобные технологии.

Введение

Одними из самых распространенных технических систем на сегодня являются лопастные гидромашин. Например, доля выработки электроэнергии на ГЭС составляет почти 20 % по России, а на привод динамических машин затрачивается до 30 % от всей вырабатываемой энергии в мире. Поэтому возникает немаловажная проблема снижения потерь в гидромашин и повышения их общей эффективности в ходе эксплуатации.

КПД лопастной гидромашин представляет собой среднеинтегральную оценку механических, объёмных и гидравлических потерь. Механические потери обусловлены наличием трения в подшипниковых и уплотнительных узлах гидроагрегата и трением, возникающим между жидкостью и внешними поверхностями дисков рабочих колёс. Объёмные потери характеризуют величину внешних и внутренних утечек рабочей жидкости через уплотнительные узлы. Гидравлические потери определяют величину энергии, которая в общем случае затрачивается на вихреобразование, локальное изменение направления и скорости потока, а также гидравлическое трение. Наибольшую долю от всех потерь в лопастной машин составляют именно гидравлические потери, поэтому при разработке новых гидроагрегатов или модернизации существующих в первую очередь возникает необходимость решения проблем, связанных со снижением именно этого вида потерь.

Также стоит отметить, что большинство установленных гидроагрегатов часто работают в неоптимальных режимах, где их эффективность значительно снижается. Это объясняется рядом причин, начиная от принятия не самых оптимальных решений при подборе гидромашин под требования сети, заканчивая регулированием режимов работы

и изменением параметров гидравлической сети, связанным с износом её элементов. На основе этих причин при проектировании гидромашин возникает глобальная задача, связанная с расширением возможной рабочей зоны как насосов, так и гидравлических турбин.

В настоящее время разрабатывается большое количество методов по повышению эффективности лопастных гидромашин, начиная от оптимизации режимов эксплуатации гидроагрегатов, заканчивая использованием при проектировании современных систем автоматизированного проектирования совместно с нейросетями. Помимо этого, часть инженерных решений может сформироваться на основе каких-либо явлений, изучаемых другими науками. Таким образом, перспективным направлением развития гидромашиностроения является применение принципов биомиметики.

Биомиметика, или биомимикрия, — это наука, которая изучает свойства, явления и принципы организации живой природы с целью создания природоподобных технологий и их применения в технических системах. В настоящий момент интенсивно исследуются следующие перспективные для гидромашиностроения эффекты: эффект «плавника горбатого кита», эффект «лотоса», гидродинамический эффект «кожи акулы», эффект концевой оперения некоторых птиц и т.п.

Как один из наиболее перспективных вариантов природоподобной технологии для применения в лопастных гидромашин, автором был выбран гидродинамический эффект «акульей кожи». Поэтому с целью оценки состояния исследований в биомиметике, в частности по выбранному природному эффекту, в разрезе выше упомянутых проблем и задач, автором был проведен обзор и систематизация публикаций на соответствующую тему с рассмотрением смежных областей.

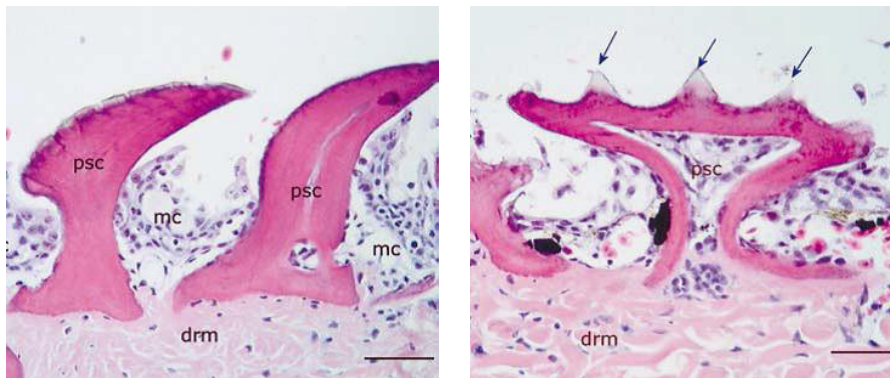


Рис. 1. Микроскопия кожи возле жабр акулы-лопаты (*Sphyrna tiburo*):
 psc — чешуя, mc — слизистые клетки, drm — кожа (масштаб — 50 мкм)
 Fig. 1. Microscopy of the skin near the gills of bonnethead shark (*Sphyrna tiburo*):
 psc — scale, mc — mucus-producing cells, drm — skin (scale — 50 μ m)
 Source: Daehne B., Watermann B. Shark skin morphology
 and hydrodynamic properties. 2012

1. Морфология и механизмы кожи акулы

Кожа акулы издавна привлекала внимание человека благодаря своей шершавой структуре. Сегодня ей все больше уделяют внимания инженеры, работающие в области биомиметики, поскольку кожа акулы обладает рядом свойств по снижению гидравлического сопротивления и защиты от обрастания. Однако в настоящее время в научном сообществе продолжают споры об основных механизмах, оказывающих влияние на снижение сопротивления при движении в воде.

На сегодня представлено довольно большое число работ, посвященных исследованию морфологии акулей кожи [1–14]. В этих публикациях рассматривается непосредственное строение каждой чешуйки, их взаимное расположение и влияние друг на друга во время движения акулы.

Наиболее ёмкой работой, представляющей собой обзор в направлении исследований морфологических особенностей акулей кожи и механизмов появления эффекта по снижению гидравлического сопротивления, является [3]. Помимо этого, в статье авторы осуществили оценку текущего состояния исследований кожи акулы, а также описали проблемы, возникающие при создании подобной биомиметической поверхности.

Отмечается, что несколько зарубежных компаний и научно-исследовательских институтов разрабатывали искусственные поверхности, которые повторяют структуру кожи акулы.

Отличительной особенностью акулы от других рыб является то, что их кожа не покрыта слизью, как у других видов рыб, например, парусника или тунца. Акуляя кожа, однако, все равно содержит слизистые клетки, но в меньшем количестве. Тем не менее тонкий слизистый слой между чешуйками, по-видимому, способствует образованию вихрей на чешуе акулы (рис. 1) и вызывает эффект «жидкого роликового подшипника» [3, 6, 15].

Чешуя быстро плавающих акул имеет плоские элементы, которые в разной степени перекрывают друг друга и покрыты острыми V-образными гребнями и округлыми U-образными впадинами между ними. Ориентация гребней обычно совпадает с осью тела. В зависимости от размера каждая чешуя имеет от трех до семи гребней с интервалом от 30 до 100 мкм. У большинства из 30 исследованных к настоящему времени видов расстояние со-

ставляет менее 100 мкм. Быстро плавающие акулы могут развивать скорость до 10–20 м/сек. Было высказано предположение, что кожа акулы взаимодействует с вязким подслоем турбулентного пограничного слоя путем образования продольного разделения потока.

В дополнение к структуре поверхности чешуек с гребнями в продольном направлении стало очевидным, что быстро плавающие акулы могут изменять угол своей чешуи в зависимости от их скорости плавания. У некоторых видов угол атаки чешуи изменяется вплоть до 40° и выше из-за повышенного натяжения кожи на высокой скорости [3, 13]. Возможность изменять угол наклона чешуи позволяет акулам создавать повышенную турбулентность при более высоких скоростях плавания, предотвращая разделение потоков и адаптируя структуру поверхности кожи к скорости. Лабораторные эксперименты с гребнями, расположенными перпендикулярно направлению потока, имитирующими щетинистую чешуйку, выявили возникновение вихрей и уменьшение сопротивления коже. Таким образом, эти встроенные вихри, аналогичные ямкам на мяче для гольфа, могут работать как механизм управления пограничным слоем, задерживая или даже предотвращая отрыв потока.

С целью репликации акулей кожи некоторые исследователи использовали кожу мертвых акул с прижатой чешуей в качестве шаблона для создания твердых образцов из органического стекла и мягких образцов из полидиметилсилоксана [1]. И даже эта упрощенная кожа акулы показала эффект снижения сопротивления на 8,25 % в экспериментах с водными туннелями. Трудно совместить все условия, в которых живые акулы могут формировать свою кожу в соответствии со скоростью. Кроме того, пограничный слой плавающей рыбы сложен из-за постоянной волнистости и определенно отличается от слоя на жесткой пластине, например, модель с жесткой обшивкой или структурированная поверхность корпуса.

В других публикациях, включенных в настоящий обзор, также приводятся сведения о морфологии акулей кожи и механизмах, отвечающих за снижение гидравлического сопротивления. Во многих работах описываются эксперименты с акулей чешуей, расположенной на фольге и гибкой мембране, которые показывают значительное снижение сопротивления набегающему потоку.

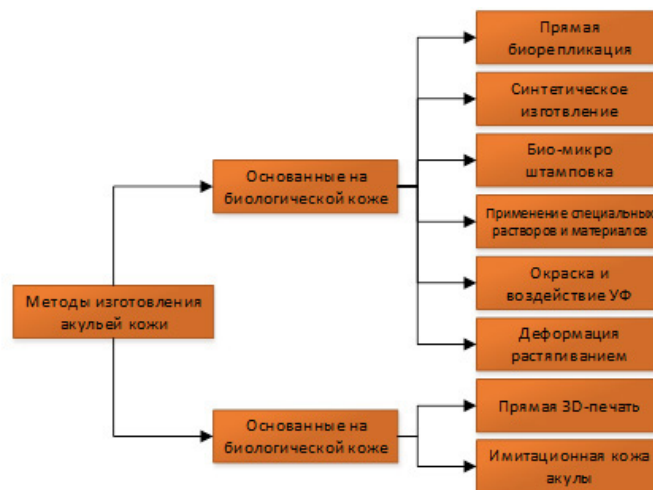


Рис. 2. Методы репликации биомиметической поверхности на основе акужьей кожи

Fig. 2. Shark skin-based biomimetic surface replication methods

Схожим механизмом по снижению сопротивления движению в жидкой среде, как у акул, обладают и некоторые виды птиц, например, водорезы. Это явление подробно описано в статье [7].

2. Репликация кожи акулы и оптимизация её моделей

Так как к исследованию кожи акулы инженеры проявляют достаточно большой интерес из-за ее свойств по снижению гидравлического сопротивления, то и немаловажными являются вопросы по созданию и исследованию моделей «акужьей кожи» для использования в технических системах.

В исследовании [1] была изготовлена биомиметическая кожа акулы с применением методов штамповки эластомера с добавлением полидиметилсилоксана. Микроструктура поверхности акужьей кожи изучалась с помощью сканирующей электронной микроскопии.

Для анализа гидрофобного механизма поверхности акужьей кожи определяли влияние биомиметической микроструктуры на смачиваемость поверхности путём замера угла контакта с водой.

Помимо этого, в исследовании был проведен ряд экспериментов по оценке гидравлического сопротивления. Исходя из результатов, был сделан вывод, что биомиметическая поверхность акужьей кожи сыграла значительную роль в снижении сопротивления. Максимальная величина снижения сопротивления составляет 12,5 % в сравнении с гладкой поверхностью.

В статье [2] описывается биомиметическая поверхность из акужьей кожи, снижающая гидравлическое сопротивление. Также иллюстрируются различные методы изготовления поверхностей с морфологией акужьей кожи (рис. 2) и возможные варианты применения в области гидромашиностроения и гидравлики. В работе [5] представлено исследование геометрии, методов изготовления и гидродинамических испытаний синтетической гибкой мембраны из кожи акулы. Трёхмерная модель зубцов кожи акулы была построена на основе кожи короткопёрого мако (*Isurus oxyrinchus*). С помощью 3D-печати тысячи жестких синтетических зубцов акулы были размещены на гибких мембранах. Затем эта искусственная модель кожи акулы была протестирована в

воде с использованием роботизированного колебательного устройства, которое позволяло либо удерживать модели в стационарном положении, либо с определенными амплитудой и частотой колебаний. По сравнению с гладким образцом, имитирующая кожу мембрана показала лучшие результаты движения. Например, при частоте колебаний 1,5 Гц и амплитуде ± 1 см скорость плавания увеличилась на 6,6 %, а энергозатраты на движение уменьшились на 5,9 %.

В работе [16] исследуется высокоточная биореplikация кожи акулы, которая представляет собой нанонити, прикрепленные к микроканавкам, имитирующим кожу акулы. Предварительно обработанную кожу акулы использовали в качестве литейного шаблона для изготовления гибкой матрицы из силиконового каучука методом мягкого формования. Затем была использована эпоксидная смола на водной основе для прививки длинных цепей, снижающих сопротивление, и изготовления синтетической кожи акулы с реалистичными микроканавками.

Эксперименты по уменьшению гидравлического сопротивления показывают, что материал обладает превосходным синтетическим эффектом снижения лобового сопротивления с максимальным коэффициентом снижения лобового сопротивления до 24,6 % при испытанных скоростях.

В публикациях [15, 17–28] приводятся результаты по исследованию влияния различных геометрических параметров биомиметической кожи акулы на сопротивление движению в жидкости различных объектов. Оценивалась степень влияния на поток рисунка чешуек, расстояния между ними и размер элементов. А также были представлены различные варианты изготовления биомиметической поверхности, имитирующей кожу акулы.

В [29] представлено довольно значимое для гидромашиностроения исследование по уменьшению лобового сопротивления на кораблях, основанное на упрощенной имитации акужьей кожи. Модели создавались с использованием программного обеспечения для автоматизированного проектирования, а затем выполнялось вычислительное гидродинамическое моделирование, чтобы оценить эффективность гидродинамического воздействия биомиметических поверхностей на основе акужьей кожи акул. Интересно, что полученные численные

расчетные результаты показывают, что наличие биомиметической кожи акулы, нанесенной на корпус судов, дает снижение коэффициента сопротивления примерно на 3,75 %, а также снижение до 3,89 % силы сопротивления, испытываемой судами. Теоретически, поскольку силовое сопротивление может быть уменьшено, это может привести к созданию более эффективного судна с лучшей крейсерской скоростью. Это может оказать большее влияние на судоходство или морскую промышленность по всему миру.

Довольно интересное применение гидродинамического эффекта акульей кожи было представлено в работе [30]. Целью этого исследования, основанного на применении эффекта акульей кожи, состоит в том, чтобы разместить бионические негладкие структуры на дне продольных канавок протектора покрышки, чтобы улучшить характеристики аквапланирования, не влияя на другие характеристики шины. Была использована модель шины 185/60R15, испытанная под нагрузкой на электронном испытательном приборе CSS-88100. Помимо этого, была смоделирована область течения в продольных канавках протектора и проанализирована методом вычислительной гидродинамики. Смоделированная критическая скорость аквапланирования соответствовала скорости, полученной по эмпирической формуле НАСА. Вдохновленные ребрами акульей кожи, были использованы три вида негладких поверхностей. Кроме того, для различных канавок сравнивались величина снижения сопротивления, напряжение сдвига и распределение скорости потока. Затем на дне продольных канавок бионической шины располагалась оптимизированная негладкая структура с лучшим эффектом снижения лобового сопротивления среди трех негладких поверхностей. Результаты моделирования показали, что бионическая шина явно снижает гидродинамическую подъемную силу и увеличивает скорость потока. Благодаря этим усовершенствованиям бионическая шина значительно улучшила критическую скорость аквапланирования. Результаты этих исследований могут быть применены для улучшения характеристик аквапланирования без ухудшения других характеристик шин.

Выводы

Проведён обзор литературы по тематике, связанной с гидродинамическим эффектом «акульей кожи» в технических системах показал, что в большинстве своем наблюдаются тенденции к увеличению КПД. Повышение КПД возможно за счёт особого строения акульей кожи, которая воздействует на поток в пристеночной области, тем самым снижая сопротивление потоку. В основной массе биомиметические поверхности, имитирующие кожу акулы, предлагают использовать в автомобилестроении, авиастроении и кораблестроении.

При этом следует отметить:

1. Большинство работ посвящено изучению морфологии акульей кожи и механизмам, участвующим в снижении гидравлического сопротивления.
2. На данный момент нет единого мнения по вопросу механизмов воздействия микроструктуры акульей кожи на поток в пристеночной области, что приводит к снижению гидравлического сопротивления.
3. Исследования морфологии акульей кожи показали, что у быстро плавающих акул наблюдается зависимость угла атаки чешуйки относительно кож-

ного покрова в зависимости от скорости движения. Чем больше скорость движения, тем самым сильнее оттопыривается чешуя акулы.

4. Основная масса репликаций биомиметических поверхностей, имитирующих кожу акулы, выполнены на основе полимерных материалов методами литья, 3d-печати, тиснения.

5. Исследования по снижению гидравлического сопротивления показали, что гидродинамический эффект акульей кожи позволяет снизить сопротивление тела в жидкой среде от 5 до 25 % в зависимости от формы и характера движения тела, а также от метода имитации кожи акулы.

6. Несмотря на перспективность использования акульей кожи в технических системах, не было зафиксировано ни одного варианта её применения в лопастных насосах или гидравлических турбинах.

Гидродинамический эффект акульей кожи имеет сравнительно высокий потенциал для применения в лопастных насосах и гидравлических турбинах с целью снижения гидравлического сопротивления, а также повышения виброакустических и кавитационных качеств. Однако адаптация акульей кожи для применения в гидромашинах сопряжена с рядом трудностей, начиная с того, что, в отличие от акулы, лопастная система не может изменять свою форму с течением времени, заканчивая разработкой технологий производства биомиметических рабочих колёс. Поэтому для продолжения дальнейшего исследования данного направления в первую очередь ставится задача по формированию упрощенной имитационной модели кожи акулы и изучения её влияния на обтекание канонических объектов типа пластины или крыловой профиль.

Благодарности

Результаты получены при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования РФ в рамках выполнения Государственного задания №FSWF-2022-0008, вступившего в силу в соответствии с Соглашением № 075-03-2022-138/5 от 02.11.2022.

Список источников

1. Pu X., Li G., Huang H. Preparation, anti-biofouling and drag-reduction properties of a biomimetic shark skin surface // *Biology Open*. 2016. Vol. 5. P. 389–396. DOI: 10.1242/bio.016899.
2. Chen D., Liu Y., Chen H. [et al.]. Bio-inspired drag reduction surface from sharkskin // *Biosurface and Biotribology*. 2018. Vol. 4 (2). DOI: 10.1049/bsbt.2018.0006 www.ietdl.org.
3. Daehne B., Watermann B. Shark skin morphology and hydrodynamic properties // *Ship & Offshore. GreenTech*. 2012.
4. Lauder G. V., Wainwright D. K., Domel A. G. [et al.]. Structure, biomimetics, and fluid dynamics of fish skin surfaces // *Physical Review Fluids*. 2016. Vol. 1 (6). DOI: 10.1103/PhysRevFluids.1.060502.
5. Wen L., Weaver J. C., Lauder G. V. Biomimetic shark skin: design, fabrication and hydrodynamic function // *The Journal of Experimental Biology*. 2014. Vol. 217. P. 1656–1666. DOI: 10.1242/jeb.097097.
6. Bhushan B. Bioinspired structured surfaces // *Langmuir*. 2012. Vol. 28 (3). P. 1698–1714. DOI: 10.1021/la2043729.
7. Martin S., Bhushan B. Discovery of riblets in a bird beak (Rynchops) for low fluid drag // *Philosophical Transactions of The Royal Society A Mathematical Physical and Engineering Sciences*. 2016. Vol. 374 (2073). 20160134. DOI: 10.1098/rsta.2016.0134.
8. Zhang C., Gao M., Liu G. [et al.]. Relationship Between Skin Scales and the Main Flow Field Around the Shortfin Mako

Shark *Isurus oxyrinchus* // Front Bioeng Biotechnol. 2022. Vol. 10. 742437. DOI: 10.3389/fbioe.2022.742437.

9. Dhez G., Soto M., Blanco J. M. Biological characterization of the skin of shortfin mako shark *Isurus oxyrinchus* and preliminary study of the hydrodynamic behaviour through computational fluid dynamics // Journal of Fish Biology. 2015. Vol. 87 (1). P. 123–37. DOI: 10.1111/jfb.12705.

10. Lloyd C. J., Peakall J., Burns A. D. [et al.]. Hydrodynamic efficiency in sharks: the combined role of riblets and denticles // Bioinspiration & Biomimetics. 2021 Vol. 16 (4). DOI: 10.1088/1748-3190/abf3b1.

11. Ankhelyi M. V., Wainwright D. K., Lauder G. V. Diversity of dermal denticle structure in sharks: Skin surface roughness and three-dimensional morphology // Journal of Morphology. 2018. Vol. 279 (8). P. 1132–1154. DOI: 10.1002/jmor.20836.

12. Lang A. W., Motta P., Hidalgo P. Bristled shark skin: a microgeometry for boundary layer control? // Bioinspiration & Biomimetics. 2008. Vol. 3 (4). 046005. DOI: 10.1088/1748-3182/3/4/046005.

13. Afroz F., Lang A., Habegger M. L. [et al.]. Experimental study of laminar and turbulent boundary layer separation control of shark skin // Bioinspiration & Biomimetics. 2016. Vol. 12 (1). 016009. DOI: 10.1088/1748-3190/12/1/016009.

14. Lang A. W., Bradshaw M. T., Smith J. A. [et al.]. Movable shark scales act as a passive dynamic micro-roughness to control flow separation // Bioinspiration & Biomimetics. 2014. Vol. 9 (3). 036017. DOI: 10.1088/1748-3182/9/3/036017.

15. Dean B., Bhushan B. Shark-skin surfaces for fluid-drag reduction in turbulent flow: a review // Philosophical Transactions of The Royal Society A Mathematical Physical and Engineering Science. 2010. Vol. 368. P. 4775–4806. DOI: 10.1098/rsta.2010.0201.

16. Zhang D. Y., Li Y. Y., Han X. [et al.]. High-precision bio-replication of synthetic drag reduction shark skin // Bionic Engineering. 2011. Vol. 56, no. 9. P. 938–944. DOI: 10.1007/s11434-010-4163-7.

17. Wen L., Weaver J. C., Thornycroft P. J. M. [et al.]. Hydrodynamic function of biomimetic shark skin: effect of denticle pattern and spacing // Bioinspiration & Biomimetics. 2015. Vol. 10 (6). 066010. DOI: 10.1088/1748-3190/10/6/066010.

18. Domel A. G., Domel G., Weaver J. C. [et al.]. Hydrodynamic properties of biomimetic shark skin: effect of denticle size and swimming speed // Bioinspiration & Biomimetics. 2018. Vol. 13 (5). 056014. DOI: 10.1088/1748-3190/aad418.

19. Oeffner J., Lauder G. V. The hydrodynamic function of shark skin and two biomimetic applications // Journal of Experimental Biology. 2012. Vol. 215 (Pt. 5). P. 785–795. DOI: 10.1242/jeb.063040.

20. Martin S., Bhushan B. Modeling and optimization of shark-inspired riblet geometries for low drag applications // Journal of Colloid and Interface Science. 2016. Vol. 474. P. 206–215. DOI: 10.1016/j.jcis.2016.04.019.

21. Bixler G. D., Bhushan B. Shark skin inspired low-drag microstructured surfaces in closed channel flow // Journal of Colloid and Interface Science. 2013. Vol. 393. P. 384–396. DOI: 10.1016/j.jcis.2012.10.061.

22. Domel A. G., Saadat M., Weaver J. C. [et al.]. Shark skin-inspired designs that improve aerodynamic performance // Journal of The Royal Society Interface. 2018. Vol. 15 (139). 20170828. DOI: 10.1098/rsif.2017.0828.

23. Ott J., Lalalde M., Gu G. X. Algorithmic-driven design of shark denticle bioinspired structures for superior aerodynamic properties // Bioinspiration & Biomimetics. 2020 Vol. 15 (2). 026001. DOI: 10.1088/1748-3190/ab5c85.

24. Jo W., Kang H. S., Choi J. [et al.]. Light-Designed Shark Skin-Mimetic Surfaces // Nano Lett. 2021. Vol. 21 (13). P. 5500–5507. DOI: 10.1021/acs.nanolett.1c00436.

25. Qin L., Hafezi M., Yang H. [et al.]. Constructing a Dual-Function Surface by Microcasting and Nanospraying for Efficient Drag Reduction and Potential Antifouling Capabilities //

Micromachines (Basel). 2019. Vol. 10 (7). DOI: 10.3390/mi10070490.

26. Lu Y., Hua M., Liu Z. The Biomimetic Shark Skin Optimization Design Method for Improving Lubrication Effect of Engineering Surface // Journal of Tribology. 2014 Vol. 136 (3). P. 0317031–3170313. DOI: 10.1115/1.4026972.

27. Kim T. W. Assessment of hydro/oleophobicity for shark skin replica with riblets // Journal of Nanoscience and Nanotechnology. Vol. 14 (10). P. 7562–7568. DOI: 10.1166/jnn.2014.9570.

28. Guo P., Zhang K., Yasuda Y. [et al.]. On the influence of biomimetic shark skin in dynamic flow separation // Bioinspiration & Biomimetics. 2021 Vol. 16 (3). DOI: 10.1088/1748-3190/abdf31.

29. Ibrahim M. D., Amran S. N. A., Yunus Y. S. [et al.]. The Study of Drag Reduction on Ships Inspired by Simplified Shark Skin Imitation // Applied Bionics and Biomechanics. 2018. 11 p. 7854321. DOI: 10.1155/2018/7854321.

30. Liu C., Meng H., Lu S. [et al.]. Design of Nonsmooth Groove Tire Bioinspired by Shark-Skin Riblet Structure // Applied Bionics and Biomechanics. 2022. 6025943. DOI: 10.1155/2022/6025943.

КРОММ Герман Александрович, аспирант кафедры гидромеханики и гидравлических машин Национального исследовательского университета (НИУ «МЭИ»), г. Москва.

Адрес для переписки: krommga@mpei.ru

ВОЛКОВ Александр Викторович, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой гидромеханики и гидравлических машин Института гидроэнергетики и возобновляемых источников энергии НИУ «МЭИ», г. Москва.

SPIN-код: 3022-2171

AuthorID (РИНЦ): 726099

ResearcherID: A-6919-2014

Адрес для переписки: volkovav@mpei.ru

РЫЖЕНКОВ Артём Вячеславович, доктор технических наук, доцент (Россия), директор Научного центра повышения износостойкости энергетического оборудования электрических станций Института энергоэффективности и водородных технологий НИУ «МЭИ», г. Москва.

SPIN-код: 8911-2233

AuthorID (РИНЦ): 502212

Адрес для переписки: ryzhenkovav@mpei.ru

ЛЯПИН Валерий Юрьевич, доктор технических наук, профессор кафедры гидромеханики и гидравлических машин Института гидроэнергетики и возобновляемых источников энергии НИУ «МЭИ», г. Москва.

SPIN-код: 1675-0187

AuthorID (РИНЦ): 372692

Адрес для переписки: liapinvy@mpei.ru

ТРУШИН Евгений Сергеевич, аспирант кафедры гидромеханики и гидравлических машин Национального исследовательского университета (НИУ «МЭИ»), г. Москва.

Адрес для переписки: trushinys@mpei.ru

Для цитирования

Кромм Г. А., Волков А. В., Рыженков А. В., Ляпин В. Ю., Трушин Е. С. К вопросу перспективности применения природоподобных технологий для повышения эффективности лопастных гидромашин // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 2. С. 58–64. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-2-58-64.

Статья поступила в редакцию 26.12.2022 г.

© Г. А. Кромм, А. В. Волков, А. В. Рыженков, В. Ю. Ляпин, Е. С. Трушин

ON THE POTENTIAL OF USING NATURE-BASED TECHNOLOGIES TO IMPROVE THE EFFICIENCY OF BLADE HYDRO-MACHINES

G. A. Kromm, A. V. Volkov, A. V. Ryzhenkov, V. Yu. Lyapin, E. S. Trushin

National Research University «Moscow Power Engineering Institute»,
Russia, Moscow, Krasnokazarmennaya str., 14, bld. 1, 111250

The paper provides a review of publications devoted to the study of the hydrodynamic effect of «shark skin» and its possible applications in technical systems, in particular in vane pumps. The hydrodynamic effect of «sharkskin» occurs due to roughness (riblets) oriented along the flow and allows to reduce the amount of hydraulic resistance in the near-wall region. An analysis of studies on the morphology and replication of shark skin, as well as some options for applying this effect in technical systems, is carried out. Examples of a number of the most interesting, according to the authors, works that are in the public domain are given. Some features of the presented studies are noted. A conclusion is made about the current state of biomimetic technologies in hydraulic engineering and about the development trends in this area.

Keywords: hydraulic engineering, bladed hydraulic machines, biomimetics, hydrodynamics, shark skin effect, nature-like technologies.

Acknowledgements

The results are obtained with the financial support of the Russian Ministry of Science and Higher Education under the State Assignment No. FSWF-2022-0008, entered into force in accordance with Agreement No. 075-03-2022-138/5 of 02.11.2022.

References

1. Pu X., Li G., Huang H. Preparation, anti-biofouling and drag-reduction properties of a biomimetic shark skin surface // *Biology Open*. 2016. Vol. 5. P. 389–396. DOI: 10.1242/bio.016899. (In Engl.).
2. Chen D., Liu Y., Chen H. [et al.]. Bio-inspired drag reduction surface from sharkskin // *Biosurface and Biotribology*. 2018. Vol. 4 (2). DOI: 10.1049/bsbt.2018.0006 www.ietdl.org. (In Engl.).
3. Daehne B., Watermann B. Shark skin morphology and hydrodynamic properties // *Ship & Offshore. GreenTech*. 2012. (In Engl.).
4. Lauder G. V., Wainwright D. K., Domel A. G. [et al.]. Structure, biomimetics, and fluid dynamics of fish skin surfaces // *Physical Review Fluids*. 2016. Vol. 1 (6). DOI: 10.1103/PhysRevFluids.1.060502. (In Engl.).
5. Wen L., Weaver J. C., Lauder G. V. Biomimetic shark skin: design, fabrication and hydrodynamic function // *The Journal of Experimental Biology*. 2014. Vol. 217. P. 1656–1666. DOI: 10.1242/jeb.097097. (In Engl.).
6. Bhushan B. Bioinspired structured surfaces // *Langmuir*. 2012. Vol. 28 (3). P. 1698–1714. DOI: 10.1021/la2043729. (In Engl.).
7. Martin S., Bhushan B. Discovery of riblets in a bird beak (Rynchops) for low fluid drag // *Philosophical Transactions of The Royal Society A Mathematical Physical and Engineering Sciences*. 2016. Vol. 374 (2073). 20160134. DOI: 10.1098/rsta.2016.0134. (In Engl.).
8. Zhang C., Gao M., Liu G. [et al.]. Relationship Between Skin Scales and the Main Flow Field Around the Shortfin Mako Shark *Isurus oxyrinchus* // *Front Bioeng Biotechnol*. 2022. Vol. 10. 742437. DOI: 10.3389/fbioe.2022.742437. (In Engl.).
9. Díez G., Soto M., Blanco J. M. Biological characterization of the skin of shortfin mako shark *Isurus oxyrinchus* and preliminary study of the hydrodynamic behaviour through computational fluid dynamics // *Journal of Fish Biology*. 2015. Vol. 87 (1). P. 123–37. DOI: 10.1111/jfb.12705. (In Engl.).
10. Lloyd C. J., Peakall J., Burns A. D. [et al.]. Hydrodynamic efficiency in sharks: the combined role of riblets and denticles // *Bioinspiration & Biomimetics*. 2021 Vol. 16 (4). DOI: 10.1088/1748-3190/abf3b1. (In Engl.).
11. Ankheily M. V., Wainwright D. K., Lauder G. V. Diversity of dermal denticle structure in sharks: Skin surface roughness and three-dimensional morphology // *Journal of Morphology*. 2018. Vol. 279 (8). P. 1132–1154. DOI: 10.1002/jmor.20836. (In Engl.).
12. Lang A. W., Motta P., Hidalgo P. Bristled shark skin: a microgeometry for boundary layer control? // *Bioinspiration & Biomimetics*. 2008. Vol. 3 (4). 046005. DOI: 10.1088/1748-3182/3/4/046005. (In Engl.).
13. Afroz F., Lang A., Habegger M. L. [et al.]. Experimental study of laminar and turbulent boundary layer separation control of shark skin // *Bioinspiration & Biomimetics*. 2016. Vol. 12 (1). 016009. DOI: 10.1088/1748-3190/12/1/016009. (In Engl.).
14. Lang A. W., Bradshaw M. T., Smith J. A. [et al.]. Movable shark scales act as a passive dynamic micro-roughness to control flow separation // *Bioinspiration & Biomimetics*. 2014. Vol. 9 (3). 036017. DOI: 10.1088/1748-3182/9/3/036017. (In Engl.).
15. Dean B., Bhushan B. Shark-skin surfaces for fluid-drag reduction in turbulent flow: a review // *Philosophical Transactions of The Royal Society A Mathematical Physical and Engineering Science*. 2010. Vol. 368. P. 4775–4806. DOI: 10.1098/rsta.2010.0201. (In Engl.).
16. Zhang D. Y., Li Y. Y., Han X. [et al.]. High-precision bio-replication of synthetic drag reduction shark skin // *Bionic Engineering*. 2011. Vol. 56, no. 9. P. 938–944. DOI: 10.1007/s11434-010-4163-7. (In Engl.).
17. Wen L., Weaver J. C., Thornycroft P. J. M. [et al.]. Hydrodynamic function of biomimetic shark skin: effect of denticle pattern and spacing // *Bioinspiration & Biomimetics*. 2015. Vol. 10 (6). 066010. DOI: 10.1088/1748-3190/10/6/066010. (In Engl.).
18. Domel A. G., Domel G., Weaver J. C. [et al.]. Hydrodynamic properties of biomimetic shark skin: effect of denticle size and



swimming speed // *Bioinspiration & Biomimetics*. 2018. Vol. 13 (5). 056014. DOI: 10.1088/1748-3190/aad418. (In Engl.).

19. Oeffner J., Lauder G. V. The hydrodynamic function of shark skin and two biomimetic applications // *Journal of Experimental Biology*. 2012. Vol. 215 (Pt. 5). P. 785–795. DOI: 10.1242/jeb.063040. (In Engl.).

20. Martin S., Bhushan B. Modeling and optimization of shark-inspired riblet geometries for low drag applications // *Journal of Colloid and Interface Science*. 2016. Vol. 474. P. 206–215. DOI: 10.1016/j.jcis.2016.04.019. (In Engl.).

21. Bixler G. D., Bhushan B. Shark skin inspired low-drag microstructured surfaces in closed channel flow // *Journal of Colloid and Interface Science*. 2013. Vol. 393. P. 384–396. DOI: 10.1016/j.jcis.2012.10.061. (In Engl.).

22. Domel A. G., Saadat M., Weaver J. C. [et al.]. Shark skin-inspired designs that improve aerodynamic performance // *Journal of The Royal Society Interface*. 2018. Vol. 15 (139). 20170828. DOI: 10.1098/rsif.2017.0828. (In Engl.).

23. Ott J., Lazalde M., Gu G. X. Algorithmic-driven design of shark denticle bioinspired structures for superior aerodynamic properties // *Bioinspiration & Biomimetics*. 2020. Vol. 15 (2). 026001. DOI: 10.1088/1748-3190/ab5c85. (In Engl.).

24. Jo W., Kang H. S., Choi J. [et al.]. Light-Designed Shark Skin-Mimetic Surfaces // *Nano Lett.* 2021. Vol. 21 (13). P. 5500–5507. DOI: 10.1021/acs.nanolett.1c00436. (In Engl.).

25. Qin L., Hafezi M., Yang H. [et al.]. Constructing a Dual-Function Surface by Microcasting and Nanospraying for Efficient Drag Reduction and Potential Antifouling Capabilities // *Micromachines (Basel)*. 2019. Vol. 10 (7). DOI: 10.3390/mi10070490. (In Engl.).

26. Lu Y., Hua M., Liu Z. The Biomimetic Shark Skin Optimization Design Method for Improving Lubrication Effect of Engineering Surface // *Journal of Tribology*. 2014. Vol. 136 (3). P. 0317031–3170313. DOI: 10.1115/1.4026972. (In Engl.).

27. Kim T. W. Assessment of hydro/oleophobicity for shark skin replica with riblets // *Journal of Nanoscience and Nanotechnology*. Vol. 14 (10). P. 7562–7568. DOI: 10.1166/jnn.2014.9570. (In Engl.).

28. Guo P., Zhang K., Yasuda Y. [et al.]. On the influence of biomimetic shark skin in dynamic flow separation // *Bioinspiration & Biomimetics*. 2021. Vol. 16 (3). DOI: 10.1088/1748-3190/abdf31. (In Engl.).

29. Ibrahim M. D., Amran S. N. A., Yunus Y. S. [et al.]. The Study of Drag Reduction on Ships Inspired by Simplified Shark Skin Imitation // *Applied Bionics and Biomechanics*. 2018. 11 p. 7854321. DOI: 10.1155/2018/7854321. (In Engl.).

30. Liu C., Meng H., Lu S. [et al.]. Design of Nonsmooth Groove Tire Bioinspired by Shark-Skin Riblet Structure // *Applied Bionics*

and *Biomechanics*. 2022. 6025943. DOI: 10.1155/2022/6025943. (In Engl.).

KROMM German Aleksandrovich, Graduate Student of Hydromechanics and Hydraulic Machines Department, National Research University «Moscow Power Engineering Institute» (MPEI), Moscow.

Correspondence address: krommga@mpei.ru

VOLKOV Aleksandr Viktorovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Hydromechanics and Hydraulic Machines Department, Institute of Hydropower and Renewable Energy, MPEI, Moscow. SPIN-code: 3022-2171

AuthorID (RSCI): 726099

ResearcherID: A-6919-2014

Correspondence address: volkovav@mpei.ru

RYZHENKOV Artem Vyacheslavovich, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Director of Scientific Centre for Improving the Durability of Power Plant Equipment, Institute of Energy Efficiency and Hydrogen Technologies, MPEI, Moscow.

SPIN-code: 8911-2233

AuthorID (RSCI): 502212

Correspondence address: ryzhenkovav@mpei.ru

LYAPIN Valeriy Yuryevich, Doctor of Technical Sciences, Professor of Hydromechanics and Hydraulic Machines Department, Institute of Hydropower and Renewable Energy, MPEI, Moscow.

SPIN-code: 1675-0187

AuthorID (RSCI): 372692

Correspondence address: liapinvy@mpei.ru

TRUSHIN Evgeniy Sergeyevich, Graduate Student of Hydromechanics and Hydraulic Machines Department, MPEI, Moscow.

Correspondence address: trushinys@mpei.ru

For citations

Kromm G. A., Volkov A. V., Ryzhenkov A. V., Lyapin V. Yu., Trushin E. S. On the potential of using nature-based technologies to improve the efficiency of blade hydro-machines // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2023. Vol. 7, no. 2. P. 58–64. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-2-58-64.

Received December 26, 2022.

© G. A. Kromm, A. V. Volkov, A. V. Ryzhenkov,
V. Yu. Lyapin, E. S. Trushin

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОЛЯ МИКРОУСКОРЕНИЙ В ЗАЩИЩЕННОЙ ЗОНЕ ВИБРОЗАЩИТНЫХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ РЕАЛИЗАЦИИ ГРАВИТАЦИОННО-ЧУВСТВИТЕЛЬНЫХ ПРОЦЕССОВ НА БОРТУ МАЛОГО КОСМИЧЕСКОГО АППАРАТА ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО НАЗНАЧЕНИЯ

А. В. Седельников, А. С. Танеева

Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королева,
Россия, 443086, г. Самара, Московское шоссе, 34

В работе построены модели поля микроускорений в защищенной зоне различных виброзащитных устройств. Рассмотрена автоматическая поворотная платформа и виброзащитное устройство на магнитном принципе работы. Проведено численное моделирование для платформы малого космического аппарата (МКА) типа «Аист-2». Сделаны выводы о возможности применения виброзащитных устройств при проведении гравитационно-чувствительных процессов на борту МКА технологического назначения. Полученные результаты могут быть использованы при анализе удовлетворения условий по микроускорениям.

Ключевые слова: микроускорения, гравитационно-чувствительные процессы, поворотная платформа, виброзащитное устройство, проектирование, малый космический аппарат.

Введение

Проектирование и создание МКА технологического назначения является важной и актуальной современной задачей. С точки зрения реализации гравитационно-чувствительных технологических процессов, преимуществами МКА, помимо низкой стоимости и небольшого периода реализации, является возможность создания МКА под конкретный технологический процесс с максимальным учётом его особенностей. По сравнению с многофункциональными КА других классов в этом случае возможна реализация концепции функционирования МКА решению только одной задачи — максимально успешной реализации технологического процесса, для которого спроектирован данный МКА. Эффективность выполнения задачи в рамках такой концепции будет максимальной, если удовлетворить все требования, предъявляемые технологическим процессом. Прежде всего, речь идёт о требованиях к микроускорениям [1–3]. На рис. 1 [4] показаны требования к уровню микроускорений на лабораторном модуле международной космической станции (документ SSP41000D [2]) и результаты лётных испытаний на борту китайской космической лаборатории «Тяньгун-2» [5].

Анализ зависимостей позволяет сделать вывод о существенных требованиях, предъявляемых к уровню микроускорений [6].

Исследования [7–9] показывают, что состав основных возмущающих факторов, существенно влияющих на движение, для МКА и космических аппаратов (КА) других классов значительно отличается. Так, для МКА определяющими являются возмущения магнитного характера [8]. Поэтому системы управления вращательным движением МКА нередко содержат магнитные исполнительные органы (рис. 2) [10–12].

Удовлетворение требований по микроускорениям для МКА является более сложной задачей, чем

для КА других классов из-за большего процента массы упругих элементов в общей массе МКА. Так, центр масс МКА Starlink находится вне корпуса МКА, при этом масса упругой части составляет около 27 % общей массы МКА [13]. Поэтому в данной работе речь идёт о применении виброзащитных устройств, обеспечивающих выполнение требований микроускорений не во всей внутренней среде МКА, а только внутри защищённой зоны. Краткий обзор истории развития таких устройств представлен в работах [3, 4].

Модель поля микроускорений в защищённой зоне автоматической поворотной виброзащитной платформы

Автоматическая поворотная виброзащитная платформа предназначена для снижения микроускорений, возникающих при вращательном движении МКА [4]. В России была создана и испытана автоматическая поворотная виброзащитная платформа «Флюгер» (рис. 3) [14, 15]. Эта платформа даёт возможность ориентировать и стабилизировать размещённую на ней технологическую установку в автоматическом режиме. Собственная масса установки составляет около 55 кг, что позволяет успешно размещать её на МКА. В рамках космического эксперимента КОМО [16] планируется провести 12 сеансов испытаний автоматической поворотной виброзащитной платформы на борту международной космической станции в течение 4 месяцев с целью подтверждения результатов лётных испытаний, уточнения моделей поля микроускорений, полученных как расчётным, так и экспериментальным путём, а также оценки предельных возможностей платформы по снижению микроускорений внутри защищённой зоны [17].

Основные характеристики автоматической поворотной виброзащитной платформы «Флюгер» представлены в табл. 1 [14].

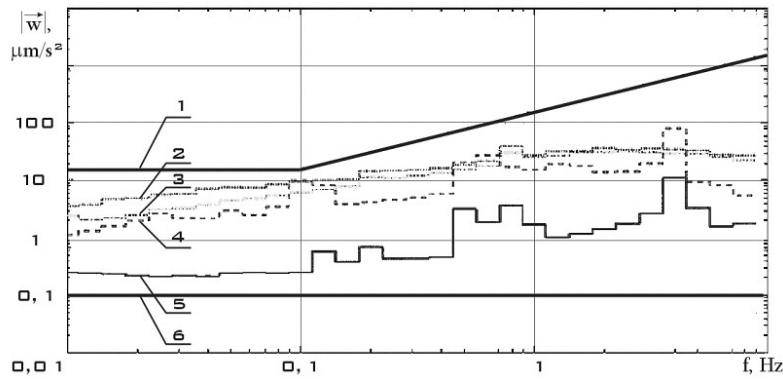


Рис. 1. Требования по микроускорениям:
1 — документ SSP41000D, регламентирующий микроускорения на международной космической станции [2];
2, 3, 4, 5 — результаты испытаний виброзащитной платформы MAIS («Тяньгун-2» [5]); 6 — требования ИМЕТ им. А.А. Байкова РАН [2]
Fig. 1. Micro-acceleration requirements:
1 — document SSP41000D, regulating micro-accelerations on the international space station[2]; 2, 3, 4, 5 — test results of the vibration-proof platform MAIS (Tiangong-2 [5]); 6 — the desired requirements of Baikov Institute of Metallurgy and Materials Science [2]

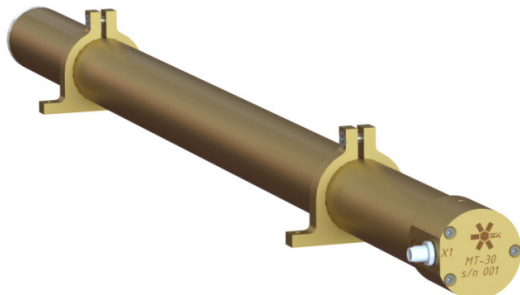


Рис. 2. Магнитный исполнительный орган SX-MT-30 (Максимальный момент 30 А·м²; масса 1,2 кг; габариты 440×50×40 мм) [11]
Fig. 2. Magnetic actuators SX-MT-30 (Maximum moment 30 A·m²; mass 1,2 kg; dimensions 440×50×40 mm) [11]

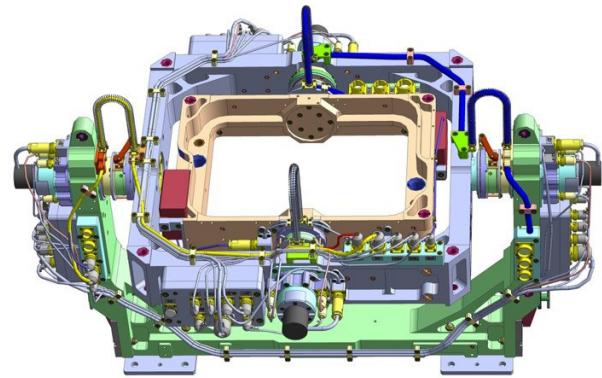


Рис. 3. Автоматическая поворотная виброзащитная платформа «Флюгер»
Fig. 3. Automatic rotary platform of the Flyuger

Динамические уравнения Эйлера в общем случае имеют вид [8]:

$$\begin{cases} I_{xx}\dot{\omega}_x - I_{xy}\dot{\omega}_y - I_{xz}\dot{\omega}_z + \omega_y(I_{zz}\omega_z - I_{xz}\omega_x - I_{yz}\omega_y) - \\ - \omega_z(I_{yy}\omega_y - I_{xy}\omega_x - I_{yz}\omega_z) = M_x \\ I_{yy}\dot{\omega}_y - I_{xy}\dot{\omega}_x - I_{yz}\dot{\omega}_z + \omega_x(I_{xx}\omega_x - I_{xy}\omega_y - I_{xz}\omega_z) - \\ - \omega_z(I_{zz}\omega_z - I_{xz}\omega_x - I_{yz}\omega_y) = M_y \\ I_{zz}\dot{\omega}_z - I_{xz}\dot{\omega}_x - I_{yz}\dot{\omega}_y + \omega_x(I_{yy}\omega_y - I_{xy}\omega_x - I_{yz}\omega_z) - \\ - \omega_y(I_{xx}\omega_x - I_{xy}\omega_y - I_{xz}\omega_z) = M_z \end{cases}, \quad (1)$$

где $\hat{I} = \begin{bmatrix} I_{xx} & -I_{xy} & -I_{xz} \\ -I_{xy} & I_{yy} & -I_{yz} \\ -I_{xz} & -I_{yz} & I_{zz} \end{bmatrix}$ — тензор инерции малого

космического аппарата в системе координат CXYZ (рис. 4);

$\vec{\varepsilon}(\dot{\omega}_x, \dot{\omega}_y, \dot{\omega}_z)$ и $\vec{\omega}(\omega_x, \omega_y, \omega_z)$ — соответственно векторы углового ускорения и угловой скорости вращения опытного образца малого космического аппарата «Аист» вокруг центра масс в системе координат CXYZ;

$\vec{M}(M_x, M_y, M_z)$ — вектор внешнего возмущающего момента, действующего на малый космический аппарат.

Таблица 1. Основные характеристики Автоматической поворотной виброзащитной платформы «Флюгер» [14]
Table 1. Main specifications of automatic rotary vibroprotection platform Flyuger

Параметр	Значение
Масса размещаемой полезной нагрузки	до 60 кг
Габариты полезной нагрузки	360×302×222 мм
Угол поворота наружной рамки	± 140 град.
Угол поворота внутренней рамки	± 90 град.
Точность стабилизации вектора микроускорения	3·10 ⁻⁷ g
Период колебаний отслеживаемого вектора микроускорения	5...45 мин.
Величина модуля отслеживаемого вектора микроускорения	10 ⁻⁴ ...10 ⁻⁶ g

Модель поля микроускорений внутри защищённой зоны автоматической поворотной виброзащитной платформы будет иметь вид:

$$\vec{w}_M = \vec{w}_C + (\vec{\varepsilon} + \vec{\varepsilon}_p) \times \vec{r}_M + (\vec{\omega} \times \vec{\omega}_p) \times \vec{r}_M + (\vec{\omega} + \vec{\omega}_p) \times (\vec{\omega} + \vec{\omega}_p) \times \vec{r}_M, \quad (2)$$

где $\vec{\varepsilon}_p$ и $\vec{\omega}_p$ — соответственно векторы углового ускорения и угловой скорости вращения внутренней рамки автоматической поворотной виброзащитной платформы, к которой прикреплено технологическое оборудование, относительно связанной системы координат МКА; $\vec{w}_C$ — ускорение центра масс МКА при его поступательном движении; $\vec{r}_M$ — радиус-вектор точки M относительно центра масс МКА C .

При условии $\vec{\omega}_p = \vec{\varepsilon}_p = 0$ приходим к полю микроускорений вне защищённой зоны автоматической поворотной виброзащитной платформы:

$$\vec{w}_M = \vec{w}_C + \vec{\varepsilon} \times \vec{r}_M + \vec{\omega} \times \vec{\omega} \times \vec{r}_M. \quad (3)$$

Уравнение (3) представляет собой классическое разложение ускорения произвольной точки твёрдого тела на ускорение полюса и ускорение вращения вокруг полюса. Поскольку технологическое оборудование жёстко прикреплено к корпусу МКА, который также можно считать жёстким, то (3) даёт реалистичную картину поля микроускорений вне защищённой зоны автоматической поворотной виброзащитной платформы.

Для платформы МКА типа «Аист-2» (рис. 4) в режимах стабилизации и программного поворота в точке с координатами $\vec{r}_M = (0,2; 0,2; 0,2)$ динамика микроускорений по данным измерений вектора угловой скорости вращения МКА «Аист-2Д» показана на рис. 5.

Тогда задача удовлетворения требований по микроускорениям заключается в разработке закона управления вращением автоматической поворотной платформы, обеспечивающего заданный уровень микроускорений [18]. Такая задача может быть сведена к задаче минимизации выражения (2) путём варьирования векторной функцией $\vec{\omega}_p$ и её производной $\vec{\varepsilon}_p$, а также радиусом-вектором точки M $\vec{r}_M$.

Использование автоматической поворотной виброзащитной платформы «Флюгер», с одной стороны, ограничено возможностями размещения технологического оборудования в небольшой защищённой зоне платформы. Однако, с другой стороны, при использовании её на МКА возможно проектирование МКА под один какой-то определённый гравитационно-чувствительный процесс с максимальным учётом особенностей его реализации. Таких возможностей нельзя добиться при проведении серии различных экспериментов, требования к успешной реализации которых могут существенно отличаться друг от друга. Поэтому, несмотря на сложности обеспечения требуемого уровня микроускорений в рабочей зоне технологического оборудования для МКА, их использование является одним из самых перспективных направлений современного развития космических технологий.

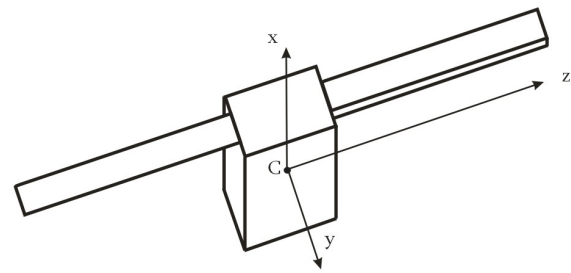


Рис. 4. Схема МКА «Аист-2Д» с главной связанной системой координат
Fig. 4. Diagram of the small spacecraft «Aist-2D» with the main associated coordinate system

Модель поля микроускорений в защищённой зоне виброзащитной платформы MAIS

Классические виброзащитные платформы предполагают нивелирование микроускорений от всех видов движения КА. Одними из первых были созданы и испытаны Microgravity Isolation Mount [19] и отечественная ВЗП-1 [20]. Это были виброзащитные платформы механического типа [21], которые представляли собой механическое демпфирующее устройство. Затем на их основе были разработаны виброзащитные системы [22], которые в настоящее время используются в космических лабораторных модулях Columbus и KIBO. Они эффективно снижают уровень микроускорений внутри защищённой зоны. Однако развитие космических технологий требует применения передовых методов и разработки виброзащитных устройств и систем нового поколения.

Одним из таких устройств является виброзащитная платформа MAIS (рис. 6), которая предназна-

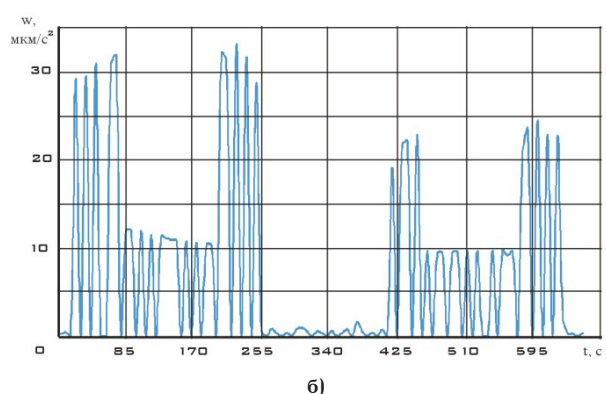
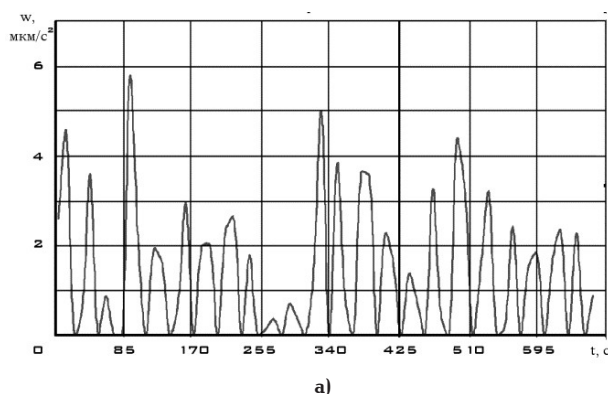
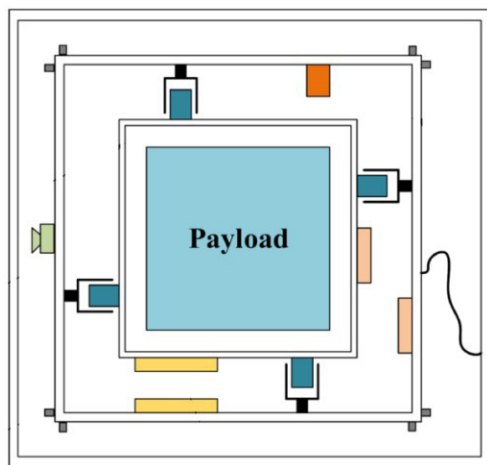
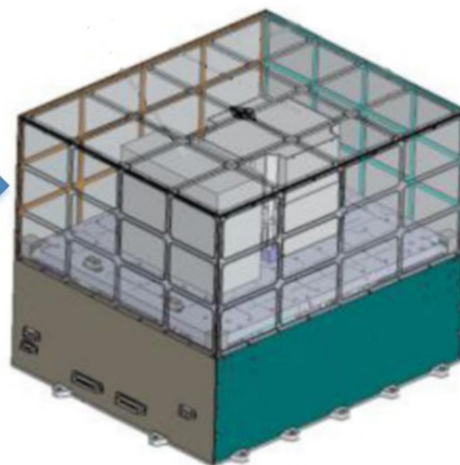


Рис. 5. Динамика микроускорений вне защищённой зоны автоматической поворотной виброзащитной платформы по данным измерений угловой скорости на МКА «Аист-2Д» от 31.07.2016: а) в режиме стабилизации; б) в режиме программного поворота

Fig. 5. Dynamics of micro-accelerations outside the protected zone of the automatic rotary vibration-proof platform according to angular velocity measurements on the small spacecraft «Aist-2D» dated 31.07.2016: а) in stabilization mode; б) in the program rotation mode

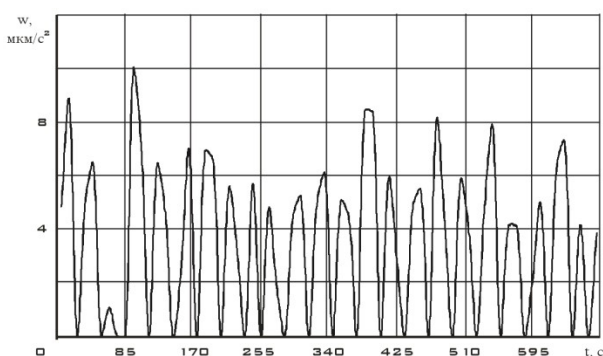


а)

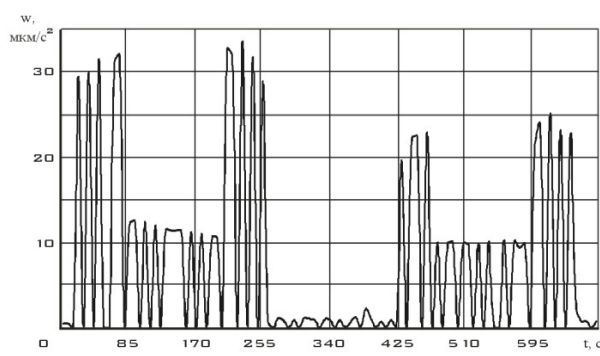


б)

Рис. 6. Принципиальная схема [16] (а) и внешний вид [17] (б) виброзащитной платформы MAIS
Fig. 6. Schematic diagram [16] (a) and appearance [17] (b) of the vibration-proof platform MAIS



а)



б)

Рис. 7. Динамика микроускорений вне защищённой зоны виброзащитной платформы MAIS с использованием данных измерений угловой скорости на МКА «Аист-2Д» от 31.07.2016:

а) в режиме стабилизации; б) в режиме программного поворота

Fig. 7. Dynamics of micro-accelerations outside the protected zone of the automatic rotary vibration-proof platform MAIS using angular velocity measurements on the small spacecraft «Aist-2D» dated 31.07.2016:

а) in stabilization mode; б) in the program rotation mode

цена для снижения микроускорений, возникающих как при поступательном, так и при вращательном движении МКА по его орбите [5, 23]. Она сконструирована на магнитной подвеске и, согласно испытаниям [24], демонстрирует отличные показатели микровибрационной изоляции в диапазоне частот от 0,01 Гц до 100 Гц в космической среде.

Для поступательной части движения МКА по орбите ускорение точек технологического оборудования в защищённой зоне виброзащитной платформы MAIS будет иметь вид [16]:

$$\vec{w}_M = -\frac{\mu_E}{r_0^2} \vec{e}_{r_0} + \frac{1}{m_K} (\vec{F}^e + \vec{F}_{ynp}), \quad (4)$$

где μ_E — гравитационный параметр Земли; r_0 — радиус орбиты; $\vec{e}_{r_0}$ — единичный вектор радиуса орбиты; m_K — масса контейнера с технологическим оборудованием, располагающимся внутри защищённой зоны виброзащитной платформы MAIS; $\vec{F}^e$ — главный вектор внешних сил, действующих на контейнер с технологическим оборудованием; $\vec{F}_{ynp}$ — главный вектор сил управления со стороны виброзащитной платформы MAIS, действующих на контейнер с технологическим оборудованием.

Уравнения вращательной части движения по-прежнему имеют вид (1). Тогда модель поля микро-

ускорений с учётом поступательной и вращательной частей движения МКА будет иметь вид:

$$\vec{w}_M = -\frac{\mu_E}{r_0^2} \vec{e}_{r_0} + \frac{1}{m_K} (\vec{F}^e + \vec{F}_{ynp}) + \vec{\varepsilon} \times \vec{r}_M + \vec{\omega} \times \vec{\omega} \times \vec{r}_M + \hat{I}_K^{-1} \cdot \vec{M}_{ynp} \times \vec{r}_M, \quad (5)$$

где $\hat{I}_K$ — тензор инерции контейнера с технологическим оборудованием; $\vec{M}_{ynp}$ — управляющий момент, действующий со стороны виброзащитной платформы MAIS на контейнер с технологическим оборудованием.

При условии $\vec{F}_{ynp} = \vec{M}_{ynp} \equiv 0$ приходим к полю микроускорений вне защищённой зоны. Для платформы МКА типа «Аист-2» (рис. 4) динамика микроускорений, аналогичная представленной на рис. 5, показана на рис. 7.

Задача удовлетворения требований по микроускорениям в этом случае заключается в разработке закона управления векторами $\vec{F}_{ynp}$ и $\vec{M}_{ynp}$ так, чтобы минимизировать выражение (5).

Выводы и заключение

Таким образом, в работе построены модели поля микроускорений для защищённой зоны автома-

тической поворотной виброзащитной платформы и виброзащитной платформы MAIS. Получены зависимости модуля микроускорений для платформы МКА типа «Аист-2». Они демонстрируют эффективность применения современных виброзащитных платформ для успешной реализации гравитационно-чувствительных процессов во внутренней среде МКА. В сочетании с возможностью проектирования МКА под конкретный технологический процесс такой подход можно отнести к одним из самых перспективных для современного развития космической техники специализированного технологического назначения. Результаты работы могут быть использованы при проектировании МКА технологического назначения в части удовлетворения требований по микроускорениям.

Благодарности

Работа выполнена в рамках госзадания Министерства науки и высшего образования Российской Федерации (Проект FSSS-2023-0007).

Список источников

1. Ёлкин К. С., Иванов А. И., Незнамова Л. О., Прудко-гляд В. О. Перспективы создания вакуумных и гравитационно-чувствительных технологий, использующих условия космического полета на околоземных орбитах. Исследование гравитационно-чувствительных явлений на борту отечественных космических аппаратов / под общ. ред. К. С. Ёлкина. Москва: ЗАО НИИ ЭНЦИТЕХ, 2013. 306 с.
2. Лобыкин А. А. Методы улучшения микрогравитационной обстановки на борту автоматического космического аппарата, предназначенного для микрогравитационных исследований // Поверхность. Рентгеновские, синхротронные и нейтронные исследования. 2009. № 2. С. 84–91.
3. Седелников А. В. Проблема микроускорений: от осознания до фрактальной модели. Москва: РАН. Избранные труды Российской школы, 2012. 277 с.
4. Sedelnikov A. V., Taneeva A. S. Dynamic characteristics modeling of rotary platform installed on board of a small spacecraft // Journal of Physics: Conference Series. 2022. Vol. 2182. DOI: 10.1088/1742-6596/2182/1/012061.
5. Dong W., Duan W., Liu W. [et al.]. Microgravity disturbance analysis on Chinese space laboratory // npj Microgravity. 2019. Vol. 5 (1). DOI: 10.1038/s41526-019-0078-z.
6. Sedelnikov A. V., Eskina E. V., Taneeva A. S. [et al.]. The problem of ensuring and controlling microaccelerations in the internal environment of a small technological spacecraft // Journal of Current Science and Technology. 2023. Vol. 13, № 1. P. 1–11. DOI: 10.14456/jcst.2023.1
7. Qu Z., Zhang G., Meng Z. Attitude Maneuver and Stability Control of Hyper-Agile Satellite Using Reconfigurable Control Moment Gyros // Aerospace. 2022. Vol. 9, № 6. DOI: 10.3390/aerospace9060303.
8. Sedelnikov A. V., Salmin V. V. Modeling the disturbing effect on the Aist small spacecraft based on the measurements data // Scientific Reports. 2022. Vol. 12. 1300. DOI: 10.1038/s41598-022-05367-9.
9. Taneeva A. S., Lukiyanich E. S., Khnyryova V. V. Modeling the dependence of the specific impulse on the temperature of the heater of an electrothermal micro-motor based on the results of its tests // Journal of Physics: Conference Series. 2021. Vol. 2096, № 1. DOI: 10.1088/1742-6596/2096/1/012059.
10. Овчинников М. Ю., Пеньков В. И., Роддугин Д. С. [и др.]. Магнитные системы ориентации малых спутников. Москва: ИПМ им. М. В. Келдыша, 2016. 366 с.
11. Магнитные исполнительные органы. URL: <https://sputnix.ru/ru/priboryi/pribory-microsputnik/ispolnitelnye-organyi-sistemyi-orientaczii-stabilizaczii-i-navigaczii/magnitnie-ispolnitelnie-organi> (дата обращения: 30.04.2023).
12. Sedelnikov A. V., Orlov D. I., Khnyryova E. S. [et al.]. Using the -Bdot Algorithm to Reduce the Angular Velocity of Rotation for the Aist Small Spacecraft Pilot Model // Advances in Transdisciplinary Engineering. 2022. Vol. 24. P. 239–249. DOI: 10.3233/ATDE220444.
13. McDowell J. C. The Low Earth Orbit Satellite Population and Impacts of the SpaceX Starlink Constellation // The Astrophysical Journal Letters. Vol. 892, № 2. L 36. DOI: 10.3847/2041-8213/ab8016.
14. Лейферов Б. М., Цудманова Н. А. Выращивание полупроводниковых кристаллов в космосе. URL: <https://thepresentation.ru/astronomiya/vyrashchivanie-poluprovodnikovyh-kristallov-v-kosmose> (дата обращения: 30.04.2023).
15. Akulenko L. D., Bolotnik N. N., Borisov A. E. [et al.]. Orientation control of an object on a rotating base by using a two-stage electric drive // Journal of Computer and Systems Sciences International. 2019. Vol. 58, № 6. P. 829–843. DOI: 10.1134/S1064230719060029.
16. КОМО. Определение поля микроускорений в области полезной нагрузки автоматической поворотной виброзащитной платформы «Флюгер» при различных режимах управления в условиях микрогравитационной обстановки на МКС. URL: <https://tsniimash.ru/science/scientific-experiments-onboard-the-is-rs/cnts/experiments/komo/> (дата обращения: 30.04.2023).
17. Болотник Н. Н., Корнеев В. А. Анализ предельных возможностей противоударной изоляции при кратковременных внешних воздействиях // Нелинейная динамика. 2015. Т. 11, № 1. С. 147–168.
18. Борисов А. Е., Емельянов Г. А. Параметрическая оптимизация системы управления автоматической поворотной виброзащитной платформы для микрогравитационных исследований // Космонавтика и ракетостроение. 2013. № 3. С. 147–155.
19. Owen R. G., Jones D. I., Owens A. R. [et al.]. Integration of a microgravity isolation mount within a Columbus single rack // Acta Astronautica. 1990. Vol. 22. P. 127–135. DOI: 10.1016/0094-5765(90)90013-B.
20. Левтов В. Л., Романов В. В., Иванов А. И. [и др.]. Результаты лётно-космических испытаний виброзащитной платформы ВЗП-1К // Космические исследования. 2001. Т. 39, № 2. С. 136–147.
21. Sedelnikov A. V., Taneeva A. S. Dynamic characteristics modeling of rotary platform installed on board of a small spacecraft // Journal of Physics: Conference Series. 2022. Vol. 2182. DOI: 10.1088/1742-6596/2182/1/012061.
22. Carter S. D., Bastin P. H. Vibration isolation mounting system. US Patent 5419528; filed May 13th, 1993; published May 30th, 1995.
23. Wang A., Wang S., Xia H. [et al.]. Dynamic Modeling and Control for a Double-State Microgravity Vibration Isolation System // Microgravity Science and Technology. 2023. Vol. 35, № 1. DOI: 10.1007/s12217-022-10027-8.
24. Wu Q., Liu B., Cui N. [et al.]. Tracking Control of a Maglev Vibration Isolation System Based on a High-Precision Relative Position and Attitude Model // Sensors. 2019. Vol. 19. 3375. DOI: 10.3390/s19153375.

СЕДЕЛЬНИКОВ Андрей Валерьевич, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры космического машиностроения Самарского национального исследовательского университета имени академика С. П. Королева (Самарский университет), г. Самара.
SPIN-код: 3987-6997



AuthorID (SCOPUS): 23013232300

ORCID: 0000-0003-2698-1348

ResearcherID: G-4444-2017

ТАНЕЕВА Анастасия Сергеевна, аспирант кафедры космического машиностроения, инженер НИИ-219 (Научно-исследовательский институт космического машиностроения), инженер и ассистент кафедры космического машиностроения Самарского университета, г. Самара.

SPIN-код: 8816-1930

AuthorID (SCOPUS): 57205365815

ORCID: 0000-0002-8531-760X

Для цитирования

Седельников А. В., Танеева А. С. Моделирование поля микроускорений в защищённой зоне виброзащитных устройств для реализации гравитационно-чувствительных процессов на борту малого космического аппарата технологического назначения // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 2. С. 65–72. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-2-65-72.

Статья поступила в редакцию 17.04.2023 г.

© А. В. Седельников, А. С. Танеева

MODELING THE MICRO-ACCELERATION FIELD IN THE PROTECTED ZONE OF VIBRATION-PROOF DEVICES FOR IMPLEMENTATION OF GRAVITY-SENSITIVE PROCESSES ON BOARD A SMALL TECHNOLOGICAL SPACECRAFT

A. V. Sedelnikov, A. S. Taneeva

Samara National Research University,
Russia, Samara, Moskovskoye sh., 34, 443086

In this paper, models of the micro-acceleration field in the protected zone of various vibration-proof devices are constructed. An automatic rotary platform and a vibration-proof device based on the magnetic principle of operation are considered. Numerical simulation has been carried out for the platform of a small spacecraft of the Aist-2 type. Conclusions are drawn about the possibility of using vibration-proof devices when conducting gravity-sensitive processes on board a technological ICA. The results obtained can be used in the analysis of the satisfaction of conditions for micro-accelerations.

Keywords: micro-accelerations, gravity-sensitive processes, rotary platform, vibration protection device, design, small spacecraft.

Acknowledgments

The work is carried out within the framework of the state task of the Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation (Project FSSS-2023-0007).

References

1. Elkin K. S., Ivanov A. I., Neznamova L. O., Prudkoglyad V. O. Perspektivy sozdaniya vakuumnykh i gravitatsionno-chuvstvitel'nykh tekhnologiy, ispol'zuyushchikh usloviya kosmicheskogo poleta na okolozemnykh orbitakh. Issledovaniye gravitatsionno-chuvstvitel'nykh yavleniy na bortu otechestvennykh kosmicheskikh apparatov [Prospects for vacuum and gravity-sensitive technologies using spaceflight conditions in Earth orbits. Investigation of gravity-sensitive phenomena onboard domestic spacecraft] / ed. by K. S. Elkina. Moscow, 2013. 306 p. (In Russ.).
2. Lobykin A. A. Metody uluchsheniya mikrogravitatsionnoy obstanovki na bortu avtomaticheskogo kosmicheskogo apparata, prednaznachennogo dlya mikrogravitatsionnykh issledovaniy [Enhancement of Microgravity Environment on a Board of Automatic Spacecraft for Microgravity Investigations] // Poverkhnost'. Rentgenovskiy, sinkhrotronnyy i neytronnyy issledovaniya. *Journal of Surface Investigation. X-Ray, Synchrotron and Neutron Techniques*. 2009. No. 2. P. 84–91. (In Russ.).
3. Sedelnikov A. V. Problema mikrouskoreniy: ot osoznaniya do fraktal'noy modeli [The problem of micro-accelerations: from awareness to a fractal model]. Moscow, 2012. 277 p. (In Russ.).
4. Sedelnikov A. V., Taneeva A. S. Dynamic characteristics modeling of rotary platform installed on board of a small spacecraft // *Journal of Physics: Conference Series*. 2022. Vol. 2182. DOI:10.1088/1742-6596/2182/1/012061. (In Engl.).
5. Dong W., Duan W., Liu W. [et al.]. Microgravity disturbance analysis on Chinese space laboratory // *npj Microgravity*. 2019. Vol. 5 (1). DOI: 10.1038/s41526-019-0078-z. (In Engl.).
6. Sedelnikov A. V., Eskina E. V., Taneeva A. S. [et al.]. The problem of ensuring and controlling microaccelerations in the internal environment of a small technological spacecraft // *Journal of Current Science and Technology*. 2023. Vol. 13, no. 1. P. 1–11. DOI:10.14456/jcst.2023.1. (In Engl.).

7. Qu Z., Zhang G., Meng Z. Attitude Maneuver and Stability Control of Hyper-Agile Satellite Using Reconfigurable Control Moment Gyros // *Aerospace*. 2022. Vol. 9, no. 6. DOI: 10.3390/aerospace9060303. (In Engl.).
8. Sedelnikov A.V., Salmin V. V. Modeling the disturbing effect on the Aist small spacecraft based on the measurements data // *Scientific Reports*. 2022. Vol. 12. 1300. DOI: 10.1038/s41598-022-05367-9. (In Engl.).
9. Taneeva A. S., Lukyanchik E. S., Khnyryova V. V. Modeling the dependence of the specific impulse on the temperature of the heater of an electrothermal micro-motor based on the results of its tests // *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. Vol. 2096, no. 1. DOI: 10.1088/1742-6596/2096/1/012059. (In Engl.).
10. Ovchinnikov M. Yu., Pen'kov V. I., Roldugin D. S. [et al.]. Magnitnyye sistemy oriyentatsii malykh sputnikov [Magnetic guidance systems for small satellites]. Moscow, 2016. 366 p. (In Russ.).
11. Magnitnyye ispolnitel'nyye organy. URL: <https://sputnix.ru/ru/priboryi/pribory-microsputnik/ispolnitelnyie-organyi-sistemyi-orientaczii-stabilizaczii-i-navigaczii/magnitnie-ispolnitelnie-organi> (accessed: 30.04.2023). (In Russ.).
12. Sedelnikov A.V., Orlov D. I., Khnyryova E. S. [et al.]. Using the -Bdot Algorithm to Reduce the Angular Velocity of Rotation for the Aist Small Spacecraft Pilot Model // *Advances in Transdisciplinary Engineering*. 2022. Vol. 24. P. 239–249. DOI: 10.3233/ATDE220444. (In Engl.).
13. McDowell J. C. The Low Earth Orbit Satellite Population and Impacts of the SpaceX Starlink Constellation // *The Astrophysical Journal Letters*. Vol. 892, no. 2. DOI: 10.3847/2041-8213/ab8016. (In Engl.).
14. Leyferov B. M., Tsutsmanova N. A. Vyrashchivaniye poluprovodnikovykh kristallov v kosmose [Growing semiconductor crystals in space]. URL: <https://thepresentation.ru/astronomiya/vyrashchivanie-poluprovodnikovykh-kristallov-v-kosmose> (accessed: 30.04.2023). (In Russ.).
15. Akulenko L. D., Bolotnik N. N., Borisov A. E. [et al.]. Orientation control of an object on a rotating base by using a two-stage electric drive // *Journal of Computer and Systems Sciences International*. 2019. Vol. 58, no. 6. P. 829–843. DOI: 10.1134/S1064230719060029. (In Engl.).
16. KOMO. Opredeleniye polya mikrouskoreniy v oblasti poleznoy nagruzki avtomaticheskoy povorotnoy vibrozashchitnoy

platformy «Flyuger» pri razlichnykh rezhimakh upravleniya v usloviyakh mikrogravitatsionnoy obstanovki na MKS [COMO. Determination of the micro-acceleration field in the payload area of the automatic rotary vibration protection platform «Flyuger» under different control modes under microgravity conditions on the ISS]. URL: <https://tsniimash.ru/science/scientific-experiments-onboard-the-is-rs/cnts/experiments/komo/> (accessed: 30.04.2023). (In Russ.).

17. Bolotnik N. N., Korneyev V. A. Analiz predel'nykh vozmozhnostey protivoudarnoy izolyatsii pri kratkovremennykh vneshnikh vozdeystviyakh [Limiting performance analysis of shock isolation for transient external disturbances] // *Nelineynaya dinamika. Russian Journal of Nonlinear Dynamics*. 2015. Vol. 11, no. 1. P. 147–168. (In Russ.).

18. Borisov A. E., Emel'yanov G. A. Parametricheskaya optimizatsiya sistemy upravleniya avtomaticheskoy povorotnoy vibrozashchitnoy platformy dlya mikrogravitatsionnykh issledovaniy [Parametric system optimization of the management of an automatic rotary vibration-proof platform for the microgravity research] // *Kosmonavtika i raketostroyeniye. Cosmonautics and Rocket Science*. 2013. No. 3. P. 147–155. (In Russ.).

19. Owen R. G., Jones D. I., Owens A. R. [et al.]. Integration of a microgravity isolation mount within a Columbus single rack // *Acta Astronautica*. 1990. Vol. 22. P. 127–135. DOI: 10.1016/0094-5765(90)90013-B. (In Engl.).

20. Levto V. L., Romanov V. V., Ivanov A. I. [et al.]. Rezul'taty latno-kosmicheskikh ispytaniy vibrozashchitnoy platformy VZP-1K [The Results of Space Flight Tests of the Passive Vibration Protective Platform VZP-1K on Board the Station Mir] // *Kosmicheskiye issledovaniya. Kosmicheskie Issledovaniya*. 2001. Vol. 39, no. 2. P. 136–147. (In Russ.).

21. Sedelnikov A. V., Taneeva A. S. Dynamic characteristics modeling of rotary platform installed on board of a small spacecraft // *Journal of Physics: Conference Series*. 2022. Vol. 2182. 012061. DOI: 10.1088/1742-6596/2182/1/012061. (In Engl.).

22. Carter S. D., Bastin P. H. Vibration isolation mounting system. US Patent 5419528; filed May 13th, 1993; published May 30th, 1995. (In Engl.).

23. Wang A., Wang S., Xia H. [et al.]. Dynamic Modeling and Control for a Double-State Microgravity Vibration Isolation

System // *Microgravity Science and Technology*. 2023. Vol. 35, no. 1. DOI: 10.1007/s12217-022-10027-8. (In Engl.).

24. Wu Q., Liu B., Cui N. [et al.]. Tracking Control of a Maglev Vibration Isolation System Based on a High-Precision Relative Position and Attitude Model // *Sensors*. 2019. Vol. 19. 3375. DOI: 10.3390/s19153375. (In Engl.).

SEDELNIKOV Andrey Valeryevich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Space Engineering Department, Samara National Research University (Samara University), Samara.

SPIN-code: 3987-6997

AuthorID (SCOPUS): 23013232300

ORCID: 0000-0003-2698-1348

ResearcherID: G-4444-2017

TANEEVA Anastasiya Sergeevna, Graduate Student of Space Engineering Department, Engineer of NII-219 (Research Institute of Space Engineering), Engineer and Assistant of Space Engineering Department, Samara University, Samara.

SPIN-code: 8816-1930

AuthorID (SCOPUS): 57205365815

ORCID: 0000-0002-8531-760X

Correspondence address: anaa.smith@yandex.ru

For citations

Sedelnikov A. V., Taneeva A. S. Modeling the micro-acceleration field in the protected zone of vibration-proof devices for implementation of gravity-sensitive processes on board a small technological spacecraft // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2023. Vol. 7, No. 2. P. 65–72. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-2-65-72.

Received April 17, 2023.

© A. V. Sedelnikov, A. S. Taneeva

ОМСКИЙ НАУЧНЫЙ ВЕСТНИК
Серия Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение

включен в **Перечень** рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук

Адрес издателя и редакции: 644050, Омская обл., г. Омск, пр. Мира, 11,
Омский государственный технический университет, корпус 6, каб. 424;
тел. (3812) 65-32-08; e-mail: onv@omgtu.ru

Адрес типографии: 644050, Омская обл., г. Омск, пр. Мира, 11,
Омский государственный технический университет, корпус 6, каб. 333,
тел. (3812) 65-32-08.
Цена свободная