

ОМСКИЙ НАУЧНЫЙ ВЕСТНИК НАУЧНЫЙ

Серия **Авиационно-ракетное
и энергетическое машиностроение**

2023

Том 7, № 1

АВИАЦИОННАЯ И РАКЕТНО-
КОСМИЧЕСКАЯ ТЕХНИКА

ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ И ХИМИЧЕСКОЕ
МАШИНОСТРОЕНИЕ





ОМСКИЙ НАУЧНЫЙ ВЕСТНИК

Серия
«Авиационно-ракетное
и энергетическое
машиностроение»

Издаётся с октября 2017 г.
Выходит 4 раза в год

Том 7 № 1 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.omgту.ru>

Страница журнала на сайте учредителя:
[http://www.omgту.ru/
general_information/media.omgту/
journal_of_oms_k_research_journal/](http://www.omgту.ru/general_information/media.omgту/journal_of_oms_k_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 20.03.2023 г.
Дата выхода в свет 29.03.2023 г.

Формат 60x84 1/8
8,14 усл. печ. л.
Бумага офсетная

Отпечатано на дупликаторе
отдела научной информации ОмГТУ

Тираж 500 экз.
(1-й завод 1–100). Заказ 16
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

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

Карагусов 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. 1 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.omgstu.ru>

Journal Page on Founder's Website:
[http://www.omgstu.ru/
general_information/media.omgstu/
journal_of_omsrk_research_journal/](http://www.omgstu.ru/general_information/media.omgstu/journal_of_omsrk_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», OmskSTU

Signed in Print 20.03.2023
Date of Publication 29.03.2023

Format 60x84 1/8
Conventional
Printed Sheets 8,14
Offset Paper

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

Circulation 500 Copies.
(The 1st Printing Factory 1–100)
Order 16
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

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 «TsNIMash»), 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

В. А. Пронин, А. В. Кованов, В. А. Цветков, Е. Н. Михайлова, Е. А. Калашникова. Оценка степени влияния фактора подвижности стенок щели при расчёте величины протечек в рабочей части спирального компрессора. Часть 1.	9
В. Л. Юша, А. Ю. Громов, П. В. Ушаков. Анализ влияния температурных режимов поршневой длинноходовой компрессорной ступени на термодинамическую эффективность теплового насоса	18
С. С. Бусаров, Р. Э. Кобыльский, А. Ю. Громов. Методика расчета толщины стенки лепестка манжетного цилиндропоршневого уплотнения	26
Е. А. Дорофеев, А. С. Тегжанов, В. Е. Щерба. Анализ безнасосных систем охлаждения поршневых компрессоров	32
Е. А. Павлюченко, А. С. Тегжанов, В. Е. Щерба, Е. А. Лысенко, А. К. Кужбанов. Анализ методов расчета уплотнений гибридных энергетических машин	40
М. Омран, А. А. Жарковский, В. А. Щур, Д. Г. Свобода. Методика проектирования и оптимизации лопастной системы радиально-осевой гидротурбины	47

АВИАЦИОННАЯ И РАКЕТНО-КОСМИЧЕСКАЯ ТЕХНИКА

В. Н. Блинов, В. В. Косицын, А. И. Лукьянчик. Исследования проектного облика электротермического микродвигателя с пористой структурой для двигательных установок малых космических аппаратов	55
М. С. Корытов, В. С. Щербаков, И. Е. Кашапова. Исследование виброзащитной системы сиденья с квазиулеевой жесткостью при стохастических воздействиях на элементы ходового оборудования автогрейдера	61

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

CONTENTS

POWER AND CHEMICAL ENGINEERING

V. A. Pronin, A. V. Kovanov, V. A. Tsvetkov, E. N. Mikhailova, E. A. Kalashnikova. Assessment of the influence of gap wall mobility factor at calculation of leakage in working section of a scroll compressor. Part 1	9
V. L. Yusha, A. Yu. Gromov, P. V. Ushakov. The analysis of influence of temperature conditions of piston long-stroke compressor stage on thermodynamic efficiency of a heat pump	18
S. S. Busarov, R. E. Kobylsky, A. Yu. Gromov. The method of calculating the lobe wall thickness of cuff cylinder piston seal	26
E. A. Dorofeev, A. S. Tegzhanov, V. E. Shcherba. The analysis of pumpless cooling systems reciprocating compressors	32
E. A. Pavlyuchenko, A. S. Tegzhanov, V. E. Shcherba, E. A. Lysenko, A. K. Kuzhbanov. The analysis of methods for calculating seals of hybrid power machines	40
M. Omran, A. A. Zharkovskiy, V. A. Schur, D. G. Svoboda. Technique for designing and optimization of the Francis turbine blade system	47

AVIATION AND ROCKET-SPACE ENGINEERING

V. N. Blinov, V. V. Kositsin, A. I. Lukyanchik. Studies of the design layout of resistojet with porous structure for propulsion systems of small spacecraft	55
M. S. Korytov, V. S. Shcherbakov, I. E. Kashapova. Investigation of vibration protection system of a seat with quasi-zero stiffness under stochastic effects on the elements of running equipment of a motor grader	61

Scientific Article Submission Guidelines for the Journal Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Energy Engineering	7
---	----------

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 А4 (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 внутристроочные и одностроочные 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 многостроочные 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

ОЦЕНКА СТЕПЕНИ ВЛИЯНИЯ ФАКТОРА ПОДВИЖНОСТИ СТЕНОК ЩЕЛИ ПРИ РАСЧЁТЕ ВЕЛИЧИНЫ ПРОТЕЧЕК В РАБОЧЕЙ ЧАСТИ СПИРАЛЬНОГО КОМПРЕССОРА. ЧАСТЬ 1

В. А. Пронин, А. В. Кованов, В. А. Цветков, Е. Н. Михайлова, Е. А. Калашникова

Университет ИТМО, Россия, 191002, г. Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, д. 9

Спиральный тип компрессора нашел широкое применение в сегменте средней производительности в области холодильной и климатической техники, включая тепловые насосы. Сегодня в этой области идет активный процесс перехода с гидрофторуглеродов на натуральные хладагенты с низким потенциалом глобального потепления. Все больше возрастает роль CO_2 , который отличается низкой критической точкой и, соответственно, высокими рабочими давлениями. Для работы на новых хладагентах спиральный компрессор должен быть адаптирован с учетом всех конструктивных особенностей, основной из которых являются зазоры в проточной части машины. Следует учитывать, что термодинамические свойства диоксида углерода, отличные от гидрофторуглеродов, оказывают существенное влияние на объемные и энергетические показатели компрессора. В данном случае актуальность заключается в повышении точности расчета потерь компрессора и прогноза характеристик холодильной машины. Так как основными объемными потерями в спиральном компрессоре являются протечки рабочего вещества в его рабочей части, а сам процесс течения среды нестационарный, то интерес вызывает их количественная составляющая. Целью настоящей работы является уточнение физических основ процесса протечек в радиальном зазоре и степени влияния на него различных факторов. Такой анализ дает дальнейшую возможность уточнения методики расчета протечек компримируемой среды с учетом фактора подвижности стенок щелей. Это повысит точность получаемых результатов, которые могут служить базой к прогнозу оптимальных характеристик компрессора за счет их аппроксимации и позволит оптимизировать проектирование холодильных машин при выбранных режимах работы.

Ключевые слова: спиральный компрессор, протечки рабочей среды, нестационарное течение, рабочий зазор, подвижность стенок щели, динамика протечек.

Введение

Компрессор спирального типа, благодаря своим конструктивным преимуществам и превосходным характеристикам, успешно конкурирует в сегменте средней производительности с поршневым и винтовым типами компрессоров. К основным областям применения спирального холодильного компрессора можно отнести коммерческий холод и климатическую технику.

Сегодня в холодильной технике ещё широко применяются гидрофторуглероды (ГФУ), такие как R410a, R504, R134A, R404A и др., при этом, запрещённый к использованию на территории европейских стран R22 разрешён к применению в РФ вплоть до 2030 г., но в строго лимитированных количествах. На фоне сокращения применения ГФУ, которое регулируется законодательствами различных стран, возрастает роль натуральных хладагентов [1]. Одним из наиболее перспективных для применения, в силу своих эксплуатационных свойств, является диоксид углерода [2–4]. Однако следует отметить низкую критическую точку двуокиси углерода, это указывает на высокие рабочие давления и необходимость дополнительного изучения вопроса применимости оборудования, особенно в закритической области. В табл. 1, для сравнения, указаны некоторые эксплуатационные и термодинамические свойства различных хладагентов, позволяю-

щие оценить рациональность их применения в той или иной области холодильной техники.

Если спиральный компрессор (СПК) может быть адаптирован к работе на CO_2 в субкритическом цикле практически без конструктивных изменений, то для работы в транскритическом цикле необходимо создание новых образцов. Актуальность данного вопроса продиктована поиском альтернативных решений для инъекции и параллельного сжатия в целях повышения эффективности транскритического цикла.

Потенциально СПК имеет возможность изменения угла закрутки спирали и увеличения числа ячеек сжатия, что выгодно может использоваться в условиях высоких давлений. Однако следует учитывать повышенное воздействие силовых факторов на рабочие органы и подвижные элементы компрессора, обусловленное повышенным перепадом давлений между всасыванием и нагнетанием [5]. Актуальными становятся вопросы снижения нагрузки на детали компрессора, проектирования надёжной системы подачи масла к трущимся элементам, а также снижения объёмных потерь за счёт уменьшения протечек компримируемой среды в рабочей части СПК.

Внешние механические потери, связанные с высокой разностью давлений следует рассматривать относительно пар трения, прежде всего в подшипниковых узлах. Эти вопросы хорошо изучены в ра-

Таблица 1. Некоторые свойства распространённых хладагентов [1]
Table 1. Some properties of common refrigerants [1]

Хладагент	Химическая формула вещества	Темпер. глайд, °C	ПГП	Категория безопасности	Температура кипения °C при 1 атм.	Критическое давление МПа и темпер. °C
R22	CHClF ₂	0	1700	A1	– 40,85	4,99/96,13
R134a	CF ₃ -CH ₂ F	0	1300	A1	– 26,1	4,1/101,2
R404A	R125 + R134a + R143A	0,7	3780	A1	– 46,5	3,73/72,1
R407C	R32 + R125 + R134a	≈5	1530	A1	– 43,7	4,82/87,3
R410A	R32 + R125	<0,17	1980	A1	– 52,7	4,95/72,5
R448A	R32 + R125 + R134a + R1234ze + R1234yf	6,17	1273	A1	– 46,12	4,7/83,7
R450A	R134a + R1234ze	8	600	A1	– 23,1	3,82/104,4
R513A	R134a + R1234yf	0	630	A1	– 28	3,8/96,5
R717	NH ₃	0	0	B2	– 33,3	11,28/132,4
R290	C ₃ H ₈	0	3	A3	– 42,1	4,2/96,7
R600a	C ₄ H ₁₀	0	0	A3	– 11,6	3,65/135
R744	CO ₂	0	1	A1	– 57	7,4/31,1

ботах [6–8]. В работе [8], например, рассмотрено распределение сложной системы сил, действующих на подвижную спираль, даны рекомендации по балансировке. Однако основные конструктивные вопросы связаны со снижением индикаторных потерь и ориентированы на изучение рабочих процессов. Одна из центральных тем для исследований — протечки компримируемой среды в рабочей части СПК, ей посвящено множество работ, например, [9–15]. Причём, согласно данным, в работах [10, 11] основные протечки происходят в радиальных щелях, они на порядок превосходят протечки в тангенциальных щелях. По данным исследований [9, 14] основной фактор, влияющий на протечки при работе на CO₂, это тепловая деформация спиралей, вызванная градиентом температуры. Причём в работах [9, 10] дана детальная модель спирального компрессора для его теоретического исследования при различных эксплуатационных режимах. Изменения температуры, давления и массы газа в полостях в зависимости от орбитального угла были рассчитаны на основе первого закона термодинамики, массового баланса и уравнения состояния. Исходные дифференциальные уравнения решаются методом последовательных приближений (методом Эйлера). В работах показано, что на изменение производительности и потребляемой мощности наибольшее влияние оказывают торцевые зазоры. А в работе [15] сделаны выводы о влиянии фактора градиента температур на неравномерность изменения зазоров и градиента давлений на асимметричность потока протечек. Также сделан вывод о преобладании тепловых деформаций над силовыми, уточнено, что в транскритической области нет резких изменений термодинамических свойств CO₂, часто наблюдаемых в субкритике.

При этом в работах, посвящённых расчёту объёмных потерь в спиральных компрессорах [10–13, 15], предложены традиционные методики расчёта протечек, они основаны на допущении о стационарности потока в щелях. Вместе с тем исследования [16–19] в области винтовых компрессоров показали неоднозначность таких методов расчёта в плане точности результата и необходимости учёта нестационарности течения при некоторых режимах работы компрессора.

Однако конструктив, характер и специфика работы СПК предполагают наличие как попутного движения стенки щели и протекаемой компримируемой среды, когда расход рабочего вещества увеличивается, так и встречного движения, когда её расход уменьшается. Т.е., учитывая выводы работы [19], наше исследование ставит задачей: необходимость подробного изучения фактора нестационарности течения рабочего тела в выбранных радиальных зазорах спиральных элементов. Выводы данной работы далее могут быть использованы для построения методики расчёта протечек компримируемой среды в СПК.

Тематическое исследование

Условные линии контакта между спиральми образуют радиальные и тангенциальные зазоры, по которым происходят протечки рабочего тела, движущей силой которых является разница давлений в смежных ячейках (рис. 1а и рис. 1б). Одна спираль, как правило, неподвижна (НСП), а другая — подвижная (ПСП) совершает плоскопараллельное движение вокруг вала компрессора с эксцентриситетом ε . Частота вращения вала может изменяться, меняя производительность компрессора в соответствии с текущими параметрами всасывания $P_{вс}$, $T_{вс}$ и нагнетания $P_{н}$, $T_{н}$, определяющими режим работы компрессора.

Учитывая превалирующую долю радиальных протечек, интерес вызывает их количественная составляющая, которую можно выразить через расход рабочего тела в плоской радиальной щели с движущейся стенкой.

Профиль рабочих органов не оказывает влияния на решение поставленной задачи, поэтому для расчётов рационально взять обычную спираль Архимеда. Спираль с таким профилем находит применение в реальных образцах техники. Данный профиль образуется точкой M_0 при качении без проскальзывания прямой NK по основной окружности r_0 (рис. 2) и описывается достаточно простым уравнением:

$$\begin{cases} \rho = r_0 \varphi \\ \psi = \varphi - 0,5\pi \end{cases}, \quad (1)$$

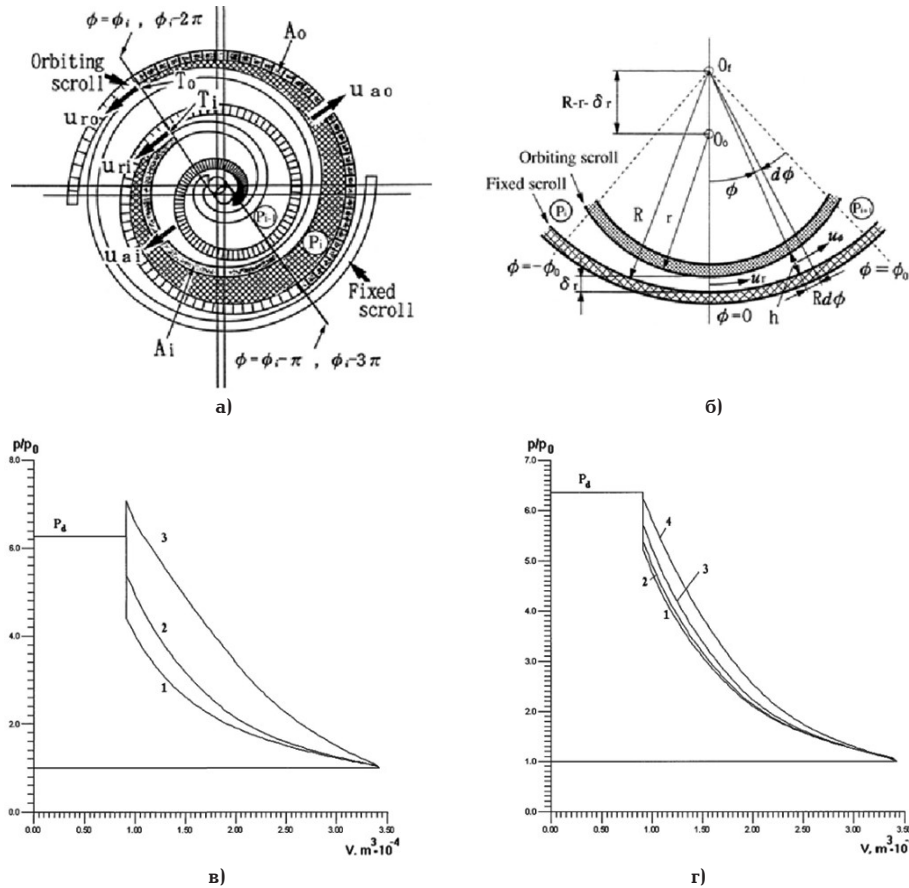


Рис. 1. Тангенциальные и радиальные протечки в зазорах спирального рабочего органа:
 а) радиальный тип протечек; б) тангенциальный тип протечек;
 в) тангенциальный зазор зафиксирован — 0,05 мм, радиальный зазор изменяется:
 1 — 0,01 мм, 2 — 0,05 мм, 3 — 0,10 мм; г) радиальный зазор зафиксирован — 0,05 мм,
 тангенциальный зазор изменяется: 1 — 0,01 мм, 2 — 0,05 мм,
 3 — 0,10 мм; 4 — 0,20 мм [6, 21]
 Fig. 1. Tangential and radial leakage in the gaps of the spiral tool:
 а) radial leakage type; б) tangential leakage type; в) tangential clearance fixed — 0.05 mm,
 radial clearance varies: 1 — 0.01 mm, 2 — 0.05 mm, 3 — 0.10 mm;
 г) radial clearance fixed — 0.05 mm, the tangential clearance changes: 1 — 0.01 mm,
 2 — 0.05 mm, 3 — 0.10 mm; 4 — 0.20 mm [6, 21].

где ρ — полярный радиус (радиус-вектор, измеряемый в каких-либо линейных единицах); ψ — угол закрутки спирали (обычно измеряемый в радианах); r_0 — некий числовой коэффициент, который можно интерпретировать как шаг спирали Архимеда, а иногда, при определенном способе построения спирали, как радиус так называемой основной, или начальной окружности, в принципе также имеющий линейную размерность; φ — полярный угол, отсчитываемый от полярной оси против часовой стрелки в положительном направлении.

Шаг окружной орбиты t для ПСП связан с ε и толщиной ребра l спирали по нормали:

$$t = 2(\varepsilon + l); \quad r_0 = \pi - 1(\varepsilon + l). \quad (2)$$

Выбор параметров ε и r_0 очень важен, так как данные параметры влияют на размеры спирали и толщину её стенки.

Точка касания $N_1 K_1$ с основной окружностью в точке P — является мгновенным полюсом скоростей (рис. 2). Через полюс проходит нормаль PM_1 к спирали в точке M_1 . Продолжение этой нормали до точки M_1' — отрезок PM_1' — представляет собой нормаль ко второй, внешней, ветви спирали. Это отличает спираль Архимеда от эвольвенты.

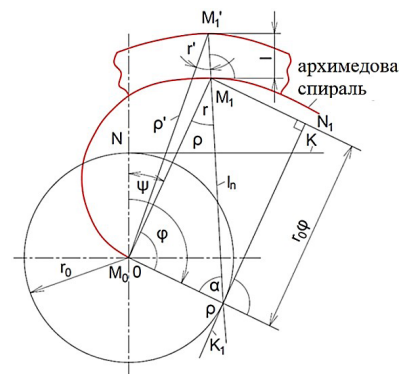


Рис. 2. Архимедова спираль
 Fig. 2. Archimedes spiral

Длина нормали до точки M_1 : $M_1 P = l_N = r_0 \sqrt{1 + \varphi^2}$.

Длина нормали: $PM_1' = l_N' = l_N + l$.

Радиус-вектор: $OM_1' = \rho' =$

$$= \sqrt{(l_N + l)^2 + r_0^2 - 2(l_N + l)r_0 \cos \alpha}, \quad \text{где } \alpha = \arctg \varphi.$$

Однако для упрощения нашей задачи, малость эксцентриситета по сравнению с радиус-вектором,

Очевидно, что при движении ПСП, когда одна поверхность движется в своей плоскости со скоростью u относительно другой, изменяются параметры щелей и векторы скоростей взаимного движения поверхностей, их образующих. Таким образом, движение сжимаемого рабочего вещества через такие зазоры следует считать нестационарными. Вследствие действия фрикционных сил скорость протекаемой среды на поверхности будет равна скорости самой поверхности, и её движение будет осуществляться в сторону движения самой поверхности. Более наглядно это можно показать графически (рис. 4), указав действующие силы на элементарный объём рабочего тела, находящегося в щели на рассматриваемом нами участке спирали.

В соответствие с рис. 4 суммарное уравнение в проекциях на оси можно записать:

$$\begin{cases} \sum F_x = F_{vтр} - F_{тр} \\ \sum F_y = F_{ц} + F_{\Delta p} - F'_{тр} \\ \sum F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \end{cases} \quad (6)$$

Сложное течение сплошной среды в радиальной щели.

Из рис. 4 видно, что движение среды можно свести к сумме напорного движения Пуазеля, которое происходит вдоль оси y и фрикционного движения Куэтта, которое наблюдается вдоль оси x . В этом случае эпюры распределения скоростей и касательных напряжений в зазоре с учетом подвижности стенки щели и перепада давлений можем представить так, как это показано на рис. 5.

В первом случае задача сводится к решению обыкновенного дифференциального уравнения второго порядка:

$$\frac{d^2 u_{\text{н}}}{dy^2} = -\frac{\Delta p}{\mu l}, \quad (7)$$

где μ — коэффициент динамической вязкости;

Δp — постоянное по длине зазора падение давления на участке l .

Решение (7) при граничных условиях $uz=0$ при $y=\pm h$ позволит нам найти расход:

$$Q = \int_{-h}^h u_{\text{н}} dy = \frac{2}{3} \frac{\Delta p p h^3}{\mu l}. \quad (8)$$

Как видно из уравнения (8), в случае напорного движения среды высота щели h существенно влияет её расход.

Во втором случае без учета градиентного течения среды под действием перемещения одной

из поверхностей щели можно получить выражение:

$$\frac{\partial^2 u_{\text{ф}}}{\partial x^2} = 0. \quad (9)$$

Решение уравнения (9) при граничных условиях $u_z=0$ при $x=0$, $u=v$ при $x=h$ (где v — относительная скорость перемещения поверхности щели) представляет собой линейную функцию и позволяет определить расход протечек из выражения:

$$Q = \int_0^h u_{\text{ф}} dx = \frac{v}{h} \int_0^h x dx = \frac{vh}{2}. \quad (10)$$

Учитывая общий вектор движения среды, её расход в радиальном направлении будет равен:

$$\begin{aligned} \sum Q &= \int_{-h}^h u dy = \\ &= \int_{-h}^h \left(\sqrt{\left(\frac{\Delta p h^2}{2\mu l} \left[1 - \left(\frac{y}{h} \right)^2 \right]^2 + \left(v \frac{x}{h} \right)^2} \right)} dy \right). \end{aligned} \quad (11)$$

Следует помнить, что физические свойства реальных сред отличны от свойств совершенных газов, поэтому представляет интерес рассмотрение течений реальных газов с конкретными уравнениями состояния через щели в СПК.

Если представленные на рис. 4 схемы сил и кинематику движения элементарного объёма рабочего тела в подвижной щели описать по отношению к подвижной спирали, это позволит упростить граничные условия на поверхности ПСП и выявить влияние её движения на течение в щели.

Из рис. 5 видно, что на рассматриваемый элемент будут действовать объёмные силы инерции, а также касательные составляющие поверхностных сил, которые обусловлены силами трения, а нормальные составляющие давления на поверхности проецируются в ноль. Используя единицу массы среды, следует рассматривать напряжение поверхностных сил и плотность объёмных сил. Так, в движущемся элементарном объёме, который можно принять за материальную точку, поверхностные силы образуют тензорное поле, т.к. напряжения являются тензорной величиной, а объёмные силы составляют векторное поле.

Выводы и заключение

— Течение среды в радиальной щели, образованной торцом одной спирали и платформой другой

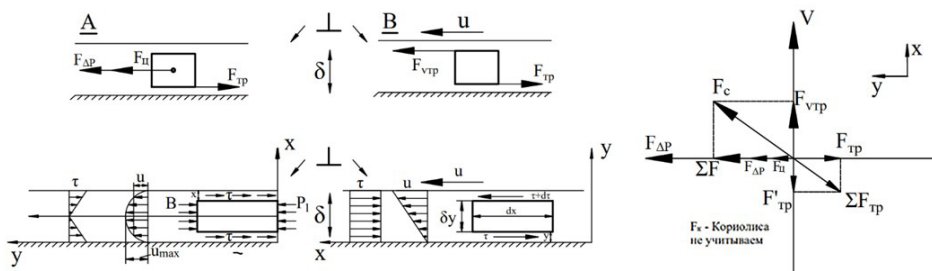


Рис. 5. Расчётные схемы для напорного и фрикционного течения рабочей среды в радиальной плоской щели с подвижной стенкой

Fig. 5. Calculation diagrams for pressure and friction flow in a radial flat gap with movable wall



спирали, имеет сложный характер, который может быть описан суммой напорного и фрикционного движения;

— в направлении действия сил, вызванных разностью давлений, на величину расхода будет существенно влиять высота щели и, в меньшей степени, глубина щели;

— в направлении действия фрикционной силы трения подвижной поверхности щели на величину расхода в равной степени будут оказывать влияние как высота щели, так относительная скорость этой подвижной поверхности;

Согласно сделанным нами выводам, кинематика движения спирали, безусловно, будет оказывать воздействие на процесс протечек в зазорах рабочих органов компрессора. При этом очевидно, что процесс протечек также имеет зависимость от термодинамических и физических свойств среды. А так как компримируемая рабочая среда, в действительном процессе сжатия, представляет собой смесь хладагента и масла, то в дальнейшем анализ процесса протечек стоит провести с учётом реальных свойств рабочего тела. Особое влияние может оказывать плотность и вязкость рабочего вещества, следовательно, вопрос целесообразно будет рассмотреть, привлекая гидродинамическую теорию смазки, теоретической основой которой служат дифференциальные уравнения движения вязкой жидкости.

Список источников

1. Пронин В. А., Кованов А. В., Калашникова Е. А., Цветков В. А. Перспектива использования озонобезопасных хладагентов с низким потенциалом глобального потепления в спиральных компрессорах. Часть 1 // Омский научный вестник. Сер. «Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение». 2021. Т. 5, № 4. С. 9–16. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-4-9-16.
2. Пронин В. А., Кованов А. В., Калашникова Е. А., Цветков В. А. Перспектива использования озонобезопасных хладагентов с низким потенциалом глобального потепления в спиральных компрессорах. Исследования и практика применения R744 и R290. Часть 2 // Омский научный вестник. Сер. «Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение». 2022. Т. 6, № 1. С. 14–21. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-1-14-21.
3. Qi W., Guangpeng L. Research and Development of Carbon Dioxide Refrigeration Technology // E3S Web of Conferences. 2020. No. 213. 03031. DOI: 10.1051/e3sconf/202021303031.
4. Guangpeng L., Qi W., Changbo S. Application and Exploration of Carbon Dioxide R744 as Refrigerant and Secondary Refrigerant in Refrigerating Unit of Commercial Super // E3S Web of Conferences. 2021. No. 267. 02008. DOI: 10.1051/e3sconf/202126702008.
5. Plaza E. L. Dynamic Analysis of a scroll compressor. Master of Science Thesis MMK 2007:33 MPK 593 KTH Industrial Engineering and Management Machine Design SE-100 44. Stockholm, Sweden, 2007. 80 p.
6. Ishii N., Yamamoto S., Sano K. [et al.]. Efficiency Simulations of A Compact CO2 Scroll Compressor And Its Comparison With Same Cooling Capacity R410A Scroll Compressor // International Compressor Engineering Conference. 2002. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=2596&context=icec> (дата обращения: 14.12.2022).
7. Kenji Y., Hideto N., Mihoko S. Development of Large Capacity CO2 Scroll Compressor International Compressor Engineering Conference. 2008. 1836. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/1836> (дата обращения: 14.12.2022).
8. Minikaev A., Yerezhap D., Zhignovskaia D., Pronin V., Kovanov A. Power interactions of scroll compressor elements //

IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2020. No. 826. 012022. DOI: 10.1088/1757-899X/826/1/012022.

9. Zheng S., Wei M., Hu C. [et al.]. Flow characteristics of tangential leakage in a scroll compressor for automobile heat pump with CO₂ // Science China Technological Sciences. 2021. Vol. 64, no. 5. P. 971–983. DOI: 10.1007/s11431-020-1765-3.

10. Pereira E. L. L., Braga V. M., Deschamps C. J. Data from the numerical analysis of radial and tangential leakage of gas in scroll compressors // Data in Brief. 2020. Vol. 29. 105197. DOI: 10.1016/j.dib.2020.105197.

11. Pereira E. L. L., Deschamps C. J. Numerical analysis and correlations for radial and tangential leakage of gas in scroll compressors // International Journal of Refrigeration. 2019. Vol. 110 (12). P. 239–247. DOI: 10.1016/j.jirefrig.2019.11.002.

12. Suamir I. N. Study on the Performance of Scroll Compressor Applied for Medium Temperature Refrigeration System // Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences. 2021. Vol. 83, no. 2. P. 98–113. DOI: 10.37934/arfmts.83.2.98113.

13. Wang J., Liu T. Leakage model of axial clearance and test of scroll compressors // Journal of Shanghai Jiaotong University (Science). 2020. Vol. 25, no. 4. P. 531–537. DOI: 10.1007/s12204-020-2163-6.

14. Hidaka A., Ikeda A., Morimoto T. [et al.]. Axial and Radial Force Control for a CO₂ Scroll Expander // HVAC&R Research. 2009. Vol. 15, no. 4. P. 759–770. DOI: 10.1080/10789669.2009.10390862.

15. Hirofumi Y., Atsushi S., Yoshiyuki F. [et al.]. Clearance Control of Scroll Compressor for CO₂ Refrigerant // International Compressor Engineering Conference. 2008. 1848. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/1848/> (дата обращения: 14.01.2023).

16. Pronin V. A., Kuznetsov Y. L., Zhignovskaia D. V., Minikaev A. F., Yerezhap D. Improving methodology calculating the leakages compressible environment in the working part of a screw compressor // AIP Conference Proceedings. 2019. Vol. 2141. 030010. DOI: 10.1063/1.5122060.

17. Хисамеев И. Г., Максимов В. А. Двухроторные винтовые и прямозубые компрессоры. Казань: ФЭН, 2000. 637 с.

18. Максимов В. А., Хадиев М. Б., Хисамеев И. Г., Галиев Р. М. Бесконтактные уплотнения роторов центробежных и винтовых компрессоров. Казань: ФЭН, 1998. 292 с.

19. Пронин В. А., Верболоз А. Л. Оценка влияния подвижности стенок щелей на протечки компримируемой среды в винтовом однороторном компрессоре (ВКО) // Вестник Международной академии холода. 2012. Т. 42, № 1. С. 31–33.

20. Kovanov A. V., Zhignovskaia D. V., Pronin V. A., Tsvetkov V. A. The aperture's classification of working organs of scroll compressor, the estimation of their influence on supply coefficient // AIP Conference Proceedings. 2021. Vol. 2412. 030046. DOI: 10.1063/5.0075151.

21. Косачевский В. А. Разработка метода расчета и анализ рабочего процесса спиральных компрессоров: дис. ... канд. техн. наук. Санкт-Петербург, 1998. 188 с.

ПРОНИН Владимир Александрович, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 3737-3495

AuthorID (РИНЦ): 706161

AuthorID (SCOPUS): 57188556577

ResearcherID: F-4743-2019

Адрес для переписки: maior.pronin@mail.ru

КОВАНОВ Александр Викторович, аспирант образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

ORCID: 0000-0003-2821-795X

Адрес для переписки: avkovanov@itmo.ru

ЦВЕТКОВ Вадим Александрович, аспирант, ассистент образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

Адрес для переписки: wadimsvetkov@mail.ru

МИХАЙЛОВА Екатерина Николаевна, аспирант образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

Адрес для переписки: mikhaylova_en@mail.ru

КАЛАШНИКОВА Елена Анатольевна, аспирант образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

Адрес для переписки: kalashnikova.elena.96@mail.ru

Для цитирования

Пронин В. А., Кованов А. В., Цветков В. А., Михайлова Е. Н., Калашникова Е. А. Оценка степени влияния фактора подвижности стенок щели при расчёте величины протечек в рабочей части спирального компрессора. Часть 1 // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 1. С. 9–17. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-1-9-17.

Статья поступила в редакцию 31.01.2023 г.

© В. А. Пронин, А. В. Кованов,

В. А. Цветков,

Е. Н. Михайлова, Е. А. Калашникова



ASSESSMENT OF THE INFLUENCE OF GAP WALL MOBILITY FACTOR AT CALCULATION OF LEAKAGE IN WORKING SECTION OF A SCROLL COMPRESSOR. PART 1

V. A. Pronin, A. V. Kovanov, V. A. Tsvetkov, E. N. Mikhailova, E. A. Kalashnikova

ITMO University, Russia, St. Petersburg, Lomonosova str., 9, 191002

The scroll type compressor is widely used in the medium capacity segment of refrigeration and air conditioning technology including heat pumps. Today there is an active process of changing from hydrofluorocarbons to natural refrigerants with low global warming potential. CO₂, with its low critical point and correspondingly high operating pressures, is gaining in importance. For operation with new refrigerants, the scroll compressor has to be adapted to take account of all its design features, the most important of which are the clearances in the machine's flow area. It has to be considered that the thermodynamic properties of carbon dioxide, different from hydrofluorocarbons, have a significant influence on the volume and energy values of the compressor. In this case relevance consists in increase of accuracy of compressor losses calculation and prediction of refrigeration machine characteristics. As the basic volumetric losses in the scroll compressor are leakages of working substance in its working part, and the process of flow of medium is unsteady, their quantitative component causes interest. The purpose of this work is to clarify the physical basis of the leakage process in the radial clearance and the degree of influence of various factors on it. Such analysis gives further opportunity to refine the methodology of calculation of leakages of compressed medium, taking into account the mobility factor of gap walls. It will raise accuracy of the received results which can serve as a base to prognosis of optimum characteristics of the compressor, due to their approximation and will allow to optimize designing of refrigerating machines at the chosen modes of work.

Keywords: scroll compressor, working medium leakage, unsteady flow, working gap, gap wall mobility, leakage dynamics.

References

1. Pronin V. A., Kovanov A. V., Kalashnikova E. A., Tsvetkov V. A. Perspektiva ispol'zovaniya ozonobezopasnykh khladagentov s nizkim potentsialom global'nogo potepeniya v spiral'nykh kompressorakh. Chast' 1 [The prospect of using ozone-safe refrigerants with low global warming potential in scroll compressors. Part 1] // Omskiy Nauchnyy Vestnik. Ser. Aviatcionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2021. Vol. 5, no 4. P. 9–16. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-4-9-16. (In Russ.).
2. Pronin V. A., Kovanov A. V., Kalashnikova E. A., Tsvetkov V. A. Perspektiva ispol'zovaniya ozonobezopasnykh khladagentov s nizkim potentsialom global'nogo potepeniya v spiral'nykh kompressorakh. Issledovaniya i praktika primeneniya R744 i R290. Chast' 2 [The prospect of using ozone-safe refrigerants with low global warming potential in scroll compressors. Research and practice of using R744 and R290. Part 2] // Omskiy Nauchnyy Vestnik. Ser. Aviatcionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2022. Vol. 6, No 1. P. 14–21. DOI: 10.25206/2588-0373-2022-6-1-14-21. (In Russ.).
3. Qi W., Guangpeng L. Research and Development of Carbon Dioxide Refrigeration Technology // E3S Web of Conferences. 2020. No. 213. 03031. DOI: 10.1051/e3sconf/202021303031. (In Engl.).
4. Guangpeng L., Qi W., Changbo S. Application and Exploration of Carbon Dioxide R744 as Refrigerant and Secondary Refrigerant in Refrigerating Unit of Commercial Super // E3S Web of Conferences. 2021. No. 267. 02008. DOI: 10.1051/e3sconf/202126702008. (In Engl.).
5. Plaza E. L. Dynamic Analysis of a scroll compressor. Master of Science Thesis MMK 2007:33 MPK 593 KTH Industrial Engineering and Management Machine Design SE-100 44. Stockholm, Sweden, 2007. 80 p. (In Engl.).
6. Ishii N., Yamamoto S., Sano K. [et al.]. Efficiency Simulations of A Compact CO₂ Scroll Compressor And Its Comparison With Same Cooling Capacity R410A Scroll Compressor // International Compressor Engineering Conference. 2002. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/cgi/viewcontent.cgi?article=2596&context=icec> (accessed: 14.12.2022). (In Engl.).
7. Kenji Y., Hideto N., Mihoko S. Development of Large Capacity CO₂ Scroll Compressor International Compressor Engineering Conference. 2008. 1836. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/1836> (accessed: 14.12.2022). (In Engl.).
8. Minikaev A., Yerezhep D., Zhigovskaia D., Pronin V., Kovanov A. Power interactions of scroll compressor elements // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2020. No. 826. 012022. DOI: 10.1088/1757-899X/826/1/012022. (In Engl.).
9. Zheng S., Wei M., Hu C. [et al.]. Flow characteristics of tangential leakage in a scroll compressor for automobile heat pump with CO₂ // Science China Technological Sciences. 2021, Vol. 64, no. 5. P. 971–983. DOI: 10.1007/s11431-020-1765-3. (In Engl.).
10. Pereira E. L. L., Braga V. M., Deschamps C. J. Data from the numerical analysis of radial and tangential leakage of gas in scroll compressors // Data in brief. 2020. Vol. 29. 105197. DOI: 10.1016/j.dib.2020.105197. (In Engl.).
11. Pereira E. L. L., Deschamps C. J. Numerical analysis and correlations for radial and tangential leakage of gas in scroll compressors // International Journal of Refrigeration. 2019. Vol. 110 (12). P. 239–247. DOI: 10.1016/j.jrefrig.2019.11.002. (In Engl.).
12. Suamir I. N. Study on the Performance of Scroll Compressor Applied for Medium Temperature Refrigeration System // Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and

Thermal Sciences. 2021. Vol. 83, no. 2. P. 98 – 113. DOI: 10.37934/arfmts.83.2.98113. (In Engl.).

13. Wang J., Liu T. Leakage model of axial clearance and test of scroll compressors // Journal of Shanghai Jiaotong University (Science). 2020. Vol. 25, no. 4. P. 531 – 537. DOI: 10.1007/s12204-020-2163-6. (In Engl.).

14. Hidaka A., Ikeda A., Morimoto T. [et al.]. Axial and Radial Force Control for a CO₂ Scroll Expander // HVAC&R Research. 2009. Vol. 15, no. 4. P. 759 – 770. DOI: 10.1080/10789669.2009.10390862. (In Engl.).

15. Hirofumi Y., Atsushi S., Yoshiyuki F. [et al.]. Clearance Control of Scroll Compressor for CO₂ Refrigerant // International Compressor Engineering Conference. 2008. 1848. URL: <https://docs.lib.purdue.edu/icec/1848/> (accessed: 14.01.2023). (In Engl.).

16. Pronin V. A., Kuznetsov Y. L., Zhignovskaia D. V., Minikaev A. F., Yerezhep D. Improving methodology calculating the leakages compressible environment in the working part of a screw compressor // AIP Conference Proceedings. 2019. Vol. 2141. 030010. DOI: 10.1063/1.5122060. (In Engl.).

17. Khisameyev I. G., Maksimov V. A. Dvukhrotornnyye vintovyye i pryamozubyye kompressory [Twin rotary screw compressors and spur compressors]. Kazan, 2000. 637 p. (In Russ.).

18. Maksimov V. A., Khadiyev M. B., Khisameyev I. G., Galiyev R. M. Beskontaktnyye uplotneniya rotorov tsentrobeznykh i vintovykh kompressorov: uchebnoye posobiye [Non-contact rotor seals for centrifugal and screw compressors: tutorial]. Kazan, 1998. 292 p. (In Russ.).

19. Pronin V. A., Verboloz A. L. Otsenka vliyaniya podvizhnosti stenok shcheley na protechki komprimiruyemoy sredy v vintovom odnorotornom kompressore (VKO) [Assessment of the effect of crevice wall mobility on compressed fluid leakage in a single-rotor screw compressor (SSC)] // Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda. *Bulletin of the International Academy of Refrigeration*. 2012. Vol. 42, no. 1. P. 31 – 33. (In Russ.).

20. Kovanov A. V., Zhignovskaia D. V., Pronin V. A., Tsvetkov V. A. The aperture's classification of working organs of scroll compressor, the estimation of their influence on supply coefficient // AIP Conference Proceedings. 2021. Vol. 2412. 030046. DOI: 10.1063/5.0075151. (In Engl.).

21. Kosachevskij V. A. Razrabotka metoda rascheta i analiz rabochego processa spiral'nykh kompressorov [Development of a calculation method and analysis of the working process of scroll compressors]. St. Petersburg, 1998. 188 p. (In Russ.).

PRONIN Vladimir Aleksandrovich, Doctor of Technical Sciences, Professor of Educational Centre «Energy Efficient Engineering Systems», ITMO University, St. Petersburg.

SPIN-code: 3737-3495

AuthorID (RSCI): 706161

AuthorID (SCOPUS): 57188556577

ResearcherID: F-4743-2019

Correspondence address: maior.pronin@mail.ru

KOVANOV Alexander Victorovich, Graduate Student of Educational Centre «Energy Efficient Engineering Systems», ITMO University, St. Petersburg.

ORCID: 0000-0003-2821-795X

Correspondence address: avkovanov@itmo.ru

TSVETKOV Vadim Aleksandrovich, Graduate Student, Assistant of Educational Centre «Energy Efficient Engineering Systems», ITMO University, St. Petersburg. Correspondence address: wadimtsvetkov@mail.ru

MIKHAILOVA Ekaterina Nikolaevna, Graduate Student of Educational Centre «Energy Efficient Engineering Systems», ITMO University, St. Petersburg. Correspondence address: mikhaylova_en@mail.ru

KALASHNIKOVA Elena Anatolievna, Graduate Student of Educational Centre «Energy Efficient Engineering Systems», ITMO University, St. Petersburg.

Correspondence address: kalashnikova.elena.96@mail.ru

For citations

Pronin V. A., Kovanov A. V., Tsvetkov V. A., Mikhailova E. N., Kalashnikova E. A. Assessment of the influence of gap wall mobility factor at calculation of leakage in working section of a scroll compressor. Part 1 // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2023. Vol. 7, no. 1. P. 9 – 17. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-1-9-17.

Received January 31, 2023.

© V. A. Pronin, A. V. Kovanov, V. A. Tsvetkov,

E. N. Mikhailova, E. A. Kalashnikova



АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ТЕМПЕРАТУРНЫХ РЕЖИМОВ ПОРШНЕВОЙ ДЛИННОХОДОВОЙ КОМПРЕССОРНОЙ СТУПЕНИ НА ТЕРМОДИНАМИЧЕСКУЮ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ТЕПЛООВОГО НАСОСА

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

Представлен краткий обзорный анализ применимости тепловых насосов в различных отраслях техники и производства как одной из наиболее энергосберегающих технологий. Рассмотрен теоретический цикл теплового насоса на базе поршневой длинноходовой тихоходной компрессорной ступени, позволяющей реализовать процесс сжатия в широком диапазоне величины показателя политропы. Выполнен анализ взаимосвязи интегральных характеристик и энергоэффективности теплового насоса с температурным режимом компрессорной ступени при использовании в качестве рабочего тела водяного пара. Представленные результаты теоретического анализа отражают характер зависимости тепловой мощности и коэффициента трансформации теплового насоса от показателя политропы процесса сжатия, температуры кипения, перегрева пара на всасывании, разности температур конденсации и кипения.

Ключевые слова: тепловой насос, теоретический цикл, поршневой компрессор, водяной пар, процесс сжатия, показатель политропы, температура кипения, перегрев на всасывании, температура конденсации.

Введение

Несмотря на неутраченную полемику по тематике «зелёных технологий», актуальность их так называемой «низкоуглеродной» (энергосберегающей) составляющей не вызывает сомнений, так как оказывает непосредственное влияние на экономические факторы, определяющие благосостояние населения, развитие промышленности, политику государства. При этом нельзя не учитывать, что в ряде случаев вкладывать средства в энергосбережение на порядок выгоднее, чем развивать традиционные отрасли, например, добычу нефти [1]. Тепловые насосы (далее — ТН) позволяют реализовать одну из наиболее эффективных энергосберегающих технологий (далее — ТН-технологии), уже сегодня успешно применяемую в климатических системах, теплоэнергетике, технологических и транспортных энергоустановках, химических, газо- и нефтеперерабатывающих производствах, на предприятиях агропромышленного комплекса и т.п. [1–13 и др.]. Значимость ТН-технологии отражена в международных и государственных программах по развитию и внедрению энергоэффективных технологий трансформации тепловой энергии на базе ТН [14–17 и др.]. В индустриально развитых странах серьёзное внимание уделяется как совершенствованию ТН-технологий, так и увеличению объёмов производства ТН [14, 18–21 и др.], использованию в них наиболее безопасных и эффективных рабочих веществ. Несмотря на то, что ТН-технологии практически дублируют холодильные технологии, имеющееся различие в температурных режимах приводит к существенному расширению списка ра-

бочих веществ, применимых в ТН. Наряду с традиционными синтетическими и природными хладагентами, применяемыми в холодильной технике и системах кондиционирования [2, 4, 8, 19, 20, 22–27], в ТН возможно использование продуктов сгорания топлива, паров воды, паров технологических продуктов (диоксида серы, углеводородов), паров щелочных металлов и пр. [1–4, 11, 25–27].

В большинстве случаев величина коэффициента преобразования (коэффициента трансформации) K_T находится в диапазоне от 2 до 6 [2, 6, 8, 9, 11, 19, 22, 23, 25, 28, 29], но в некоторых случаях может превышать 10 [3, 4, 29]. Она зависит как от выбора рабочего тела (на сегодняшний день известно более 100 рабочих веществ, используемых в холодильных и ТН-технологиях [7]), так и от температур источника и потребителя тепловой энергии [1, 2, 3, 5, 9, 11, 19, 29, 30]. Важным фактором, влияющим на величину K_T , является также степень термодинамического совершенства реализуемого цикла ТН [6, 7, 8, 19, 20, 29, 30, 31]. Известно, например, что она возрастает при использовании переохлаждения рабочего тела после конденсатора, при рекомпрессии, при снижении разницы между температурами источника и потребителя тепловой энергии [6, 19, 20, 29, 30, 31].

В отдельных исследованиях [3, 7, 30] упоминается возможность реализации цикла ТН при различной величине показателя политропы процесса сжатия в компрессоре, однако анализ влияния этого показателя на величину K_T не приводится. При этом важно отметить, что в поршневых компрессорах на базе тихоходных длинноходовых ступеней и в мембранных компрессорах реализация процес-

са сжатия с интенсивным внешним теплообменом позволяет существенно влиять на величину показателя политропы процесса сжатия. Например, при сжатии воздуха в тихоходной длинноходовой поршневой ступени при её интенсивном внешнем охлаждении средний показатель политропы действительного процесса сжатия может составлять 1,05...1,15 [32, 33]. Очевидно, что при интенсивном подводе тепла в процессе сжатия показатель политропы может существенно превысить величину показателя адиабаты, что повлияет на температуру нагнетания, количество отводимой теплоты после компрессора, величину работы сжатия газа в компрессоре. В связи с этим задачей исследования, представленного в данной статье, является качественный анализ взаимосвязи рабочих процессов и температурных режимов поршневого компрессора на базе тихоходной длинноходовой поршневой ступени с энергетическими характеристиками ТН.

Методика расчёта

Для этого рассмотрим теоретический цикл ТН [3, 11, 28 и др.], в котором отсутствует переохлаждение рабочего тела после конденсатора (рис. 1). Тепловая мощность ТН в этом случае включает в себя фазовую Q_ϕ и конвективную Q_k составляющие (участки 3-4 и 2-3 соответственно). Очевидно, что для фиксированной массы рабочего тела и при неизменяемых параметрах состояния в процессе конденсации величина Q_ϕ остаётся постоянной; а величина Q_k для этой же массы рабочего тела может существенно изменяться в зависимости от разности между температурой конденсации и температурой нагнетания компрессора (от максимальной для участка $2'_i-3$ при $n > k$ до минимальной для участка $2''_0-3$ при $n < k$). При фиксированных параметрах состояния процессов конденсации и кипения величина температуры нагнетания компрессора, соответствующая ей тепловая мощность, производимая за счёт конвективного теплообмена, и величина индикаторной работы компрессора зависят в том числе от способа реализации процесса сжатия [32–34 и др.], то есть от величины показателя политропы n . Кроме этого, на величину Q_k влияет также величина перегрева рабочего тела $\Delta T_0 = T_{i1} - T_{i0}$. Причём величина Q_k может составлять заметную долю от величины Q_ϕ [3].

Поскольку задачей представленного в статье исследования является качественная оценка взаимосвязи рассматриваемых процессов и факторов, для её решения целесообразно рассмотреть упрощенный вариант схематизации рабочего процесса компрессора, при котором процесс сжатия происходит при постоянном показателе политропы n , при этом возможны: адиабатный процесс сжатия ($n = k$ в процессах $1_0 - 2_0$ и $1_i - 2_i$), процесс сжатия с интенсивным отводом тепла от рабочего тела ($n < k$ в процессах $1_0 - 2''_0$ и $1_i - 2''_i$), процесс сжатия с интенсивным подводом тепла к рабочему телу ($n > k$ в процессах $1_0 - 2'_0$ и $1_i - 2'_i$) (рис. 1). Такая схематизация позволяет оценить изменение коэффициента преобразования K_T в зависимости от величины показателя политропы процесса сжатия n при различной величине перегрева рабочего тела на всасывании в компрессор. В соответствии с поставленной задачей, необратимые потери энергии во всех элементах ТН будем считать пренебрежимо малыми; температуры и давления конденсации и кипения, а также термодинамические

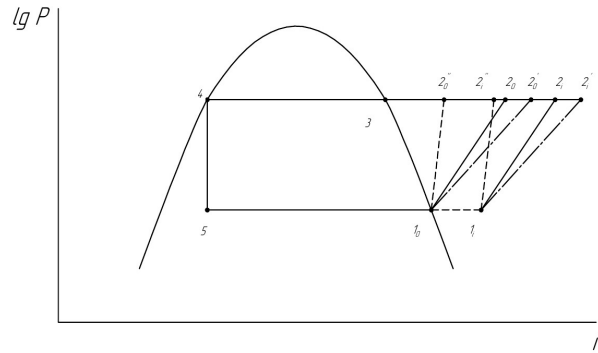


Рис. 1. Теоретический пароконденсационный цикл ТН при различных температурных режимах компрессорной ступени: 1_0 — начало процесса сжатия при $\Delta T_0=0$; 1_i — начало процесса сжатия при $\Delta T_0=T_{i1}-T_{i0}$; 1_0-2_0 и 1_i-2_i — процессы сжатия при $n=k$; $1_0-2'_0$ и $1_i-2'_i$ — процессы сжатия при $n > k$; $1_0-2''_0$ и $1_i-2''_i$ — процессы сжатия при $n < k$

Fig. 1. Theoretical steam compression cycle HP at different temperature conditions of the compressor stage:

1_0 — the beginning of the compression process at $\Delta T_0 = 0$; 1_i — the beginning of the compression process at $\Delta T_0 = T_{i1} - T_{i0}$; $1_0 - 2_0$ and $1_i - 2_i$ — compression processes at $n = k$; $1_0 - 2'_0$ and $1_i - 2'_i$ — compression processes at $n > k$; $1_0 - 2''_0$ and $1_i - 2''_i$ are compression processes at $n < k$

и теплофизические свойства рабочего тела в рассматриваемых процессах — постоянными. В качестве рабочего тела рассмотрим водяной пар в диапазоне температур кипения T_0 от 293 К до 373 К, величины перегрева ΔT_0 от 0 К до 40 К, разности между температурами кипения и конденсации от 20 К до 150 К. При выполнении расчётов учитывается влияние температуры на теплофизические и термодинамические свойства рассматриваемого рабочего тела [36, 37]. Для упрощения решения поставленной задачи с учётом рассматриваемого диапазона величин параметров состояния представляется корректным принять также допущение о том, что рассматриваемое рабочее тело — идеальный газ [34, 38 и др.].

С учётом принятых допущений коэффициент преобразования K_T и его составляющие определяются по известным зависимостям [3, 11, 22, 28, 34, 35 и др.]:

$$K_T = Q_\Sigma / N_{\text{ИНА}} \quad (1)$$

где

$$Q_\Sigma = Q_\phi + Q_k; \quad Q_\phi = m \cdot r; \quad Q_k = m \cdot C_p \cdot (T_H - T_K); \quad (2)$$

$$N_{\text{ИНА}} = [n/(n-1)] \cdot m \cdot R \cdot (T_0 + \Delta T_0) \times [(P_H / P_{\text{BC}})^{(n-1)/n} - 1]. \quad (3)$$

Тогда

$$K_T = [r + C_p \cdot (T_H - T_K)] / \{ [n/(n-1)] \cdot R \times (T_0 + \Delta T_0) \cdot [(P_H / P_{\text{BC}})^{(n-1)/n} - 1] \} \quad (4)$$

или

$$K_T = \{ r + C_p \cdot [(T_0 + \Delta T_0) \cdot [(P_H / P_{\text{BC}})^{(n-1)/n} - T_K]] / \{ [n/(n-1)] \cdot R \cdot (T_0 + \Delta T_0) \cdot [(P_H / P_{\text{BC}})^{(n-1)/n} - 1] \} \}. \quad (5)$$

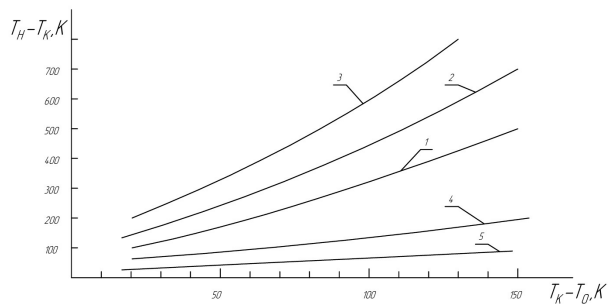


Рис. 2. Влияние показателя политропы процесса сжатия и разности между температурами конденсации и кипения на разность температур нагнетания и конденсации (рабочее тело — R718; $\Delta T_0 = 0$ K; $T_0 = 338$ K): 1 — $n = 1,31$; 2 — $n = 1,41$; 3 — $n = 1,51$; 4 — $n = 1,21$; 5 — $n = 1,11$

Fig. 2. The influence of the polytropy index of the compression process and the difference between the condensation and boiling temperatures on the difference between the discharge and condensation temperatures (working fluid — R718; $\Delta T_0 = 0$ K; $T_0 = 338$ K): 1 — $n = 1,31$; 2 — $n = 1,41$; 3 — $n = 1,51$; 4 — $n = 1,21$; 5 — $n = 1,11$

Как видим, величина K_T в значительной степени зависит как от термодинамических и теплофизических свойств рабочего тела, циркулирующего в контуре ТН (r , C_p , R , k), так и от режимных параметров ТН (T_0 , $P_{BC} = P_0$, ΔT_0 , T_K , $P_H = P_K$, n). Температурные режимы поршневой длинноходовой компрессорной ступени, являющиеся предметом рассмотрения в данной статье, определяются величинами T_0 , ΔT_0 , T_K , n ; причём n характеризует как свойства рабочего тела, так и режим охлаждения рабочего тела в процессе сжатия, а T_0 , ΔT_0 и T_K определяют температуры рабочего тела в начале и в конце процесса сжатия. Для анализа зависимости $K_T = f(T_0, \Delta T_0)$ выражение (5) удобно представить в виде (6); а для анализа зависимости $K_T = f(n)$ — в виде (7):

$$K_T = A_3 / (T_0 + \Delta T_0) + A_2 \cdot (n - 1) / n + A_4, \quad (6)$$

$$K_T = A_5 / \{ [n / (n - 1)] \cdot [(P_H / P_{BC})^{(n-1)/n} - 1] \} + A_2 \cdot (n - 1) / n, \quad (7)$$

где $A_1 = r/R$; $A_2 = C_p/R$; $A_3 = (A_1 - A_2 \cdot T_K) / \{ [n / (n - 1)] \cdot [(P_H / P_{BC})^{(n-1)/n} - 1] \}$; $A_4 = A_2 / \{ [n / (n - 1)] \times [(P_H / P_{BC})^{(n-1)/n} - 1] \}$; $A_5 = \{ A_1 - A_2 \cdot [T_K - (T_0 + \Delta T)] \} / (T_0 + \Delta T)$.

Предложенный для решения поставленной задачи подход, основанный на упрощённом описании физических процессов, их схематизации и принципе условной независимости определяющих факторов, широко известен и позволяет на ранней стадии исследований выполнить качественную оценку взаимосвязи наиболее значимых факторов [34, 38 и др.].

Результаты расчёта и их анализ

На рис. 2–4 представлены результаты расчётов, отражающие влияние величины показателя политропы процесса сжатия и разности температур конденсации и кипения на интегральные параметры ТН. Показано, что при увеличении разности между величиной температуры конденсации и величиной температуры кипения существенно возрастает разница между величиной температуры конденсации

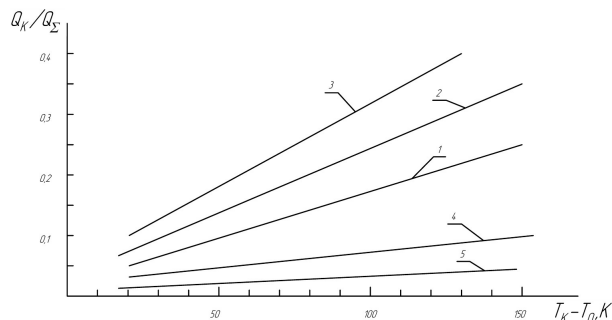


Рис. 3. Влияние показателя политропы процесса сжатия и разности между температурами конденсации и кипения на соотношение между тепловой мощностью, обусловленной конвективным теплообменом, и суммарной тепловой мощностью T_H (рабочее тело — R718; $\Delta T_0 = 0$ K; $T_0 = 338$ K): 1 — $n = 1,31$; 2 — $n = 1,41$; 3 — $n = 1,51$; 4 — $n = 1,21$; 5 — $n = 1,11$

Fig. 3. The influence of the polytropy index of the compression process and the difference between the condensation and boiling temperatures on the ratio between the thermal power due to convective heat exchange and the total thermal power of HP (working fluid — R718; $\Delta T_0 = 0$ K; $T_0 = 338$ K): 1 — $n = 1,31$; 2 — $n = 1,41$; 3 — $n = 1,51$; 4 — $n = 1,21$; 5 — $n = 1,11$

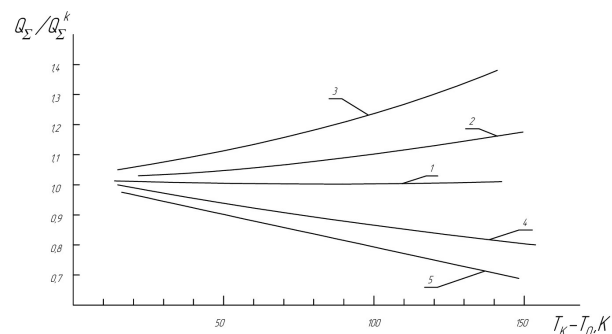


Рис. 4. Влияние показателя политропы процесса сжатия и разности между температурами конденсации и кипения на соотношение между суммарной тепловой мощностью T_H и суммарной тепловой мощностью T_H при адиабатном сжатии (рабочее тело — R718; $\Delta T_0 = 0$ K; $T_0 = 338$ K): 1 — $n = 1,31$; 2 — $n = 1,41$; 3 — $n = 1,51$; 4 — $n = 1,21$; 5 — $n = 1,11$

Fig. 4. The influence of the polytropy index of the compression process and the difference between the condensation and boiling temperatures on the ratio between the total thermal power of HP and the total thermal power of HP during adiabatic compression (working fluid — R718; $\Delta T_0 = 0$ K; $T_0 = 338$ K): 1 — $n = 1,31$; 2 — $n = 1,41$; 3 — $n = 1,51$; 4 — $n = 1,21$; 5 — $n = 1,11$

и величиной температуры нагнетания компрессорной ступени (рис. 2). Соответственно, возрастает доля конвективной составляющей Q_K в суммарной тепловой мощности ТН $Q_Σ$ (рис. 3), так как величина фазовой составляющей $Q_φ$ остаётся неизменной. При этом вполне ожидаемо увеличение показателя политропы процесса сжатия приводит к росту величины суммарной тепловой мощности $Q_Σ$, а уменьшение показателя политропы процесса сжатия — к её снижению (рис. 4). Известно, что при повышении температуры рабочего тела в начале процесса сжатия, то есть при перегреве паров хладагента, температура нагнетания также будет возрастать [34, 38 и др.]. Соответственно, будут увеличиваться разность между величиной температуры конденсации и величиной температуры нагнетания компрессорной ступени, доля конвективной составляющей Q_K в суммарной тепловой мощности Q_{TH} и суммарная тепловая мощность $Q_Σ$ (рис. 2–4).

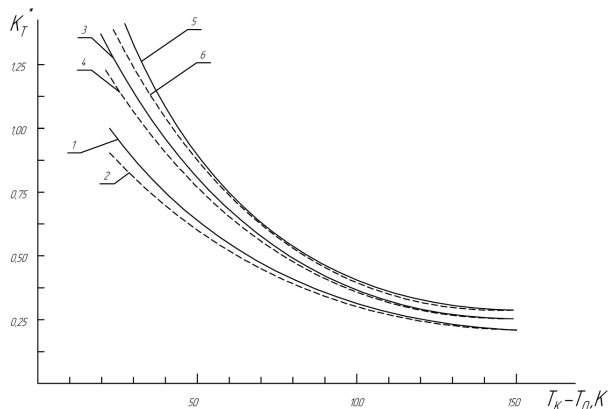


Рис. 5. Влияние T_0 , перегрева водяного пара на всасывании и разности между температурами конденсации и кипения на относительное изменение коэффициента трансформации ТН ($K_T' = K_T / K_{T0}$; K_{T0} — коэффициент трансформации при $T_0 = 293 \text{ K}$; $\Delta T_0 = 0 \text{ K}$): 1 — $T_0 = 293 \text{ K}$; $\Delta T_0 = 0 \text{ K}$; 2 — $T_0 = 293 \text{ K}$; $\Delta T_0 = 40 \text{ K}$; 3 — $T_0 = 323 \text{ K}$; $\Delta T_0 = 0 \text{ K}$; 4 — $T_0 = 323 \text{ K}$; $\Delta T_0 = 40 \text{ K}$; 5 — $T_0 = 373 \text{ K}$; $\Delta T_0 = 0 \text{ K}$; 6 — $T_0 = 373 \text{ K}$; $\Delta T_0 = 40 \text{ K}$

Fig. 5. The influence of T_0 , superheating of water vapor on suction and the difference between condensation and boiling temperatures on the relative change in the coefficient of transformation HP ($K_T' = K_T / K_{T0}$; K_{T0} — the coefficient of transformation at $T_0 = 293 \text{ K}$; $\Delta T_0 = 0 \text{ K}$):

- 1 — $T_0 = 293 \text{ K}$; $\Delta T_0 = 0 \text{ K}$; 2 — $T_0 = 293 \text{ K}$; $\Delta T_0 = 40 \text{ K}$;
3 — $T_0 = 323 \text{ K}$; $\Delta T_0 = 0 \text{ K}$; 4 — $T_0 = 323 \text{ K}$; $\Delta T_0 = 40 \text{ K}$;
5 — $T_0 = 373 \text{ K}$; $\Delta T_0 = 0 \text{ K}$; 6 — $T_0 = 373 \text{ K}$; $\Delta T_0 = 40 \text{ K}$

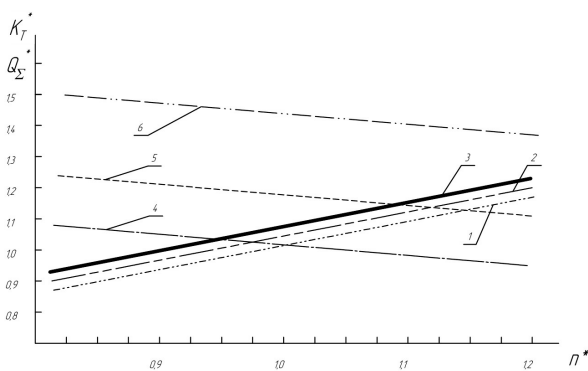


Рис. 6. Влияние относительного показателя политропы процесса сжатия ($n^* = n/k$), температуры кипения и перегрева водяного пара на всасывании на относительное изменение суммарной тепловой мощности ТН 1, 2, 3 ($Q_\Sigma' = Q_\Sigma / Q_{\Sigma 0}$; $Q_{\Sigma 0}$ — суммарная тепловая мощность ТН при $n = k$; $T_0 = 373 \text{ K}$; $\Delta T_0 = 0 \text{ K}$; $T_K = 423 \text{ K}$) и на относительное изменение коэффициента трансформации ТН 4, 5, 6 ($K_T' = K_T / K_{T0}$; K_{T0} — коэффициент трансформации при $T_0 = 293 \text{ K}$; $\Delta T_0 = 0 \text{ K}$; $T_K - T_0 = 30 \text{ K}$): 1 — $\Delta T_0 = 0 \text{ K}$; 2 — $\Delta T_0 = 20 \text{ K}$; 3 — $\Delta T_0 = 30 \text{ K}$; 4 — $T_0 = 293 \text{ K}$; 5 — $T_0 = 323 \text{ K}$; 6 — $T_0 = 373 \text{ K}$

Fig. 6. The influence of the relative polytropic index of the compression process ($n^* = n/k$), T_0 and overheating of water vapor at suction on the relative change in the total thermal power of HP lines 1-3 ($Q_\Sigma' = Q_\Sigma / Q_{\Sigma 0}$; $Q_{\Sigma 0}$ — the total thermal power of HP at $n = k$; $T_0 = 373 \text{ K}$; $\Delta T_0 = 0 \text{ K}$; $T_K = 423 \text{ K}$) and the relative change in the coefficient of transformation HP lines 4-6 ($K_T' = K_T / K_{T0}$; K_{T0} — the coefficient of transformation at $T_0 = 293 \text{ K}$; $\Delta T_0 = 0 \text{ K}$; $T_K - T_0 = 30 \text{ K}$): 1 — $\Delta T_0 = 0 \text{ K}$; 2 — $\Delta T_0 = 20 \text{ K}$; 3 — $\Delta T_0 = 30 \text{ K}$; 4 — $T_0 = 293 \text{ K}$; 5 — $T_0 = 323 \text{ K}$; 6 — $T_0 = 373 \text{ K}$

Как известно, повышение температуры рабочего газа в начале процесса сжатия и увеличение величины показателя политропы процесса сжатия приводят к росту величины индикаторной работы,

затрачиваемой на сжатие этого газа; а уменьшение величины показателя политропы процесса сжатия, напротив, к снижению величины индикаторной работы [34, 38 и др.]. Это не может не влиять на энергетическую эффективность ТН.

На рис. 5 показано, как изменяется величина коэффициента преобразования K_T в зависимости от разности между величиной температуры конденсации и величиной температуры кипения при разных величинах температуры кипения и перегрева на всасывании при адиабатном процессе сжатия. Как видно из представленных результатов, увеличение разности между величиной температуры конденсации и величиной температуры кипения приводит к заметному уменьшению коэффициента преобразования (для водяного пара $K_T \gg 10$ при величине температур конденсации, стремящихся к величине давления кипения, но снижается до $K_T < 3$ при увеличении разности между этими температурами). Эти результаты соответствуют известным представлениям о взаимосвязи K_T и $(T_K - T_0)$, упомянутым выше в обзорной части статьи. При этом эффективность реализации режима работы ТН при какой-либо фиксированной разности температур конденсации и кипения существенно зависит от величины температуры кипения, что предполагает целесообразность применения ТН с водяным паром в технологических высокотемпературных системах. Значительно слабее (на уровне погрешности расчётов) влияет на энергоэффективность ТН величина перегрева пара на всасывании в компрессор. И с этой точки зрения специальные требования к функционированию компрессорного оборудования могут не предъявляться.

Аналогичные выводы следуют и при анализе результатов, представленных на рис. 6. Здесь показано, что при фиксированной разности температур конденсации и кипения повышение температуры кипения приводит к значительному увеличению коэффициента трансформации ТН при изменении величины показателя политропы процесса сжатия в широком диапазоне; при этом перегрев пара на всасывании в компрессор при фиксированных температурах конденсации и кипения оказывает незначительное влияние на суммарную тепловую мощность ТН.

При увеличении показателя политропы процесса сжатия суммарная тепловая мощность ТН также заметно увеличивается, тогда как на изменение величины коэффициента трансформации процессы теплообмена между сжимаемым водяным паром и внешней средой практически не влияют. Конструктивные и режимные особенности тихоходных длинноходовых ступеней поршневых компрессоров позволяют реализовать процесс сжатия с одновременным подводом тепла при наличии источника дополнительной тепловой энергии с требуемым температурным уровнем (например, при работе ТН в составе системы рекуперации тепловых потерь технологических установок). Необходимо отметить, что при повышении разности температур конденсации и кипения потребуются реализация режимов с более высокими температурами конденсации и, соответственно, с более высокими давлениями и температурами нагнетания. В этом случае определение величины коэффициента преобразования должно выполняться с учётом термодинамических и теплофизических свойств реального газа и в силу принятых допущений в данной статье не рассматривается.

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

Обозначение	Наименование	Единица измерения
ТН	Тепловой насос	
Q_{Σ}	Суммарная тепловая мощность ТН	Вт
Q_{ϕ}	Тепловая мощность процесса конденсации	Вт
Q_k	Тепловая мощность процесса охлаждения сжатого пара	Вт
k	Показатель адиабаты	
n	Показатель политропы	
T_0, T_k, T_H	Температуры кипения, конденсации и нагнетания	К
ΔT_0	Перегрев паров рабочего тела на всасывании в компрессор	К
m	Масса	кг
$N_{инд}$	Индикаторная мощность компрессорной ступени	Вт
R	Газовая постоянная	(Дж×кг)/К
$P_H, P_{вс}$	Давление нагнетания и всасывания	Па
P_0, P_k	Давление кипения и конденсации	Па
r	Удельная теплота фазового перехода (конденсации)	Дж/кг
C_p	Удельная изобарная теплоёмкость пара	Дж/(кг×К)
K_T	Коэффициент трансформации (преобразования теплоты) ТН	

Выводы и заключение

В настоящее время применение ТН является не только одним из наиболее перспективных направлений развития энергосберегающих технологий в различных отраслях техники и производства, но и областью возможной эффективной реализации перспективных инженерных решений и широкого спектра рабочих веществ. Рассмотренный теоретический цикл ТН на базе поршневой длинноходовой тихоходной компрессорной ступени с водяным паром в качестве рабочего тела позволил выполнить качественную оценку влияния температурного режима компрессорной ступени на тепловую мощность и коэффициент трансформации. Представленные результаты позволяют предположить значительное влияние разности температур конденсации и кипения, величины показателя политропы сжатия на тепловую мощность ТН (изменение на 10...30 % при увеличении $T_k - T_0$ от 50 К до 150 К в зависимости от величины показателя политропы сжатия), а также температуры кипения, разности температур конденсации и кипения на коэффициент трансформации ТН (увеличение более чем на 30 % при $T_k - T_0 < 50$ К и повышении T_0 на 30...80 К). При этом изменение величины показателя политропы процесса сжатия и величины перегрева пара на всасывании практически не влияют на величину коэффициента трансформации; при изменении величины перегрева пара на всасывании суммарная тепловая мощность ТН также

изменяется не более, чем на 2–3 %. Это позволяет предположить возможность эффективного применения ТН на базе поршневых длинноходовых тихоходных компрессорных ступеней в высокотемпературных технологических системах.

Список источников

1. Янговский Е. И., Левин А. А. Промышленные тепловые насосы. Москва: Энергоатомиздат, 1989. 125 с.
2. Антипов Ю. А. Утилизация вторичных энергоресурсов газовых двигателей и газотурбинных установок с использованием тепловых насосов: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Москва, 2005. 16 с.
3. Захаров М. К. Сравнение эффективности применения различных вариантов теплового насоса // Химическая промышленность. 2002. № 8. С. 1–7.
4. 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.
5. Амерханов Р. А. Тепловые насосы. Москва: Энергоатомиздат, 2005. 160 с.
6. Шомова Т. П. Повышение энергетической эффективности газоперерабатывающих предприятий на основе применения тепловых насосов: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Иваново, 2014. 20 с.
7. 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.
8. Елистратов С. Е. Комплексное исследование эффективности тепловых насосов: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Новосибирск, 2011. 40 с.
9. Дуванов С. А. Исследование тепловых насосов на режимах, отличных от номинального, при сохранении выходных параметров: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Астрахань, 2006. 21 с.
10. Васильев Г. П. Теплоснабжение зданий и сооружений с использованием низкопотенциальной тепловой энергии поверхностных слоёв Земли: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Москва, 2011. 38 с.
11. Рей Д., Макмайл Д. Тепловые насосы. Москва: Энергоиздат, 1982. 224 с.
12. Trott A. R., Welch T. Refrigeration and Air-Conditioning. 3rd ed. Butterworth Heinemann, Oxford, 2000. 377 p.
13. 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.
14. Holihan P. Analysis of Geothermal Heat Pump Manufacturers Survey Data / Energy Information Administration/ Renewable Energy 1998: Issues and Trends. URL: https://docs.yandex.ru/docs/view?tm=1666084188&tld=ru&lang=en&name=geo_hp_art.pdf (дата обращения: 18.10.2022).
15. 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).
16. Pedersen S. Annex 47: Heat Pumps in District Heating and Cooling Systems // Heat Pump Technologies Magazine. 2020. Vol. 38, № 1. P. 27–30.
17. Abergel T. Efforts for heat pump deployment are bearing fruit, but more will be needed // Heat Pump Technologies Magazine. 2020. Vol. 38, № 2. P. 7–8.
18. Kitanovski A., Plaznik U., Tomc U., Poredos A. Present and future caloric refrigeration and heat-pump technologies // International Journal of Refrigeration. 2015. Vol. 39. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2015.06.008.

19. Bobbo S., Fedele L., Curcio M. [et al.]. Energetic and Exergetic Analysis of Low Global Warming Potential Refrigerants as Substitutes for R410A in Ground Source Heat Pumps // *Energies*. 2019. Vol. 12. 3538. DOI: 10.3390/en12183538.
20. 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.
21. 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)
22. Володин В. И., Седляр К. В. Выбор эксплуатационных параметров и хладагента для парокомпрессионных тепловых насосов // *Труды БГТУ*. 2016. № 3. С. 147–153.
23. Сычёв А. О. Разработка и исследование теплонасосной системы отопления сельского дома на основе использования потенциальной теплоты открытого водотока: дис. ... канд. техн. наук. Москва, 2021. 189 с.
24. Colbourne D. History of Flammable Refrigerants. URL: <https://www.researchgate.net/> (дата обращения 10.10.2022).
25. 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.
26. Kaida T. Thermodynamic analysis of refrigerant selection for high temperature heat pump cycles / 13th IEA Heat Pump Conference April 26–29, Jeju, Korea. 2021. P. 1833–1842.
27. Badran B. E., Ghanbarpourgeravi M., Khodabandeh R. The Future of Refrigerants for Heat Pump Applications // *Heat Pump Technologies Magazine*. Vol. 40, № 1. 2022. P. 22–25. DOI: 10.23697/z1mf-g484.
28. Андриященко А. И. Основы термодинамики циклов тепловых энергетических установок. Москва: Высшая школа, 1968. 288 с.
29. Bosnjakovic F., Knoche K. F. Technische Thermodynamik: Teil I. Darmstadt; Steinkopff, 1998. 543 s.
30. Мазурова О. К., Чубанова Т. О. К оценке эффективности переохлаждения для ряда хладагентов в теплонасосном цикле // *Науковедение*. 2013. № 3. URL: <https://naukovedenie.ru/PDF/52trgsu313.pdf> (дата обращения 12.10.2022).
31. Wenxing S., Shuangquan S., Baolong W. [et al.]. Thermodynamics analysis and thermoeconomics evaluation on heat recovery inverter air-cooling heat pump with domestic hot water // 7th IEA Heat Pump Conference, May 19–22, Beijing, China. 2002. P. 889–894. URL: <https://heatpumpingtechnologies.org/publications/> (дата обращения 19.10.2022).
32. 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.
33. 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.
34. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1. Теория и расчёт. Москва: КолосС, 2006. 456 с.
35. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. Москва: Энергоиздат, 1981. 416 с.
36. Цветков О. Б., Лаптев Ю. А. Таблицы свойств холодильных агентов. Санкт-Петербург: НИУ ИТМО; ИХиБТ, 2013. 52 с.
37. Ривкин С. Л., Александров А. А. Термодинамические свойства воды и водяного пара: справ. Москва: Энергоатомиздат, 1984. 80 с.
38. Френкель М. И. Поршневые компрессоры. Теория, конструкции и основы проектирования. Москва – Ленинград: Машгиз, 1960. 655 с.
- 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
- 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. 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.

Статья поступила в редакцию 20.12.2022 г.

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



THE ANALYSIS OF INFLUENCE OF TEMPERATURE CONDITIONS OF PISTON LONG-STROKE COMPRESSOR STAGE ON THERMODYNAMIC EFFICIENCY OF A HEAT PUMP

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

A brief overview analysis of the applicability of heat pumps in various branches of engineering and production as one of the most energy-saving technologies is presented. The theoretical cycle of a heat pump based on a piston long-stroke low-speed compressor stage is considered, which allows to realize the compression process in a wide range of the polytrope index.

The analysis of the relationship of the integral characteristics and energy efficiency of the heat pump with the temperature regime of the compressor stage when using water vapor as a working fluid is performed. The presented results of the theoretical analysis reflect the nature of the dependence of the thermal power and the transformation coefficient of the heat pump on the polytropy index of the compression process, boiling temperature, steam overheating at suction, the difference in condensation and boiling temperatures.

Keywords: heat pump, theoretical cycle, reciprocating compressor, water vapor, compression process, polytrope index, boiling temperature, suction overheating, condensation temperature.

References

1. Yantovskiy E. I., Levin L. A. *Promyshlennyye teplovyye nasosy* [Industrial heat pumps]. Moscow, 1989. 125 p. (In Russ.).
2. 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.).
3. 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.).
4. Konovalov V. I., Romanova E. V., Gatapova N. Ts. *Sushka s teplovymi 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.).
5. Amerkhanov R. A. *Teplovyye nasosy* [Heat pumps]. Moscow, 2005. 160 p. (In Russ.).
6. 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.).
7. 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.).
8. Elistratov S. E. *Kompleksnoye issledovaniye effektivnosti teplovykh nasosov* [Comprehensive study of heat pump efficiency]. Novosibirsk, 2011. 40 p. (In Russ.).
9. 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.).
10. Vasil'yev G. P. *Teplosnabzheniye zdaniy i sooruzheniy s ispol'zovaniyem nizkopotentsial'noy teplovoy energii poverkhnostnykh sloev Zemli* [Heat Supply of Buildings and Structures Using Low Potential Thermal Energy of the Earth's Surface Layers]. Moscow, 2011. 38 p. (In Russ.).
11. Rey D., Makmayl D. *Teplovyye nasosy* [Heat pumps]. Moscow, 1982. 224 p. (In Russ.).
12. Trott A. R., Welch T. *Refrigeration and Air-Conditioning*. 3rd ed. Butterworth Heinemann, Oxford, 2000. 377 p. (In Engl.).
13. 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.).
14. Holihan P. *Analysis of Geothermal Heat Pump Manufacturers Survey Data / Energy Information Administration/ Renewable Energy 1998: Issues and Trends*. URL: https://docs.yandex.ru/docs/view?tm=1666084188&tld=ru&lang=en&name=geo_hp_art.pdf (accessed: 18.10.2022). (In Engl.).
15. 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.).
16. 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.).
17. Abergel T. *Efforts for heat pump deployment are bearing fruit, but more will be needed* // *Heat Pump Technologies Magazine*. 2020. Vol. 38, no. 2. P. 7–8. (In Engl.).
18. Kitanovski A., Plaznik U., Tomc U., Poredos A. *Present and future caloric refrigeration and heat-pump technologies* // *International Journal of Refrigeration*. 2015. Vol. 39. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2015.06.008. (In Engl.).

19. Bobbo S., Fedele L., Curcio M. [et al.]. Energetic and Exergetic Analysis of Low Global Warming Potential Refrigerants as Substitutes for R410A in Ground Source Heat Pumps // *Energies*. 2019. Vol. 12. 3538. DOI: 10.3390/en12183538. (In Engl.).
20. 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. (In Engl.).
21. 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.).
22. Volodin V. I., Sedlyar K. V. Vybor ekspluatatsionnykh parametrov i khladagenta dlya parokompressionnykh teplovykh nasosov [Choice of operating parameters and refrigerant for vapor compression heat pumps] // *Trudy BGTU*. Trudy BGTU. 2016. No. 3. P. 147–153. (In Russ.).
23. Sychev A. O. Razrabotka i issledovaniye teplonasosnoy sistemy otopeniya sel'skogo doma na osnove ispol'zovaniya potentsial'noy teploty otkrytogo vodotoka [Design and research of a heat pump heating system for a rural house based on the potential heat of an open watercourse]. Moscow, 2021. 189 p. (In Russ.).
24. Colbourne D. History of Flammable Refrigerants. URL: <https://www.researchgate.net/> (accessed: 10.10.2022). (In Engl.).
25. 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. (In Engl.).
26. Kaida T. Thermodynamic analysis of refrigerant selection for high temperature heat pump cycles / 13th IEA Heat Pump Conference April 26–29, Jeju, Korea. 2021. P. 1833–1842. (In Engl.).
27. 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.).
28. Andryushchenko A. I. Osnovy termodinamiki tsiklov teploenergeticheskikh ustanovok [Fundamentals of thermodynamics of thermal power plant cycles]. Moscow, 1968. 288 p. (In Russ.).
29. Bosnjakovic F., Knoche K. F. Technische Thermodynamik: Teil I. Darmstadt; Steinkopff, 1998. 543 s. (In Germ.).
30. Mazurova O. K., Chubanova T. O. K otsenke effektivnosti pereokhlazhdeniya dlya ryada khladagentov v teplonasosnom tsikle [By evaluating the effectiveness of supercooling for a number of refrigerants in the heat pump cycle] // *Naukovedeniye*. Naukovedeniye. 2013. No. 3. URL: <https://naukovedenie.ru/PDF/52trgsu313.pdf> (accessed: 12.10.2022). (In Russ.).
31. Wenxing S., Shuangquan S., Baolong W. [et al.]. Thermodynamics analysis and thermoeconomics evaluation on heat recovery inverter air-cooling heat pump with domestic hot water // 7th IEA Heat Pump Conference, May 19–22, Beijing, China. 2002. P. 889–894. URL: <https://heatpumpingtechnologies.org/publications/> (accessed: 19.10.2022). (In Engl.).
32. 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.).
33. 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.).
34. Platinin 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.).
35. Isachenko V. P., Osipova V. A., Sukomel A. S. Teploperedacha [Heat transfer]. Moscow, 1981. 416 p. (In Russ.).
36. 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.).
37. Rivkin S. L., Aleksandrov A. A. Termodinamicheskiye svoystva vody i vodyanogo para: sprav [Thermodynamic properties of water and water vapor: a handbook]. Moscow, 1984. 80 p. (In Russ.).
38. Frenkel' M. I. Porshnevyye kompressory. Teoriya, konstruksii i osnovy proyektirovaniya [Piston compressors. Theory, constructions and basics of design]. Moscow – Leningrad, 1960. 655 p. (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. The analysis of influence of temperature conditions of piston long-stroke compressor stage on thermodynamic efficiency of a heat pump // *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.
- Received December 20, 2022.**
© V. L. Yusha, A. Yu. Gromov, P. V. Ushakov

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТОЛЩИНЫ СТЕНКИ ЛЕПЕСТКА МАНЖЕТНОГО ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОГО УПЛОТНЕНИЯ

С. С. Бусаров¹, Р. Э. Кобыльский¹, А. Ю. Громов²

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

²АО НТК «Криогенная техника»,
Россия, 644105, г. Омск, ул. 22 Партсъезда, д. 97, корп. 1

В представленной статье изложена методика расчета толщины стенки лепестка манжетного уплотнения в программном комплексе ANSYS Workbench Mechanical. Описана основная проблема, с которой сталкиваются проектировщики при выборе толщины стенки лепестка манжетных уплотнений для поршневых компрессорных агрегатов, работающих без смазки. В результате выполнения работы была рассчитана максимальная и минимальная толщина стенки для материалов, наиболее распространенных в бессмазочных компрессорных агрегатах. Антифрикционные материалы группы Флубон и Флувис, содержащих в своем составе до 20 % углеродных волокон, имеют наименьшую толщину стенки во всех рассмотренных диапазонах давлений. При этом полученные результаты позволяют говорить о низкой эффективности манжетных уплотнений с максимальной толщиной стенки при давлениях ниже 1 МПа.

Ключевые слова: манжетные уплотнения, герметизация, антифрикционный материал, поршневой компрессор, контактное давление, толщина стенки.

Введение

Одной из проблем при проектировании манжетных цилиндропоршневых уплотнений является выбор толщины стенки лепестка. Последнее, в свою очередь, играет особо важную роль. Толщина стенки лепестка манжетного уплотнения должна одновременно выполнять несколько задач: обеспечивать требуемый ресурс работы, обеспечивать условие герметичности (см. формулу 1), удовлетворять условиям прочности, быть технологически выполнимой. При недостаточной толщине лепестка манжеты может произойти ее разрушение от давления газа (рис. 1), ресурс работы будет сведен к минимуму, при этом контактное давление будет излишне большим, что приведет к стремительному износу уплотнения, при этом в процессе механической обработки могут возникнуть трещины и расслоение материала (рис. 2).

$$1,05 \leq \frac{P_r}{p} \leq 1,2, \quad (1)$$

где P_r — контактное давление, МПа;

p — давление рабочей среды, МПа.

При избыточной толщине лепестка будет полностью удовлетворено условие прочности, ресурс работы будет достаточно большим, легче технологически изготовить, но основное условие герметичности не будет выполняться.

Поэтому при проектировании манжетного цилиндропоршневого уплотнения необходимо выбрать такую толщину стенки, которая будет удовлетворять вышеописанным требованиям.

Еще одной проблемой при выборе толщины стенки лепестка манжетного уплотнения является то, что в тематической литературе [1–6] предложенные формулы не подходят для расчета лепест-

ков манжетных цилиндропоршневых уплотнений. В большинстве случаев толщина стенки лепестка рассчитывается исходя из допускаемых напряжений материала, то есть определяется минимальная толщина стенки. Так, например, при использовании расчетной формулы, рекомендованной в литературе [2], минимальная радиальная толщина лепестка составит 10,2 мм.

$$p < \frac{a_x \sigma_{пр}}{f l_x}, \quad (2)$$

где a_x — толщина лепестка, мм;

$\sigma_{пр}$ — предел прочности материала на разрыв, МПа;

f — коэффициент трения,

l_x — расстояние от запирающей кромки до рассматриваемого сечения.

Проведенные ранее экспериментальные исследования тихоходного длинноходового агрегата, которые описаны в многочисленных работах [7–11], показали, что толщина стенки манжетного уплотнения, равная 0,6 мм, выдерживает давление до 12 МПа (удовлетворяет условиям прочности). Соответственно, при выборе толщины исходя по формуле 1, велика вероятность того, что условия герметичности не будут выполняться.

В источниках [1, 3–5] радиальная толщина выбирается исходя из условия обеспечения требуемого удельного давления, создаваемого уплотнением на стенке цилиндра. Расчетные зависимости имеют вид:

$$t = 0,04 D_{нар} + 1, \quad (3)$$

$$\frac{D}{t} = 16 \dots 24, \quad (4)$$



Рис. 1. Пример разрушения манжетного уплотнения от давления газа
Fig. 1. An example of the destruction of the lip seal from gas pressure



Рис. 2. Образование трещин в процессе механической обработки
Fig. 2. Formation of cracks during machining

$$t = \frac{1}{27} \dots \frac{1}{37}, \quad (5)$$

$$t = (1 - 1,5)\sqrt{d_n}, \quad (6)$$

где D , $D_{\text{нар}}$, d_n — наружный диаметр цилиндра, мм.

Анализ приведенных зависимостей показал, что их использование полностью не раскрывает ресурсный потенциал уплотнения. Исходя из всего вышесказанного, для манжетных цилиндропоршневых уплотнений необходимо разработать методику по расчету максимальной толщины лепестка.

Объект исследования

В качестве объекта исследования в данной работе рассмотрено манжетное L-образное цилиндропоршневое уплотнение для поршневых компрессорных агрегатов, работающих без смазки проточной части цилиндра. Общая расчетная схема представлена на рис. 3.

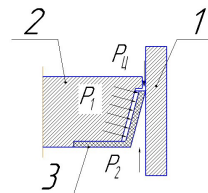


Рис. 3. Расчетная схема:
1 — цилиндр, 2 — посадочная шайба,
3 — манжетное уплотнение,
 P_u — максимальное давление в цилиндре, МПа,
 P_1 — давление в зазоре,
 P_2 — давление после уплотнения
Fig. 3. Calculation scheme
1 — cylinder, 2 — seat washer, 3 — lip seal,
 P_u — maximum pressure in the cylinder, МПа,
 P_1 — pressure in the gap, P_2 — pressure after sealing

Метод исследования

Минимальная толщина стенки лепестка манжетного уплотнения ограничена исключительно технологией изготовления уплотнения для всех марок материала. Минимальную толщину стенки не рекомендуется изготавливать меньше 0,4 мм, несмотря на то, что условия прочности выполняются и при меньшей толщине. Дальнейшее уменьшение толщины стенки может привести к возникновению трещин и расслоению материала в процессе механической обработки, как это представлено на рис. 2. Минимальная толщина стенки манжетного уплотнения определялась на основе программного комплекса ANSYS Workbench Mechanical [12] (ПК ANSYS WM). В зависимости от давления в цилиндре P_u постепенно увеличивали радиальную толщину лепестка до тех пор, пока запас прочности не удовлетворял требованиям $n \geq 1,1$.

Давление P_u задается на основании максимально возможного давления в цилиндре (давление нагнетания), давление $P_1 = 0,75 \cdot P_u$, $P_2 = 0,2 \cdot P_u$ [13]. Ввиду малого удельного давления экспандера на лепесток манжеты ($15-20 \text{ кН/м}^2$) оно не учитывается. Сетка конечных элементов генерировалась стандартным способом во вкладке Mesh Sizing. Сетка выполнена преимущественно из 10-узловых тетраэдров, размер ребра тетраэдра варьировался от 0,1 до 0,4 мм, полученная сетка представлена на рис. 4. Сопряжение и соединения между деталями моделировались путем назначения контактов между ними (Connections — Contacts). Соединение посадочной шайбы с манжетным уплотнением моделировалось путем задания неразрывного контакта Bonded — Solid to Solid. Подвижный контакт между зеркалом цилиндра и лепестком манжетного уплотнения за-

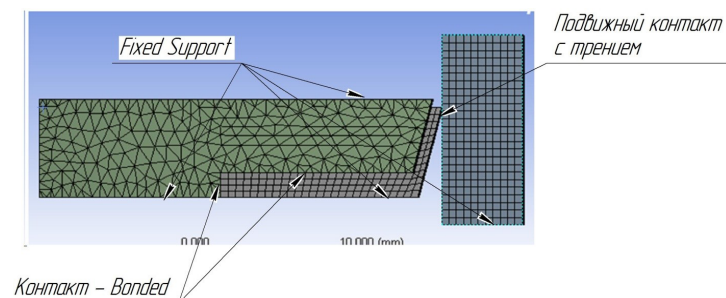


Рис. 4. Сетка конечных расчетных элементов
Fig. 4. Grid of finite design elements

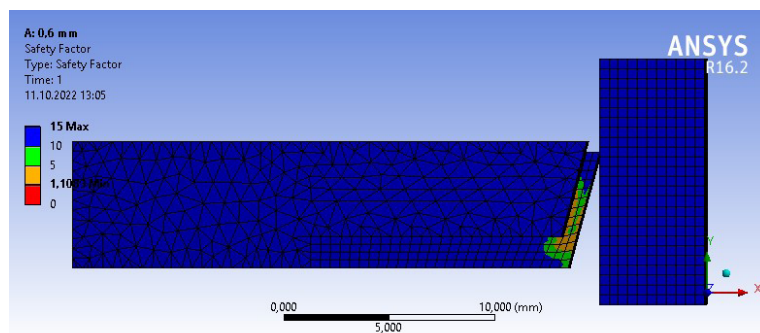


Рис. 5. Эпюра запаса прочности
Fig. 5. Diagram of safety factor

Таблица 1. Толщина стенки лепестка манжетного уплотнения
Table 1. Lip seal wall thickness

Марка материала	$P_{ц} = 4 \text{ МПа}$		$P_{ц} = 6 \text{ МПа}$		$P_{ц} = 8 \text{ МПа}$		$P_{ц} = 10 \text{ МПа}$		$P_{ц} = 12 \text{ МПа}$	
	Smin	Smax	Smin	Smax	Smin	Smax	Smin	Smax	Smin	Smax
Ф4К20	0,4	1,9	0,4	2,8	0,4	3,5	0,6	4,1	0,8	4,4
Ф4К15М5										
Криолон-3		1,6		2,3		2,9		3,4		3,7
Флубон-20		1		1,5		1,8		2		2,3
Флувис-20		0,8		1,2		1,5		1,8		1,9

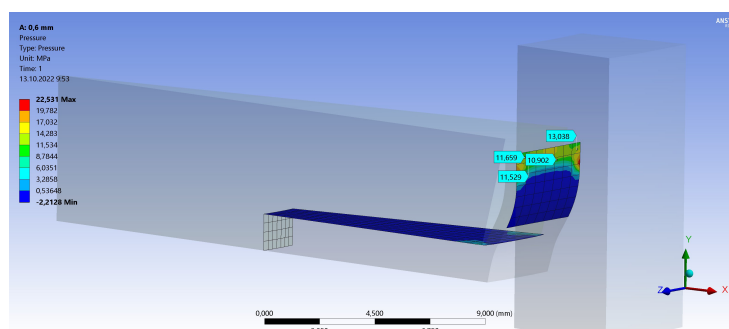


Рис. 6. Величина контактного давления при толщине лепестка 0,6 мм
Fig. 6. The value of the contact pressure with a petal thickness of 0,6 mm

дан граничным условием Frictional (коэффициент статического трения $f=0,2$). Жесткая заделка моделировалась командой Fixed Support.

Для моделирования основных физико-механических свойств композиционных материалов на основе фторполимеров в Engineering Data Sources необходимо создать собственный материал. Основываясь на литературных источниках, следует задать следующие основные свойства: плотность, коэффициент теплового расширения, модуль Юнга, коэффициент Пуансона, предел прочности на растяжение и сжатие.

Результаты исследований

Для учета влияния осредненной температуры в рабочей камере на деформацию манжетного уплотнения, в расчетной модели предусмотрено предварительное решение задачи в стандартном модуле Steady-State Thermal. Полученные температурные деформации передаются в модуль Static Structural, в котором дополнительно учитываются деформации от давления рабочей среды. Полученная эпюра запаса прочности показана на рис. 5.

Полученные минимальные толщины стенок в зависимости от давления РЦ и марки материала представлены в табл. 1.

Максимальная толщина стенки находится исходя из того, что уплотняющий элемент под действием давления рабочей среды не должен отходить от деталей уплотняемого соединения. При увеличении рабочего давления должно увеличиваться и поджатие уплотняющего элемента. Иными словами, должно выполняться условие герметичность (см. формулу 1). Общая расчетная схема представлена на рис. 3. Постепенно увеличивая радиальную толщину манжетного уплотнения, определялась величина контактного давления. На рис. 6 представлена величина контактного давления при радиальной толщине 0,6 мм. Величина контактного давления больше, чем максимальное давление $P_{ц}$ (среднее значение контактного давления составляет $\approx 12,5 \text{ МПа}$, при давлении $P_{ц} = 10 \text{ МПа}$), соответственно, условие герметичности выполняется.

При увеличении толщины лепестка до 4,5 мм (рис. 7) величина контактного давления меньше, чем максимальное давление $P_{ц}$ (среднее значение контактного давления составляет $\approx 5 \text{ МПа}$, при дав-

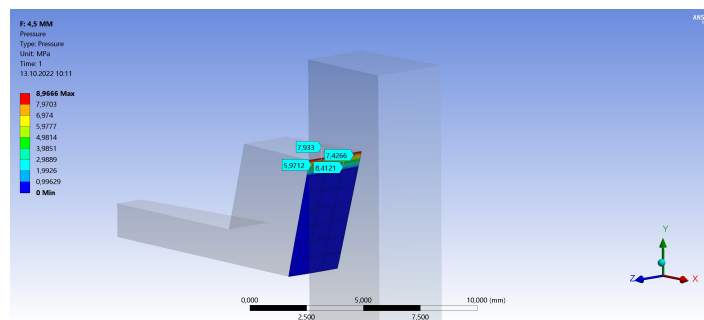


Рис. 7. Величина контактного давления при толщине лепестка 4,5 мм
Fig. 7. The value of the contact pressure with a petal thickness of 4,5 mm

лении $P_c = 10$ МПа) соответственно, условие герметичности не выполняется.

Полученные максимальные толщины стенок в зависимости от давления P_c и марки материала представлены в табл. 1.

Выводы

Разработанная методика позволяет на этапах проектировки манжетного уплотнения рассчитать требуемую толщину стенки, которая обеспечивает максимальный ресурс работы и необходимую степень герметичности рабочей камеры. Анализ табл. 1 показал, что на жесткость материала очень сильно влияет введение волокнистых и дисперсных волокон. Модуль упругости при растяжении E_p увеличивается, жесткость материала повышается. Соответственно, материалы групп Флубон и Флувис, которые содержат до 20 % углеродных волокон, будут сложнее поддаваться деформациям от давления газа. Описанный механизм работы манжетных уплотнений показывает их неработоспособность при низких давлениях до 1–1,5 МПа. В дальнейшем по результатам экспериментальных исследований износа данных композитных материалов возможно получить прогнозируемый ресурс работы уплотнения.

Список источников

1. Мирзоев Р. Г., Кутушев И. Д. Основы конструирования и расчета деталей из пластмасс и технологической оснастки для их изготовления. Ленинград: Машиностроение, 1972. 416 с.
2. Макаров Г. В. Уплотнительные устройства. Изд. 2-е, переработ. и доп. Ленинград: Машиностроение (Ленинградское отделение), 1973. 232 с.
3. Уплотнения: сб. ст. / Пер. с англ. В. П. Харитонов; под ред. В. К. Житомирского. Москва: Машиностроение, 1964. 293 с.
4. Холан К., Калина А. Уплотнения в машиностроении / пер. с чеш. А. А. Жукова. Москва: Машгиз, 1961. 67 с.
5. Кокичев В. Н. Уплотняющие устройства в машиностроении. Ленинград: Судостроение, 1962. 253 с.
6. Захаренко В. П. Основы теории уплотнений и создание поршневых компрессоров без смазки: дис. ... д-ра техн. наук. Санкт-Петербург, 2001. 159 с.
7. Юша В. Л., Бусаров С. С., Недовенчаный А. В., Гошля Р. Ю. Экспериментальное исследование рабочих процессов тихоходных длинноходовых бессмазочных поршневых компрессорных ступеней при высоких отношениях давлений нагнетания к давлению всасывания // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2018. Т. 2, № 2. С. 13–18. DOI: 10.25206/2588-0373-2018-2-2-13-18.
8. Nedovenchanyi A. V., Yusha V. L., Busarov S. S. Experimental evaluation of the efficiency of long-stroke, low-

speed reciprocating compressor stages in compression of different gases // Chemical and Petroleum Engineering. 2018. Vol. 54. P. 593–597. DOI: 10.1007/s10556-018-0520-1.

9. Бусаров С. С., Недовенчаный А. В., Титов Д. С. Методика моделирования рабочих процессов тихоходных длинноходовых компрессорных ступеней: свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ: свидетельство о регистрации электронного ресурса № 2019660287 от 02.09.2019 // Реестр программ для ЭВМ.

10. Yusha V. L., Karagusov V. I., Busarov S. S. Modeling the work processes of slow-speed, long-stroke piston compressors // Chemical and Petroleum Engineering. 2015. Vol. 51, Issue 3-4. P. 177–182. DOI: 10.1007/s10556-015-0020-5.

11. Юша В. Л., С. С. Бусаров. Экспериментальная оценка индикаторного коэффициента подачи поршневой длинноходовой компрессорной ступени // Компрессорная техника и пневматика. 2020. № 3. С. 39–41.

12. Madenci E., Guven I. The Finite Element Method and Applications in Engineering Using ANSYS. 2015. DOI: 10.1007/978-1-4899-7550-8.

13. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 2. Основы проектирования. Конструкции. 3-е изд., перераб. и доп. Москва: КолосС, 2008. 711 с.

БУСАРОВ Сергей Сергеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск. AuthorID (РИНЦ): 610336

AuthorID (SCOPUS): 51560987400

Адрес для переписки: bssi1980@mail.ru

КОБЫЛЬСКИЙ Роман Эдуардович, ассистент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология» ОмГТУ, г. Омск.

AuthorID (РИНЦ): 3985-1096

AuthorID (SCOPUS): 57220077521

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

Адрес для переписки: azot111@bk.ru

Для цитирования

Бусаров С. С., Кобыльский Р. Э., Громов А. Ю. Методика расчета толщины стенки лепестка манжетного цилиндрического уплотнения // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 1. С. 26–31. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-1-26-31.

Статья поступила в редакцию 13.12.2022 г.

© С. С. Бусаров, Р. Э. Кобыльский, А. Ю. Громов



THE METHOD OF CALCULATING THE LOBE WALL THICKNESS OF CUFF CYLINDER PISTON SEAL

S. S. Busarov¹, R. E. Kobylsky¹, A. Yu. Gromov²

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 presented article describes a method for calculating the wall thickness of the lip seal lobe in the ANSYS Workbench Mechanical software package. The main problem that designers face when choosing the wall thickness of the lobe of cuff seals for reciprocating compressor units operating without lubrication is described. As a result of the work, the maximum and minimum wall thickness are calculated for the materials most common in oil-free compressor units. Antifriction materials of the Flubon and Fluvis groups containing up to 20 % carbon fibers have the smallest wall thickness in all pressure ranges considered. At the same time, the results obtained allow us to speak about the low efficiency of cuff seals with a maximum wall thickness at pressures below 1 MPa.

Keywords: cuff seals, sealing, antifriction material, piston compressor, contact pressure, wall thickness.

References

1. Mirzoyev R. G., Kutushev I. D. Osnovy konstruirovaniya i rascheta detaley iz plastmass i tekhnologicheskoy osnastki dlya ikh izgotovleniya [Fundamentals of design and calculation of plastic parts and technological equipment for their manufacture]. Leningrad, 1972. 416 p. (In Russ.).
2. Makarov G. V. Uplotnitel'nyye ustroystva [Sealing devices]. 2nd ed. Leningrad, 1973. 232 p. (In Russ.).
3. Uplotneniya [Seals] / Trans. from Engl. V. P. Kharitonova; ed. by V. K. Zhitomirskogo. Moscow, 1964. 293 p. (In Russ.).
4. Kholan K., Kalina A. Uplotneniya v mashinostroyenii [Seals in mechanical engineering] / trans. from Czech. A. A. Zhukova. Moscow, 1961. 67 p. (In Russ.).
5. Kokichev V. N. Uplotnyayushchiye ustroystva v mashinostroyenii [Sealing devices in mechanical engineering]. Leningrad, 1962. 253 p. (In Russ.).
6. Zakharenko V. P. Osnovy teorii uplotneniy i sozdaniye porshnevnykh kompressorov bez smazki [Fundamentals of the theory of seals and the creation of reciprocating compressors without lubrication]. St. Petersburg, 2001. 159 p. (In Russ.).
7. Yusha V. L., Busarov S. S., Nedovenchany A. V., Goshlyya R. Yu. Eksperimental'noye issledovaniye rabochikh protsessov tikhokhodnykh dlinnokhodovykh bessmazochnykh porshnevnykh kompressorov pri vysokikh otnosheniyakh davleniy nagnetaniya k davleniyu vsasyvaniya [Experimental study of working processes of low-speed longstroke lubrication free piston compressor stages at high discharge pressure to suction pressures] // Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsonno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2018. Vol. 2, no. 2. P. 13–18. DOI: 10.25206/2588-0373-2018-2-2-13-18. (In Russ.).
8. Nedovenchany A. V., Yusha V. L., Busarov S. S. Experimental evaluation of the efficiency of long-stroke, low-speed reciprocating compressor stages in compression of different gases // Chemical and Petroleum Engineering. 2018. Vol. 54. P. 593–597. DOI: 10.1007/s10556-018-0520-1. (In Engl.).
9. Busarov S. S., Nedovenchany A. V., Titov D. S. Metodika modelirovaniya rabochikh protsessov tikhokhodnykh dlinnokhodovykh kompressorov stupeney: cvidetel'stvo o gosudarstvennoy registratsii programmy dlya EVM [Method of modeling the working processes of low-speed long-stroke compressor stages: certificate of state registration of a computer program]: Electronic resource registration certificate No. 2019660287. (In Russ.).
10. Yusha V. L., Karagusov V. I., Busarov S. S. Modeling the work processes of slow-speed, long-stroke piston compressors // Chemical and Petroleum Engineering. 2015. Vol. 51, Issue 3-4. P. 177–182. DOI: 10.1007/s10556-015-0020-5. (In Engl.).
11. Yusha V. L., Busarov S. S. Eksperimental'naya otsenka indikatornogo koeffitsiyenta podachi porshnevoy dlinnokhodovoy kompressorov stupeni [Experimental evaluation of the indicator feed rate of a long-stroke pistons compressors stage] // Kompessornaya tekhnika i pnevmatika. Compressors and Pneumatics. 2020. No. 3. P. 39–41. (In Russ.).
12. Madenci E., Guven I. The Finite Element Method and Applications in Engineering Using ANSYS. 2015. DOI: 10.1007/978-1-4899-7550-8. (In Engl.).
13. Plastinin P. I. Porshnevyye kompressory. V 2 t. T. 1. Osnovy proyektirovaniya. Konstruktsii [Piston compressors. In 2 vols. Vol. 2. Fundamentals of Design. Constructions]. 3rd ed. Moscow, 2008. 711 p. (In Russ.).

BUSAROV Sergey Sergeyevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk. AuthorID (RSCI): 610336 AuthorID (SCOPUS): 51560987400 Correspondence address: habr86@mail.ru

KOBYLSKIY Roman Eduardovich, Assistant of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, OmSTU, Omsk.
AuthorID (RSCI): 3985-1096
AuthorID (SCOPUS): 57220077521
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

For citations

Busarov S. S., Kobylsky R. E., Gromov A. Yu. The method of calculating the lobe wall thickness of cuff cylinder piston seal // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2023. Vol. 7, no. 1. P. 26 – 31. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-1-26-31.

Received December 13, 2022.

© S. S. Busarov, R. E. Kobylsky, A. Yu. Gromov



АНАЛИЗ БЕЗНАСОСНЫХ СИСТЕМ ОХЛАЖДЕНИЯ ПОРШНЕВЫХ КОМПРЕССОРОВ

Е. А. Дорофеев, А. С. Тегжанов, В. Е. Щерба

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

В статье рассмотрены существующие способы охлаждения поршневых компрессоров, где особое внимание уделено жидкостным системам, в которых движение охлаждающей жидкости осуществляется не от внешнего насоса, а за счет колебаний давления газа или разрежения. Проведен анализ конструкций систем безнасосного охлаждения, выявлены преимущества и недостатки, определены направления для дальнейшего их совершенствования.

Ключевые слова: поршневой компрессор, охлаждение компрессора, безнасосное охлаждение, разрежение, колебания давления, гибридная энергетическая машина.

Введение

Поршневые компрессоры имеют широкую область применения в различных отраслях промышленности и занимают лидирующее положение среди компрессоров объемного действия по величине потребляемой энергии, в связи с чем совершенствование рабочих процессов поршневых компрессоров с целью повышения эффективности их работы является актуальной задачей.

В рабочем цикле поршневого компрессора, в процессе сжатия, происходит значительное увеличение температуры газа, которая с увеличением степени повышения давления может достигать диапазона 140–220 °С [1]. Вследствие теплообмена между сжимаемым газом и деталями цилиндропоршневой группы, последние испытывают температурное расширение, которое приводит к уменьшению зазоров между поверхностями трения, увеличению механических потерь и концентраций напряжений в деталях и узлах, а в компрессорах со смазкой возникает вероятность вспышки масляных паров.

Для обеспечения безопасной и надёжной работы поршневых компрессоров необходимо осуществлять их интенсивное охлаждение, что, с другой стороны, дополнительно позволяет повысить эффективность их работы за счёт приближения процесса сжатия к изотермическому.

В настоящее время в компрессорах применяют следующие способы охлаждения: воздушное, водяное, впрыск жидкости, гибридные системы.

Система воздушного охлаждения является наиболее простой с точки зрения её практической реализации, однако обладает низкой эффективностью, что, в первую очередь, связано невысоким коэффициентом теплоотдачи воздуха. Повысить эффективность воздушного охлаждения возможно за счёт увеличения площади поверхности отвода теплоты, однако это противоречит общей тенденции снижения массогабаритных показателей энергетических машин, поэтому воздушное охлаждение, как правило, используют в небольших компрессорах низкого давления [2–4].

Большинство поршневых компрессоров среднего и высокого давления оснащены системой водяного охлаждения, которая, сравнительно с воздушной,

обеспечивает в среднем на 20 % более эффективный отвод теплоты [2, 5, 6]. Практическая реализация такой системы требует применения внешнего насоса, теплоносителя и теплообменного аппарата, что увеличивает энергетические, эксплуатационные и материальные затраты на её обслуживание.

Система впрыска охлаждающей жидкости в рабочую полость компрессора является наиболее эффективным способом охлаждения, поскольку обладает наибольшей площадью поверхности теплообмена и в совокупности с отсутствием термического между сжатым газом и теплоносителем позволяет максимально осуществлять отвод теплоты от сжимаемого газа [7, 8].

Практическая реализация впрыска жидкости в сравнении с водяной системой охлаждения требует больших материальных и эксплуатационных затрат, связанных с распылением жидкости и последующим её отделением от сжатого газа, что не позволяет системе впрыска получить широкое распространение в системах охлаждения поршневых компрессоров.

Проведенный анализ существующих способов охлаждения поршневых компрессоров позволил констатировать, что, несмотря на однозначные преимущества того или иного способа, каждый из них имеет свои недостатки, устранить которые весьма сложно, оставаясь в рамках классического мышления при решении научно-технических задач. В связи с этим, для повышения эффективности работы системы охлаждения с минимальными энергетическими и эксплуатационными затратами была предложена принципиально новая гибридная или безнасосная система охлаждения, которая послужила основой создания нового класса энергетических машин [9–11].

Поршень разделяет цилиндр на две рабочие полости — компрессорную и насосную (рис. 1в). В одной полости происходит сжатие и нагнетание газа, в другой — сжатие и нагнетание жидкости, причем в зависимости от конструктивной компоновки машины и формы поршня, обе рабочие полости могут располагаться над поршнем (рис. 1б), либо компрессорная полость над поршнем, а насосная полость под поршнем (рис. 1а). Перемещение одного рабочего органа-поршня в течение одного рабочего

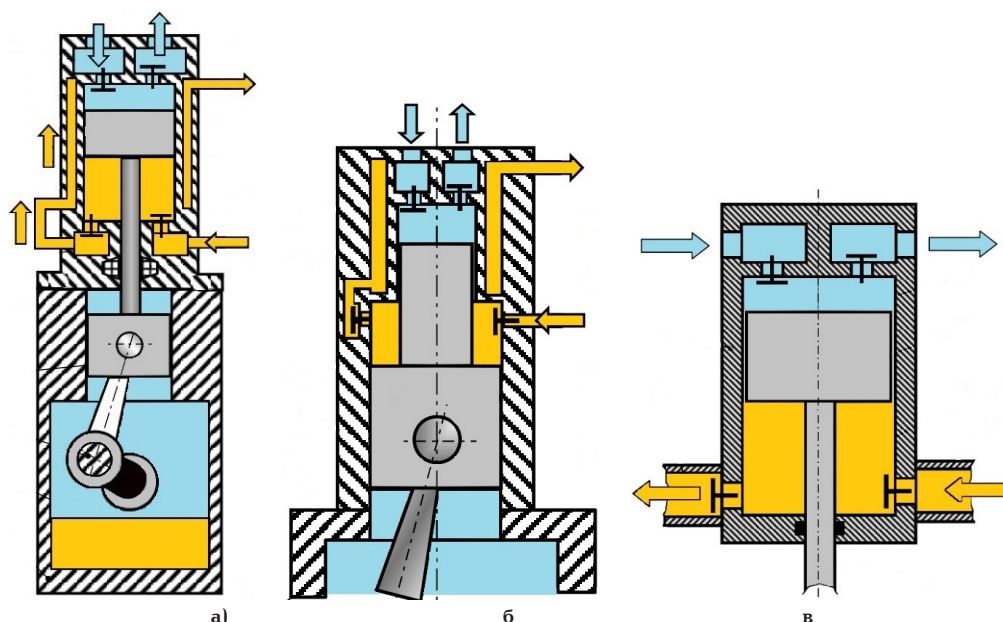


Рис. 1. Конструктивные компоновки ПГЭМОД:

- а — крейцкопфная ПГЭМОД с дифференциальным поршнем и рубашкой охлаждения цилиндра;
б — бескрейцкопфная ПГЭМОД с тронковым ступенчатым поршнем и рубашкой охлаждения цилиндра;
в — крейцкопфная ПГЭМОД с дифференциальным поршнем без рубашки охлаждения цилиндра

Fig. 1. Structural layouts of hybrid piston power machine HPPM:

- а — crosshead HPPM with differential piston and cylinder cooling jacket; б — non-crosshead HPPM with stepped piston and cylinder cooling jacket;
в — crosshead HPPM with differential piston without cylinder cooling jacket

цикла, осуществляет попеременное сжатие и подачу потребителю газа и жидкости. Представленная машина объединяет в себе функции компрессора и насоса находящегося едином агрегате, за счёт чего получила название: поршневая гибридная энергетическая машина объёмного действия (ПГЭМОД).

В представленных компоновках гибридных машин реализована безнасосная система охлаждения, которая имеет два способа реализации. В первом отвод теплоты осуществляется за счёт непосредственного контакта рабочей жидкости с поверхностью дна поршня и стенками цилиндра (рис. 1в). Такой способ является достаточно эффективным с точки зрения отводимого количества теплоты, однако расположенная под поршнем насосная полость накладывает ограничение на число оборотов приводного вала гибридной машины, что противоречит тенденции увеличения числа оборотов энергетических машин. К тому же натекание жидкости из насосной полости не обеспечивает через зазор целевого уплотнения и компрессорную выходное получение чистого сжатого газа, однако подобные перетечки можно минимизировать за счёт применения профилированного целевого уплотнения.

Второй способ реализации предполагает наличие традиционной рубашки охлаждения цилиндра, соединительных патрубков и теплообменника, однако отличительной его особенностью является отсутствие внешнего насоса (рис. 1б, в). Рабочая жидкость за счёт движения поршня выталкивается из насосной полости ПГЭМОД, прокачивается через рубашку охлаждения, осуществляя отвод теплоты, а затем подаётся потребителю. Такой способ имеет более высокую эффективность охлаждения и позволяет отказаться от применения специальных охлаждающих жидкостей.

В итоге безнасосные системы охлаждения позволяют существенно сократить энергетические,

материальные и эксплуатационные затраты на организацию охлаждения. Согласно теоретическим исследованиям, безнасосная система обеспечивает увеличение изотермического КПД компрессора на 3–5 % [11], поэтому изучение существующих конструкций безнасосных систем охлаждения, с целью определения дальнейших путей её совершенствования, является важной задачей, которая и является целью настоящей статьи.

Теория

По принципу работы системы безнасосного охлаждения, реализуемые в ПГЭМОД, делятся на две группы (рис. 2) [12]. В первой группе движение охлаждающей жидкости осуществляется за счёт колебаний давления газа в линии нагнетания компрессора [13, 14]. Подобное конструктивное решение защищено патентом на изобретение [15], а принцип его работы заключается в следующем (рис. 3). В процессе нагнетания газа, повышается давление в линии нагнетания 10, что приводит к увеличению давления в верхней части ресивера 4, которое оказывает воздействие на жидкость, расположенную в нижней части ресивера 4, и жидкость через клапан 3 по трубопроводу 2 начинает поступать в верхнюю часть рубашечного пространства 1. При этом из нижней части рубашечного пространства 1 жидкость по трубопроводу 5 начинает поступать в нижнюю часть ресивера 6, сжимая находящийся в верхней части ресивера 6 газ. В процессе всасывания поршневого компрессора давление в верхней части ресивера 4 уменьшается, и под действием избыточного перепада давления, образовавшегося между ресиверами 6 и 4, жидкость через клапан 7 по трубопроводу 8 поступает в ресивер 4, образуя, таким образом, циркуляцию жидкости в замкнутом контуре.



Рис. 2. Классификация безнасосных систем охлаждения
Fig. 2. Structure of pumpless cooling systems

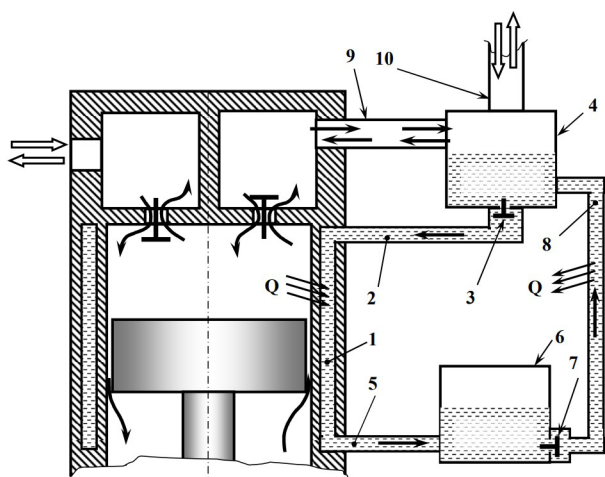


Рис. 3. Принципиальная схема ПГЭМОД с безнасосным жидкостным охлаждением на основе использования колебаний давления газа в линии нагнетания компрессора:
1 — рубашка охлаждения; 2, 5, 8 — жидкостный трубопровод; 3, 7 — обратный клапан; 4, 6 — ресивер; 9, 10 — газовый трубопровод

Fig. 3. Circuit diagram of HPPM with pumpless liquid cooling based on the gas pressure flow in the compressor discharge line:

1 — cooling jacket; 2, 5, 8 — liquid pipeline; 3, 7 — check valve; 4, 6 — receiver; 9, 10 — gas pipeline

Рассмотренная схема охлаждения не обладает высокой эффективностью отвода теплоты ввиду низкого расхода охлаждающей жидкости, однако её существенным преимуществом является наличие газожидкостного ресивера, который осуществляет значительное снижение колебаний давления газа в линии нагнетания компрессора, что способствует подавлению резонансных колебаний соединительных коммуникаций, увеличивая тем самым надёжность и долговечность работы всей компрессорной установки.

Во второй группе движение охлаждающей жидкости осуществляется за счёт разрежения в линии всасывания компрессора [16, 17]. В момент начала процесса всасывания газа в полости, расположенной перед всасывающим клапаном, давление падает ниже атмосферного и за счёт образующегося разрежения жидкость, находящаяся в рубашке охлаждения цилиндра, поднимается вверх, а перемещение жидкости вниз осуществляется за счёт собственных сил тяжести. Подобное конструктивное решение защищено патентом на изобретение [18], а принцип его работы заключается

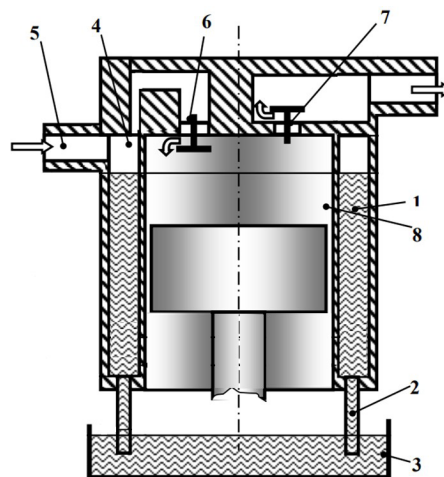


Рис. 4. Принципиальная схема ПГЭМОД с безнасосным жидкостным охлаждением на основе использования разрежения в линии всасывания:

1 — рубашка охлаждения;
2, 5 — трубопроводы;
3 — ёмкость с жидкостью;
4 — газовая полость рубашки;
6 — всасывающий клапан;
7 — нагнетательный клапан;
8 — рабочая полость

Fig. 4. Circuit diagram of HPPM with pumpless liquid cooling based on the use of vacuum in the suction line:

1 — cooling jacket; 2, 5 — pipelines;
3 — container with liquid;
4 — jacket gas cavity; 6 — suction valve;
7 — discharge valve; 8 — working cavity

в следующем (рис. 4). При движении поршня вниз в рабочей полости 8 возникает падение давления, вследствие чего газ из верхней части 4 рубашечного пространства 1 начинает поступать через всасывающий клапан 6 в рабочую полость 8. При этом в верхней части 4 рубашечного пространства 1 происходит разрежение, за счёт которого жидкость из ёмкости 3 по трубопроводу 2 начинает заполнять рубашечное пространство. Максимальная высота подъёма охлаждающей жидкости ограничена моментом, когда за счёт натекания газа по трубопроводу 5 и инерционного подъёма жидкости давление в верхней части 4 рубашечного пространства 1 станет равным атмосферному. Далее всасывающий клапан закрывается, и движение жидкости прекращается. При движении поршня вверх осуществляется сжатие и нагнетание газа, в этот момент жидкость в рубашечном пространстве 1 движется вниз в ёмкость 3 за счёт сил тяжести.

Рассмотренная схема охлаждения обладает хорошей эффективностью отвода теплоты от сжимаемого газа, что позволяет увеличить коэффициент подачи и индикаторный КПД компрессора на 5–10% [19]. Однако её недостатком являются существенные потери давления, затрачиваемые на подъём жидкости, составляющие порядка 30–40% от общих потерь давления на всасывании [19].

С целью увеличения интенсификации движения охлаждающей жидкости в рубашечном пространстве была предложена конструкция двухцилиндровой одноступенчатой ПГЭМОД, защищенной патентом на изобретение [20], в которой движение охлаждающей жидкости осуществляется исключительно за счёт поверхностных сил, при этом схема охлаждения работает следующим образом (рис. 5).

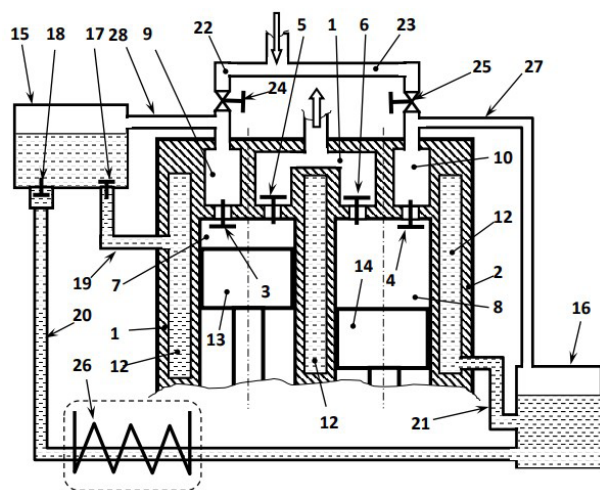


Рис. 5. Принципиальная схема двухцилиндровой ПГЭМОД с безнасосным жидкостным охлаждением на основе использования разрежения в линии всасывания каждого цилиндра

Fig. 5. Circuit diagram of a two-cylinder HPPM with pumpless liquid cooling based on the use of vacuum in the suction line of each cylinder

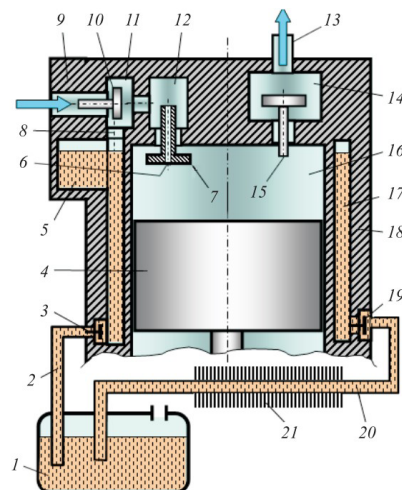


Рис. 6. Принципиальная схема ПГЭМОД с безнасосным жидкостным охлаждением на основе использования разрежения между двумя всасывающими клапанами

Fig. 6. Circuit diagram of HPPM with pumpless liquid cooling based on the use of vacuum between two suction valves

При движении поршня 13 вниз в левом цилиндре создаётся разрежение и дополнительно, за счёт гидравлического сопротивления вентиля 24, давление в полости 9 падает ниже давления всасывания, что приводит к снижению давления в верхней части емкости 15. При этом жидкость за счёт перепада давлений из ёмкости 16 поступает через рубашку охлаждения 12 в ёмкость 15, что происходит до тех пор, пока поршень 13 не достигнет НМТ. В следующий момент времени процесс всасывания будет осуществляться во втором цилиндре, что в совокупности с гидравлическим сопротивлением вентиля 25 понижает давление в полости 10 и верхней части емкости 16. Вследствие образовавшегося перепада давлений жидкость из ёмкости 15 через теплообменник 21 поступает в ёмкость 16, образуя замкнутый контур циркуляции жидкости через рубашку охлаждения.

Преимуществом предложенной схемы, является более интенсивное движение жидкости через рубашку охлаждения и, как следствие, увеличение количества отводимой теплоты. Экспериментальные исследования предложенной схемы показали, что максимальный расход охлаждающей жидкости достигает 900 мл/мин, однако при расходе 300–400 мл/мин наблюдается максимальное увеличение индикаторного изотермического КПД компрессора, которое составляет 7 % [21]. Недостатками схемы является увеличение массогабаритных показателей машины за счёт наличия второго цилиндра, а стремление увеличить интенсивность движения охлаждающей жидкости приводит к увеличению потерь работы на всасывании компрессора, так, например, при увеличении расхода охлаждающей жидкости от 200 до 500 мл/мин увеличение потерь работы на всасывании составляет около 40 % [21].

С целью устранения недостатков описанных выше схем безнасосного охлаждения была предложена конструкция ПГЭМОД с газовым колпаком и двумя всасывающими клапанами [22, 23]. В данной конструкции движение охлаждающей жидкости осуществляется вверх под действием поверхностных сил, а при движении жидкости вниз —

под действием поверхностных и объёмных сил, при этом система жидкостного охлаждения работает следующим образом (рис. 6). При движении поршня вниз в рабочей полости цилиндра возникает разрежение, вследствие чего открывается первый всасывающий клапан 7, и газ из полости 12 начинает поступать в рабочую полость цилиндра. Ввиду того, что полость 12 соединена через канал с газовым колпаком 8, находящимся в верхней части рубашечного пространства 5, то за счёт того же разрежения жидкость начинает подниматься вверх по рубашке охлаждения 5. Одновременно с этим газ через второй всасывающий клапан 10 из источника поступает в рабочую полость цилиндра. При последующем движении поршня вверх в рабочей полости цилиндра осуществляется процесс сжатия и нагнетания газа через клапан 15 к потребителю. Однако всасывающий клапан 7 имеет неплотность в виде отверстия в запорном органе, через которое небольшая часть сжимаемого газа в процессе нагнетания поступает в полость 12, затем через канал в верхнюю часть газового колпака 8, увеличивая там давление. Под действием избыточного давления в газовом колпаке 8 жидкость начинает перемещаться вниз по рубашке охлаждения и далее через клапан 19 по трубопроводу 20 поступает в источник жидкости, образуя таким образом замкнутый контур системы охлаждения.

Преимуществом представленной схемы является независимость её работы от ориентации в пространстве цилиндра компрессора. При вертикальном расположении цилиндра действуют как поверхностные, так и объёмные силы, при горизонтальном — действуют только поверхностные силы, а объёмные проектируются в ноль на ось движения жидкости. Предложенная схема обладает наилучшей эффективностью отвода теплоты по сравнению с рассмотренными выше, а относительные потери энергии, затрачиваемой на сжатие, составляют 1–2 %. Недостатком описанной схемы является потеря производительности компрессора за счёт снижения коэффициента подачи, поскольку в процессе нагнетания часть газа не поступает потребителю.

Безусловно, существующие конструкции безнасосных систем охлаждения обладают несомненными преимуществами по сравнению с традиционными способами охлаждения поршневых компрессоров. Отсутствие внешнего насоса для прокачки охлаждающей жидкости позволяет снизить энергопотребление и массогабаритные параметры компрессорной установки с одновременным снижением затрат на её эксплуатационное обслуживание.

Предложенная схема охлаждения за счёт использования колебаний давления газа в линии нагнетания компрессора является самой энергетически выгодной, поскольку на прокачку жидкости в системе охлаждения не затрачивается дополнительная работа. Дальнейшее совершенствование этой схемы возможно за счёт использования одного газового колпака, соединённого с подпоршневой полостью ПГЭМОД, что позволит сократить массогабаритные показатели и повысить эффективность отвода теплоты за счёт непосредственного контакта охлаждающей жидкости с днищем поршня и стенками цилиндра.

В предложенных схемах с разрежением на всасывании основным направлением их совершенствования является снижение потерь давления в линии всасывания. Для рассмотренной схемы с двумя всасывающими клапанами клапан, имеющий неплотность, целесообразно заменить отверстием в боковой поверхности цилиндра, за счёт чего лишь при совершении определённой части хода поршня сжатый газ будет выталкиваться в верхнюю часть газового колпака рубашки охлаждения, что позволит снизить потери производительности компрессора.

Благодарности

Исследование выполнено за счет гранта МК-4256.2022.4.

Список источников

1. Пластилин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1. Теория и расчет. Москва: КолосС, 2006. 456 с. ISBN 5-9532-0428-0.
2. Берман Я. А., Маньковский О. Н., Марр Ю. Н. [и др.]. Системы охлаждения компрессорных установок. Ленинград: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1984. 288 с.
3. Сычков А. Е., Журавлев И. Н., Рудой В. Г. Блоки воздушного охлаждения на базе пластинчато-ребристых теплообменников для поршневых компрессорных агрегатов // Компрессорная техника и пневматика. 2009. № 6. С. 6.
4. Пластилин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 2. Основы проектирования. Конструкций. 3-е изд., перераб. и доп. Москва: КолосС, 2013. 711 с. ISBN 978-5-9532-0228-8.
5. Джураев Р. У., Шомуродов Б. Х., Хатамова Д. Н., Тагирова Ю. Ф. Модернизация системы охлаждения поршневых компрессорных установок // Достижения, проблемы и современные тенденции развития горно-металлургического комплекса: материалы IX Междунар. науч.-техн. конф. Навои, 2017. С. 176.
6. Сазоненко В. М., Алёшин В. И. Анализ способов охлаждения компрессоров // Материалы Всерос. науч.-техн. молодеж. конф., посвящ. 100-летию кафедры холодильных и компрессорных машин МГТУ им. Н. Э. Баумана. Москва, 2020. С. 129–136.
7. Пластилин П. И., Щерба В. Е. Рабочие процессы объёмных компрессоров со впрыском жидкости // Итоги науки и

техники. Сер. Насосостроение и компрессоростроение. Холодильное машиностроение. 1996. № 5. С. 1–154.

8. Щерба В. Е. Рабочие процессы компрессоров объёмного действия: моногр. Москва: Наука, 2008. 319 с.

9. Пат. 2538371 Российская Федерация, МПК F 04 В 19/06. Способ работы насос-компрессора и устройство для его осуществления / Болштянский А. П., Щерба В. Е., Кужбанов А. К., Павлюченко Е. А., Лысенко Е. А. № 2013138950/06; заявл. 20.08.13; опубл. 10.01.15, Бюл. № 1.

10. Щерба В. Е., Болштянский А. П., Шалай В. В., Ходорева А. В. Насос-компрессоры. Рабочие процессы и основы проектирования. Москва: Машиностроение, 2013. 388 с. ISBN 978-5-94275-670-3.

11. Shcherba V. E., Pavlyuchenko E. A., Kuzhbanov A. K. Mathematical modeling of processes of suction and discharge in a displacement pump with gas damper // Chemical and Petroleum Engineering. 2013. Vol. 49, № 7–8. P. 460–466. DOI: 10.1007/s10556-013-9774-9.

12. Щерба В. Е., Болштянский А. П., Рыбак А. Т., Носов Е. Ю., Тегжанов А. С. Конструктивные компоновки гибридных машин объёмного действия // Омский научный вестник. 2018. № 1 (157). С. 10–18. DOI: 10.25206/1813-8225-2018-157-10-18.

13. Лобов И. Э. Разработка и экспериментальное исследование поршневой гибридной энергетической машины объёмного действия на основе использования колебаний давления газа в линии нагнетания // Гидравлика. 2016. № 1 (1). С. 143–151.

14. Shcherba V. E., Blinov V. N., Paramonov A. M., Grigoriev A. V., Lobov I. E. Analysis of the influence of the length and diameter of a connecting gas pipeline on the working processes of a hybrid piston power machine based on application of fluctuations in gas pressure in the injection lines // Chemical and Petroleum Engineering. 2018. Vol. 54 (3). P. 247–252. DOI: 10.1007/s10556-018-0470-7.

15. Пат. 2640899 Российская Федерация, МПК F04B 39/06. Поршневой компрессор с автономным жидкостным охлаждением / Болштянский А. П., Щерба В. Е., Кужбанов А. К., Лобов И. Э., Григорьев А. В., Труханова Д. А. № 2016134558; заявл. 23.08.2016; опубл. 12.01.2018.

16. Shcherba V. E., Nosov E. Y., Pavlyuchenko E. A., Kuzeeva D. A., Lobov I. E. Analysis of the motion dynamics of liquid in a hybrid energy-converting piston machine with gas plenum in the intake // Chemical and Petroleum Engineering. 2016. Vol. 52 (3). P. 244–250.

17. Щерба В. Е., Носов Е. Ю., Павлюченко А. Е., Кузеева Д. А., Лобов И. Э. Анализ динамики движения жидкости в поршневой гибридной энергетической машине с газовым объемом на всасывании // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2016. № 4. С. 15–19.

18. Пат. 2578776 Российская Федерация, МПК F 04 В 39/06. Способ работы машины объёмного действия и устройство для его осуществления / Щерба В. Е., Болштянский А. П., Кузеева Д. А., Носов Е. Ю., Кайгородов С. Ю. № 2015112262/06; заявл. 03.04.15; опубл. 27.03.16, Бюл. № 9.

19. Труханова Д. А. Разработка и исследование поршневой гибридной энергетической машины объёмного действия с газовым объемом на всасывании: дис. ... канд. техн. наук. Омск, 2016. 200 с.

20. Пат. 2755967 Российская Федерация, МПК F04B 39/06, F04B 39/064. Поршневой двухцилиндровый компрессор с автономным жидкостным охлаждением / Щерба В. Е., Овсянников А. Ю., Болштянский А. П., Носов Е. Ю., Тегжанов А. С. № 2020138070; заявл. 20.11.2020; опубл. 23.09.2021.

21. Овсянников А. Ю., Щерба В. Е., Ведрученко В. Р., Щербаков В. И., Суриков А. Ю. Повышение эффективности работы поршневой энергетической машины объёмного действия с газовым объемом на всасывании путем использования колебания давления в нижней полости насосной секции // Омский научный вестник. 2017. № 6 (156). С. 8–12.

22. Щерба В. Е., Тегжанов А. С., Орех Д. В. Анализ процесса обратного расширения в поршневой гибридной энергетической машине с двумя всасывающими клапанами // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2021. № 9. С. 77–85. DOI: 10.18698/0536-1044-2021-9-77-85.

23. Щерба В. Е., Тегжанов А. С. Математическая модель рабочих процессов поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с газовым колпаком и двумя всасывающими клапанами // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2022. № 5. С. 22–26.

ДОРОФЕЕВ Егор Алексеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск.

SPIN-код: 8323-4198

AuthorID (РИНЦ): 1147663

AuthorID (SCOPUS): 57208906779

ResearcherID: V-9114-2018

Адрес для переписки: shevdm@mail.ru

ТЕГЖАНОВ Аблай Хан Савитович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины» ОмГТУ, г. Омск.

ЩЕРБА Виктор Евгеньевич, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Гидромеханика и транспортные машины» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 6637-4059

AuthorID (РИНЦ): 518325

AuthorID (SCOPUS): 57191240901

ResearcherID: D-5093-2014

Для цитирования

Дорофеев Е. А., Тегжанов А. С., Щерба В. Е. Анализ безнасосных систем охлаждения поршневых компрессоров // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 1. С. 32–39. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-1-32-39.

Статья поступила в редакцию 16.01.2023 г.

© Е. А. Дорофеев, А. С. Тегжанов, В. Е. Щерба

THE ANALYSIS OF PUMPLESS COOLING SYSTEMS RECIPROCATING COMPRESSORS

E. A. Dorofeev, A. S. Tegzhanov, V. E. Shcherba

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

The article discusses the existing methods of cooling reciprocating compressors, where special attention is paid to liquid systems in which the motion of the coolant is carried out not from an external pump, but due to fluctuations in gas pressure or rarefaction. An analysis of the designs of pumpless cooling systems is carried out, advantages and disadvantages are identified, directions for their further improvement are identified.

Keywords: piston compressor, compressor cooling, pumpless cooling, underpressure, pressure fluctuations, hybrid power machine.

Acknowledgements

The study is supported by grant MK-4256.2022.4.

References

1. Plastinin P. I. Porshnevyye kompressory. V 2 t. T. 1. Teoriya i raschet [Piston compressors. In 2 vols. Vol. 1. Theory and calculation. Moscow, 2006. 456 p. ISBN 5-9532-0428-0. (In Russ.).
2. Berman Ya. A., Mankovsky O. N., Marr Yu. N. [et al.] Sistemy okhlazhdeniya kompressornykh ustanovok [Cooling systems for compressor units]. Leningrad, 1984. 288 p. (In Russ.).
3. Sychkov A. E., Zhuravlev I. N., Rudoy V. G. Bloki vozdušnogo okhlazhdeniya na baze plastinchato-rebristyykh teploobmennikov dlya porshnevyykh kompressornykh agregatov [Air cooling units based on plate-fin heat exchangers for reciprocating compressor units // Kompessornaya tekhnika i pnevmatika. Kompessornaya Tekhnika i Pnevmatika. 2009. No. 6. P. 6. (In Russ.).
4. Plastinin P. I. Porshnevyye kompressory. V 2 t. T. 2. Osnovy proyektirovaniya. Konstruktsiy [Piston compressors. In 2 vols. Vol. 2. Fundamentals of design. Designs]. 3rd ed., revised. and additional. Moscow, 2013. 711 p. ISBN 978-5-9532-0228-8. (In Russ.).
5. Juraev R. U., Shomurodov B. K., Khatamova D. N., Tagirova Yu. F. Modernizatsiya sistemy okhlazhdeniya porshnevyykh kompressornykh ustanovok [Modernization of the cooling system for reciprocating compressor units] // Dostizheniya, problemy i sovremennyye tendentsii razvitiya gorno-metallurgicheskogo kompleksa. Achievements, Problems and Further Development of the Mining and Metallurgical Complex. Navoi, 2017. P. 176. (In Russ.).
6. Sazonenko V. M., Alyoshin V. I. Analiz sposobov okhlazhdeniya kompressorov [Analysis of compressor cooling methods] // Materialy vseros. nauch.-tekhn. molodezh. konf. Proceedings of the All-Russian Scientific and Technical Youth Conference. Moscow, 2020. P. 129–136. (In Russ.).
7. Plastinin P. I., Shcherba V. E. Rabochiye protsessy ob'yemnykh kompressorov so vpryskom zhidkosti [Working processes of volumetric compressors with liquid injection] // Itogi nauki i tekhniki. Ser. Nasosostroyeniye i kompressorostroyeniye. Kholodil'noye mashinostroyeniye. The Results of Science and Technology. Ser. Pump Building and Compressor Building. Refrigeration Engineering. 1996. No. 5. P. 1–154. (In Russ.).
8. Shcherba V. E. Rabochiye protsessy kompressorov ob'yemnogo deystviya [Working processes of volumetric compressors]. Moscow, 2008. 319 p. (In Russ.).
9. Patent No. 2538371 Russian Federation, IPC F 04 B 19/06. Sposob raboty nasos-kompressora i ustroystvo dlya yego osushchestvleniya [Operation of pump-compressor and device to this end] / Bolshtyansky A. P., Shcherba V. E., Kuzhbanov A. K., Pavlyuchenko E. A., Lysenko E. A. No. 2013138950/06. (In Russ.).
10. Shcherba V. E., Bolshtyansky A. P., Shalay V. V., Khodoreva A. V. Nasos-kompressory. Rabochiye protsessy i osnovy proyektirovaniya [Pump-compressors. Workflows and design basics]. Moscow, 2013. 388 p. ISBN 978-5-94275-670-3. (In Russ.).
11. Shcherba V. E., Pavlyuchenko E. A., Kuzhbanov A. K. Mathematical modeling of processes of suction and discharge in a displacement pump with gas damper // Chemical and Petroleum Engineering. 2013. Vol. 49, no. 7–8. P. 460–466. DOI: 10.1007/s10556-013-9774-9. (In Engl.).
12. Shcherba V. E., Bolshtyansky A. P., Rybak A. T., Nosov E. Yu., Tegzhanov A. S. Konstrukivnyye komponenty gibridnykh mashin ob'yemnogo deystviya [Constructive schemes of hybrid machines of volumetric action] // Omskiy nauchnyy vestnik. Omsk Scientific Bulletin. 2018. No. 1 (157). P. 10–18. DOI: 10.25206/1813-8225-2018-157-10-18. (In Russ.).
13. Lobov I. E. Razrabotka i eksperimental'noye issledovaniye porshnevoy gibridnoy energeticheskoy mashiny ob'yemnogo deystviya na osnove ispol'zovaniya kolebaniy davleniya gaza v linii nagnetanii [Design and experimental study of a hybrid power piston machines surround action through the use of pressure fluctuations in the gas discharge line] // Gidravlika. Hydraulics. 2016. No. 1 (1). P. 143–151. (In Russ.).
14. Shcherba V. E., Blinov V. N., Paramonov A. M., Grigor'ev A. V., Lobov I. E. Analysis of the influence of the length and diameter of a connecting gas pipeline on the working processes of a hybrid piston power machine based on application of fluctuations in gas pressure in the injection lines // Chemical and Petroleum Engineering. 2018. Vol. 54 (3). P. 247–252. DOI: 10.1007/s10556-018-0470-7. (In Engl.).
15. Patent No. 2640899 Russian Federation, IPC F 04 B 39/06. Porshnevoy kompressor s avtonomnym zhidkostnym okhlazhdeniyem [Piston compressor with autonomous liquid cooling] / Bolshtyansky A. P., Shcherba V. E., Kuzhbanov A. K., Lobov I. E., Grigoriev A. V., Trukhanova D. A. No. 2016134558. (In Russ.).
16. Shcherba V. E., Nosov E. Y., Pavlyuchenko E. A., Kuzeeva D. A., Lobov I. E. Analysis of the motion dynamics of liquid in a hybrid energy-converting piston machine with gas plenum in the intake // Chemical and Petroleum Engineering. 2016. Vol. 52 (3). P. 244–250. (In Engl.).

17. Shcherba V. E., Nosov E. Yu., Pavlyuchenko A. E., Kuzeeva D. A., Lobov I. E. Analiz dinamiki dvizheniya zhidkosti v porshnevoy gibridnoy energeticheskoy mashine s gazovym ob'yemom na vsasyvanii [Analysis of the dynamics of fluid movement in a piston hybrid power machine with a gas volume in suction] // *Khimicheskoye i neftegazovoye mashinostroyeniye. Chemical and Oil and Gas Engineering*. 2016. No. 4. P. 15–19. (In Russ.).

18. Patent No. 2578776 Russian Federation, IPC F 04 B 39/06. Sposob raboty mashiny ob'yemnogo deystviya i ustroystvo dlya yego osushchestvleniya [Method of operating volumetric action machine and device therefor] / Shcherba V. E., Bolshtyansky A. P., Kuzeeva D. A., Nosov E. Yu., Kaygorodov S. Yu. No. 2015112262/06. (In Russ.).

19. Trukhanova D. A. Razrabotka i issledovaniye porshnevoy gibridnoy energeticheskoy mashiny ob'yemnogo deystviya s gazovym ob'yemom na vsasyvanii [Development and research of a piston hybrid power machine of volumetric action with a gas volume on suction]. Omsk, 2016. 200 p. (In Russ.).

20. Patent No. 2755967 Russian Federation, IPC F 04 B 39/06, F 04 B 39/064. Porshnevoy dvukhtsilindrovyy kompressor s avtonomnym zhidkostnym okhlazhdeniyem [Two-cylinder reciprocating compressor with autonomous liquid cooling] / Shcherba V. E., Ovsyannikov A. Yu., Bolshtyansky A. P., Nosov E. Yu., Tegzhanov A. S. No. 2020138070. (In Russ.).

21. Ovsyannikov A. Yu., Scherba V. E., Vedruchenko V. R., Shcherbakov V. I., Surikov A. Yu. Povysheniye effektivnosti raboty porshnevoy energeticheskoy mashiny ob'yemnogo deystviya s gazovym ob'yemom na vsasyvanii putem ispol'zovaniya kolebaniya davleniya v nizhney polosti nasosnoy [Increasing the efficiency of volumetric piston power machine with gas volume for suction by using a pressure fluctuation in lower cavity of pump section] // *Omskiy nauchnyy vestnik. Omsk Scientific Bulletin*. 2017. No. 6 (156). P. 8–12. (In Russ.).

22. Shcherba V. E., Tegzhanov A. S., Orekh D. V. Analiz protsessa obratnogo rasshireniya v porshnevoy gibridnoy energeticheskoy mashine s dvumya vsasyvayushchimi klapanami [Analysis of the process of reverse expansion in a piston hybrid power machine with two suction valves] // *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroyeniye. Izvestia of Higher Educational Institutions. Engineering*. 2021. No. 9. P. 77–85. DOI: 10.18698/0536-1044-2021-9-77-85. (In Russ.).

23. Shcherba V. E., Tegzhanov A. S. Matematicheskaya model' raboichikh protsessov porshnevoy gibridnoy energeticheskoy mashiny ob'yemnogo deystviya s gazovym kolpakom i dvumya vsasyvayushchimi klapanami [Mathematical model of working processes of a positive displacement hybrid power machine with a gas cap and two suction valves] // *Khimicheskoye i neftegazovoye mashinostroyeniye. Chemical and Oil and Gas Engineering*. 2022. No. 5. P. 22–26. (In Russ.).

DOROFEEV Egor Alekseevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Hydromechanics and Transport Machines Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk.

SPIN-code: 8323-4198

AuthorID (RSCI): 1147663

AuthorID (SCOPUS): 57208906779

ResearcherID: V-9114-2018

Correspondence address: shevdm@mail.ru

TEGZHANOV Ablaj Han Savitovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Hydromechanics and Transport Machines Department, OmSTU, Omsk.

SHCHERBA Viktor Evgenyevich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Hydromechanics and Transport Machines Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 6637-4059

AuthorID (RSCI): 518325

AuthorID (SCOPUS): 57191240901

ResearcherID: D-5093-2014

For citations

Dorofeev E. A., Tegzhanov A. S., Shcherba V. E. The analysis of pumpless cooling systems reciprocating compressors // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2023. Vol. 7, no. 1. P. 32–39. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-1-32-39.

Received January 16, 2023.

© E. A. Dorofeev, A. S. Tegzhanov, V. E. Shcherba



АНАЛИЗ МЕТОДОВ РАСЧЕТА УПЛОТНЕНИЙ ГИБРИДНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ МАШИН

Е. А. Павлюченко, А. С. Тегжанов, В. Е. Щерба, Е. А. Лысенко, А. К. Кузбанов

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

В статье рассмотрены основные методы расчета уплотнений гибридных энергетических машин. Проведен анализ работ по конструкциям гибридных энергетических машин. Рассмотрены основные виды поршневых уплотнений насосов, компрессоров и гибридных энергетических машин с акцентированием внимания на основные преимущества и недостатки каждого вида уплотнения, а также даны рекомендации по выбору уплотнений для гибридных энергетических машин. На основе анализа работ по исследованиям поршневых уплотнений рассмотрены основные методы расчета уплотнений гибридных энергетических машин и определен наиболее подходящий.

Ключевые слова: уплотнения, гибридные машины, энергетические машины, ступенчатые уплотнения, щелевые уплотнения, уплотнение в виде гидродиода.

Введение

В настоящее время существует тенденция, направленная на эффективное использование энергии в различных бытовых и промышленных установках.

Затраты энергии при производстве сжатого воздуха на промышленных предприятиях могут составлять больше половины всех затрат. Для типичного промышленного объекта в России примерно 10 % потребляемой электроэнергии приходится на производство сжатого воздуха. Для некоторых объектов на сжатый воздух приходится более 30 % потребляемой электроэнергии [1, 2]. Затраты на электроэнергию в течение всего жизненного периода использования компрессора могут составлять более 75 % от общей стоимости. Повышение энергоэффективности систем сжатого воздуха может привести к экономии энергии до 20–50 % [3, 4]. Как известно, поршневые компрессоры широко используются для получения энергии сжатого газа в различных отраслях промышленности и занимают лидирующее положение среди компрессоров объемного действия по величине потребляемой энергии [5], в связи с чем совершенствование рабочих процессов поршневых компрессоров с целью повышения эффективности их работы является актуальной задачей.

Одним из кардинальных путей повышения экономичности и эффективности работы поршневых машин, а также улучшения их массогабаритных показателей является объединение насосов и компрессоров в единый агрегат, получивший название «поршневая гибридная энергетическая машина объемного действия» (ПГЭМОД) [6].

В последнее время было проведено много исследований в области проектирования ПГЭМОД [7–9]. Авторы работ [10, 11] провели анализ конструкций ПГЭМОД, который показал, что большинство ПГЭМОД наряду с неоспоримыми преимуществами обладает рядом недостатков, а именно имеют сложную конструкцию, низкую трудоёмкость изготовления, сложны в эксплуатации, имеют высокую

себестоимость изготовления и др. Ввиду этого появляется необходимость в создании новой машины, которая будет иметь: простую конструкцию, низкую себестоимость изготовления, высокую интенсивность охлаждения и чистоту газа, выходящего из компрессорной полости. Учитывая вышеперечисленное, авторы в работе [12] предложили конструкцию поршневой гибридной энергетической машины с газовым объемом с движением жидкости за счет неплотности во всасывающем клапане. На рис. 1 схематично показан ПГЭМОД с последовательно размещенными основной и дополнительной полостями всасывания. Предложенная конструкция компрессора с жидкостным автономным рубашечным охлаждением имеет существенно более простую структуру, что обеспечивает снижение массогабаритных параметров. Гидравлическая схема конструкции не требует применения высокочувствительных компонентов, что значительно снижает стоимость изготовления.

ПГЭМОД, показанный на рис. 1, состоит из рабочей полости 1 цилиндра 2, полости всасывания 3 и полости нагнетания 4, в которых установлены обратные самодействующие клапаны 5 и 6. ПГЭМОД имеет жидкостную рубашку охлаждения 7 и отдельную емкость 8 для охлаждающей жидкости. Емкость 8 частично заполняется водой. Емкость 8 соединяется каналами 9 и 10, в которых установлены обратные самодействующие клапаны 11 и 12, с рубашкой охлаждения 7. Верхняя часть рубашки охлаждения 13 через отверстие 14 соединена с дополнительной полостью всасывания 15, которая размещается последовательно полости всасывания 3. Обратный самодействующий клапан 16 размещается в полости 15. Дроссельное отверстие 17, размещенное в теле клапана 5, соединяет дополнительную полость 15 через полость 3 с рабочей полостью 1 цилиндра 2. В цилиндре 2 совершает возвратно-поступательное движение поршень 18, канал 10 содержит теплообменник 19. Рабочее вещество (газ) поступает к компрессору по линии всасывания 20 и нагнетается по линии нагнетания 21 потребителю.

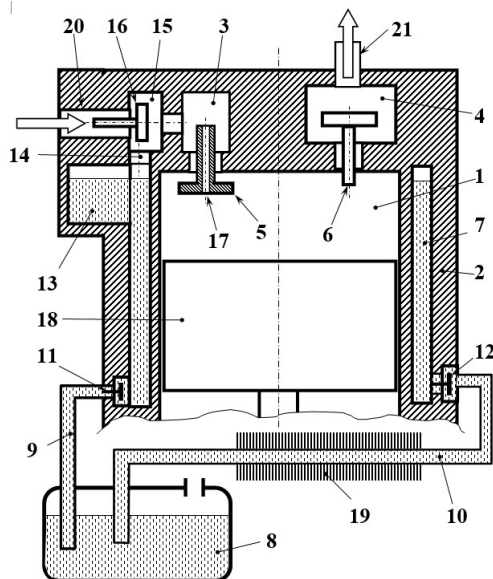


Рис. 1. Конструкция поршневой гибридной энергетической машины с газовым объемом с движением жидкости за счет неплотности во всасывающем клапане
Fig. 1. The design of a reciprocating hybrid energy machine with a gas volume with fluid motion due to a leak in the suction valve

В данной конструкции используется жидкостное охлаждение, а в качестве рабочей жидкости может применяться антифриз или вода. В системе смазки компрессора используется синтетическое или минеральное масло. В нормально работающей машине попадание охлаждающей жидкости в рабочую камеру не происходит, однако при работе на не расчетных режимах жидкость может попадать в рабочую камеру компрессора через всасывающий клапан. В процессе сжатия компримируемый газ с охлаждающей жидкостью через нагнетательный клапан поступает на влагоотделитель, где охлаждающая жидкость отделяется от газа и далее она опять подается в систему охлаждения.

Наличие охлаждающей жидкости в рабочей камере компрессора предусматривает в конструкции машины установку надежных уплотнительных элементов, так как от качества уплотнений зависит работоспособность всей конструкции, поскольку попадание охлаждающей жидкости в систему смазки в картере недопустимо.

Для качественного выбора уплотнения поршня ПГЭМОД с газовым объемом с движением жидкости за счет неплотности во всасывающем клапане необходимо на начальных этапах проектирования машины провести анализ существующих уплотнений и рассмотреть методы их расчета.

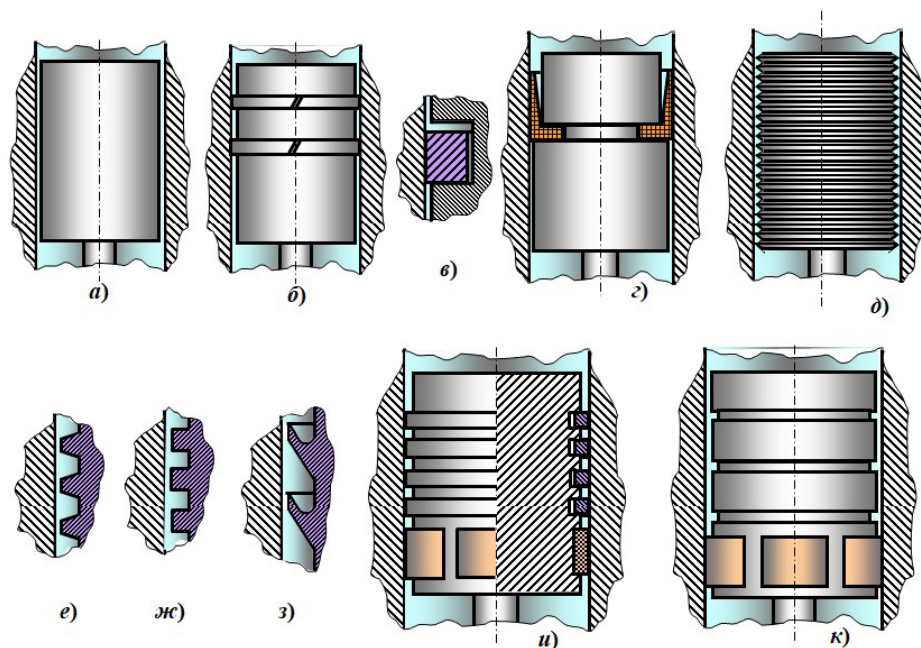


Рис. 2. Конструкции уплотнений в цилиндропоршневых группах компрессоров и насосов: а — гладкое щелевое уплотнение; б — кольцевое уплотнение; в — сечение разрезного поршневого кольца прямоугольной формы; г — манжетное уплотнение; д — лабиринтное уплотнение с треугольным профилем лабиринта; е — трапециевидный профиль лабиринтного уплотнения; ж — прямоугольный профиль лабиринтного уплотнения; з — наклонный профиль лабиринтного уплотнения; и — лабиринтно-щелевое уплотнение с направляющими поршень башмаками; к — щелевое уплотнение поршня, имеющего направляющие башмаки и радиальные канавки для сбора продуктов износа направляющих башмаков
Fig. 2. Designs of seals in cylinder-piston groups of compressors and pumps: а — smooth slot seal; б — annular seal; в — section of a rectangular split piston ring; г — cuff seal; д — labyrinth seal with a triangular profile of the labyrinth; е — trapezoidal profile of the labyrinth seal; ж — rectangular profile of the labyrinth seal; з — inclined profile of the labyrinth seal; и — labyrinth-slot seal with piston guide shoes; к — slot seal of a piston having guide shoes and radial grooves for collecting wear products of guide shoes

В зависимости от назначения и производительности в насосах и компрессорах, а также в ПГЭМОД применяются два типа уплотнений — контактные и бесконтактные [13–15]. Традиционные способы контактных уплотнений включают поршневые и манжетные кольца, а бесконтактные бывают гладкие щелевые, лабиринтные, лабиринтно-щелевые. Основные конструкции уплотнений в цилиндропоршневых группах компрессоров, насосов и ПГЭМОД показаны на рис. 2.

Анализ конструкций компрессоров, насосов и ПГЭМОД показал, что наиболее широкое применение получили контактные кольцевые уплотнения с разрезными кольцами, которые могут изготавливаться из качественного перлитного чугуна, стали, реже — сплавов цветных металлов (рис. 2б и рис. 2в). Работа таких уплотнений основана на распирающей газовой силе и силе собственной упругости [13]. Если такие уплотнения изготавливаются с использованием текстолита, композитов на основе фторопласта и других неупругих материалов, то дополнительно изнутри кольца для усиления упругости устанавливаются пружинные экспандеры. Уплотнения этого типа применяются в компрессорах для получения чистых сжатых газов.

Если требуется максимально герметизировать рабочую камеру компрессора или насоса, то используются манжетные уплотнения (рис. 2г) [16]. Манжеты могут изготавливаться из кожи или фибры, а также из акрилонитрилбутадиенового каучука (АБС-пластик или NBR), армированные тканями материалами. Манжетные уплотнения имеют относительно большой износ и, как следствие, малый ресурс работы, поскольку работают в области повышенного трения. Армирование тканями материалами и установка изнутри манжеты распорных пружин позволяет предотвратить выдавливание уплотнения и снизить износ.

Бесконтактные уплотнения имеют преимущества перед контактными: более простая конструкция, меньшие потери на трение и более легкий подход к обработке поверхности самосмазывающихся материалов.

На рис. 2д представлена одна из конструкций бесконтактного уплотнения — лабиринтного уплотнения. Лабиринтные уплотнения используются в насосах, где необходимо перекачивать агрессивные среды, а также в компрессорах для получения чистых газов под давлением без их загрязнения [15, 17]. Как установлено авторами работ [18–20], в лабиринтных уплотнениях утечки мало зависят от формы выступов (рис. 2е, ж, з), а определяются величиной зазора между уплотнением и поверхностью цилиндра. Количество выступов также влияет на величину утечек — чем их больше, тем герметичней уплотнение. Авторы показали, что при радиальных зазорах от 20 до 70 мкм утечки газа через лабиринтное уплотнение практически совпадают с утечками через гладкое щелевое уплотнение, изображенное на рис. 2а.

Лабиринтно-щелевое уплотнение (рис. 2и) является компромиссным решением между обычным поршневым, лабиринтным и щелевым уплотнением. В нем вдоль образующей поршня установлены «плавающие» в радиальном направлении кольца, которые вместе с поверхностью поршня образуют лабиринт для утечек и перетечек. Устанавливаемые кольца имеют больший диаметр, чем сам

цилиндр, и прирабатываются в процессе обкатки. По мере износа башмаков или других направляющих устройств кольца «отслеживают» возникшие поперечные колебания поршня, сохраняя практически первоначальную герметичность.

Анализ конструкций поршневых уплотнений показал, что предпочтительней для ПГЭМОД являются бесконтактные уплотнения. Данные уплотнения имеют минимальные потери энергии на трения и пониженный износ. Однако бесконтактные уплотнения не обеспечивают полной герметизации рабочей камеры ПГЭМОД, что в условиях работы машины с газовым объемом с движением жидкости за счет неплотности во всасывающем клапане недопустимо. Полную герметизацию обеспечивают манжетные кольца, но они имеют ограничения по ресурсу и максимальные потери энергии на трения в сравнении с другими типами уплотнений. Поэтому в качестве основного уплотнения для ПГЭМОД с газовым объемом с движением жидкости за счет неплотности во всасывающем клапане следует выбрать контактные кольцевые уплотнения с разрезными кольцами. Они обеспечивают приемлемую герметичность рабочей камеры, имеют повышенный ресурс и небольшие потери на трения. В работе [21] показано, что потери мощности привода компрессора на контактные кольцевые уплотнения могут достигать до 6%. Следует отметить, что применение контактного уплотнения в компрессоре позволяет отводить часть тепла от поршня к стенкам цилиндра, что положительно сказывается на эффективности работы машины.

Анализ работ по расчёту уплотнений показал, что экспериментальные исследования дают более точную картину процессов, происходящих в уплотнениях, и более точные результаты, но эксперименты всегда требуют значительных денежных затрат, хорошего измерительного оборудования, а в некоторых случаях трудновыполнимы. Кроме того, для проведения экспериментальных исследований необходимо иметь готовый опытный образец, следовательно, на начальном этапе проектирования любой машины необходимо использовать существующие методы проектирования и расчета.

Для анализа рабочих процессов и расчета поршневых контактных кольцевых уплотнений с разрезными кольцами были проведены многочисленные исследования. Авторы работы [22] экспериментально исследовали уплотняющую способность поршневых колец в поршневых компрессорах и выявили распределение давления между поршневыми кольцами. Они обнаружили, что на первое кольцо приходится более 75 % общей разницы давлений. В работе [23] авторы создали математическую модель для моделирования нестационарного течения в зазорах поршневых колец и предложили метод выравнивания перепада давления через каждое кольцо путем перераспределения размера разреза каждого кольца. Авторы [24] провели численное гидродинамическое исследование течения газа и масла в поршневых кольцах двигателя внутреннего сгорания. По результатам исследования были получены новые знания по рабочим процессам в поршневых кольцах и предложены методики расчета. По результатам проведенных исследований авторами работы [25] были разработаны подмодели для расчета разницы давлений между поршневыми кольцами, в которых учитывались поток газа через поршневые кольца, поток масла, закручивание кольца и осевое движение кольца в поршневых канавках.

ках. В работе [26] авторы построили испытательную установку и трехмерную модель теплопередачи, чтобы проанализировать динамическую температуру уплотнительных колец в безмасляном поршневом компрессоре. По результатам работы было установлено, что степень повышения давления оказывает значительное влияние на осевое распределение температуры. Авторы работы [27] представили модель полугерметичного поршневого компрессора для сжатия CO_2 , в которой учитывались утечки и потери мощности на трение поршневых колец, чтобы выявить их влияние на производительность компрессора.

В статье [28] авторами рассмотрен расчет течения вязкой несжимаемой жидкости в поршневых уплотнениях поршневых гибридных энергетических машин в коммерческой программе ANSYS. Исходя из результатов, было предложено для расчета поршневых уплотнений гибридных энергетических машин использовать модель турбулентности RSM как наиболее точно определяющую скорость, расход и физическую картину течения в уплотнениях.

Проведенный анализ работ по исследованию и расчету поршневых контактных кольцевых уплотнений показал, что нахождение распределений давления для конструкций сложной формы, которой является поршневое уплотнение, приводит к необходимости использования в расчетах известных численных методов и, в частности, метода конечных элементов.

Метод конечных элементов является доминирующим численным методом для решения большинства инженерных задач, поскольку на его основе было разработано несколько доступных популярных коммерческих программ, таких как ABAQUS, ANSYS, Fluent, CFX, STAR-CD и т.д. В настоящее время многие исследования, использующие конечно-элементный анализ, выполняются с использованием коммерческого программного комплекса ANSYS. Это универсальная программа, которая позволяет решать стационарные и нестационарные пространственные задачи гидрогазодинамики. Сочетание эксперимента и ANSYS стало основным методом исследования и расчета различных уплотнений и, в частности, поршневых контактных кольцевых уплотнений с разрезными кольцами для ПГЭМОД.

Результаты

По результатам проведенного анализа работ по типам уплотнений и методов их расчета, применительно к уплотнению поршня ПГЭМОД с газовым объемом с движением жидкости за счет неплотности во всасывающем клапане, можно сделать следующие выводы:

— в качестве основного уплотнения для ПГЭМОД с газовым объемом с движением жидкости за счет неплотности во всасывающем клапане следует выбирать контактные кольцевые уплотнения с разрезными кольцами. Они обеспечат хорошую герметичность рабочей камеры с относительно небольшими потерями на трения и повышенным ресурсом;

— для уплотнения высокого давления в ПГЭМОД рекомендуется увеличить количество кольцевых уплотнений, однако это приведет к повышенным потерям на трение и увеличенному износу, так как работа большей части уплотнений будет

происходить без смазки. Пластиковые кольца могут демонстрировать лучшие уплотняющие характеристики, а также характеристики трения и износа, чем металлические кольца, но материал из пластика сильно повреждается под высоким давлением и температурой;

— для расчета контактных кольцевых уплотнений с разрезными кольцами используется универсальный программный комплекс ANSYS или его аналоги.

Благодарности

Исследование выполнено за счет гранта МК-4256.2022.4

Список источников

1. Mousavi S., Kara S., Kornfeld B. Energy Efficiency of Compressed Air Systems // *Procedia CIRP*. 2014. Vol. 15. P. 313–318. DOI: 0.1016/j.procir.2014.06.026.
2. Patil V. C., Acharya P., Ro P. I. Experimental investigation of heat transfer in liquid piston compressor // *Applied Thermal Engineering*. 2019. Vol. 146. P. 169–179. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2018.09.121.
3. Shcherba V. E., Pavlyuchenko E. A., Nosov E. Yu., Bulgakova I. Yu. Approximation of the compression process to isothermal in a reciprocating compressor with a liquid piston // *Applied Thermal Engineering*. 2022. Vol. 207. 118151. P. 1–12. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2022.118151.
4. Mousavi S., Kara S., Kornfeld B. Energy efficiency of compressed air systems // *Procedia CIRP*. 2014. Vol. 15 (4). P. 313–318. DOI: 10.1016/j.procir.2014.06.026.
5. Щерба В. Е. Рабочие процессы компрессоров объемного действия. Москва: Наука, 2008. 319 с.
6. Щерба В. Е., Болштянский А. П., Кайгородов С. Ю., Кузеева Д. А. Анализ основных преимуществ объединения компрессоров и насосов объемного действия в единый агрегат // *Вестник машиностроения*. 2015. № 12. С. 15–19.
7. Щерба В. Е., Болштянский А. П., Шалай В. В., Ходорева А. В. Насос-компрессоры. Рабочие процессы и основы проектирования. Москва: Машиностроение, 2013. 388 с.
8. Щерба В. Е., Носов Е. Ю., Тегжанов А. С., Парамонов А. М., Блинов В. Н., Суриков В. И. Экспериментальное исследование бескрейцкопфной поршневой гибридной энергетической машины объемного действия с интенсивным охлаждением компримируемого газа // *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*. 2019. № 10. С. 78–85. DOI: 10.18698/0536-1044-2019-10-78-85.
9. Щерба В. Е., Шалай В. В., Труханова Д. А., Носов Е. Ю., Павлюченко Е. А. Разработка и экспериментальное исследование поршневой гибридной энергетической машины с газовым объемом на всасывании // *Вестник машиностроения*. 2019. № 4. С. 18–22.
10. Щерба В. Е., Тегжанов А. С., Носов Е. Ю., Парамонов А. М., Блинов В. Н., Храпский С. Ф. Сравнительный анализ массогабаритных показателей бескрейцкопфной и крейцкопфной поршневых энергетических машин объемного действия // *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*. 2019. № 9. С. 88–95. DOI: 10.18698/0536-1044-2019-9-88-95.
11. Щерба В. Е., Болштянский А. П., Рыбак А. Т., Носов Е. Ю., Тегжанов А. С. Конструктивные компоновки гибридных машин объемного действия // *Омский научный вестник*. 2018. № 1 (157). С. 10–18. DOI: 10.25206/1813-8225-2018-157-10-18.
12. Shcherba V. E., Tegzhanov A.-Kh.S. Mathematical model of working processes of a positive displacement piston hybrid power machine with a gas cap and two suction valves // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2022. Vol. 58, no. 5-6. P. 388–397. DOI: 10.1007/s10556-022-01104-1.

13. Кондаков Л. А., Голубев А. И., Овандер В. Б. [и др.]. Уплотнения и уплотнительная техника: справ. // под ред. Кондакова Л. А., Голубева А. И. Москва: Машиностроение, 1986. 464 с.

14. Орлов Ю. М. Объемные гидравлические машины. Конструкция, проектирование, расчет. Москва: Машиностроение, 2006. 222 с.

15. Болштянский А. П., Щерба В. Е., Лысенко Е. А., Иващенко Т. А. Поршневые компрессоры с бесконтактным уплотнением. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2010. 416 с.

16. Бусаров С. С., Бусаров И. С., Титов Д. 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.

17. Захаренко В. П. Основы теории уплотнений и создание поршневых компрессоров без смазки: дис. ... д-ра техн. наук. Санкт-Петербург, 2001. 159 с.

18. Кондюрин А. Ю., Щерба В. Е., Лысенко Е. А., Нестеренко И. С., Зимницкий А. Н. К вопросу о получении профиля целевого уплотнения для поршневой гибридной энергетической машины объемного действия // Омский научный вестник. 2016. № 2 (146). С. 36–39.

19. Титов Д. С., Бусаров С. С., Аистов И. П., Вансович К. А. Анализ эффективности применения поршневых уплотнений в тихоходных насосных агрегатах на основе анализа деформированного состояния цилиндрической части камеры сжатия // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т. 4, № 2. Р. 64–71. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-2-64-71.

20. Кондюрин А. Ю., Шалай В. В., Щерба В. Е., Лысенко Е. А., Нестеренко Г. А., Суриков В. И. Результаты экспериментальных исследований целевого уплотнения выполненного в виде гидроида для поршневой гибридной энергетической машины объемного действия // Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства: материалы 6-й Междунар. науч.-техн. конф., 25–30 апр. 2016 г. Омск, 2016. С. 72–73.

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

22. Xin D., Feng J., Ding L. [et al.]. Experimental investigation of pressure distribution between the piston rings and its formation in reciprocating compressors // ARCHIVE Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C. Journal of Mechanical Engineering Science. 2012. Vol. 226 (11). Р. 2701–2712. DOI: 10.1177/0954406212438151.

23. Yu W., Dianbo X., Jianmei F. [et al.]. Research on sealing performance and self-acting valve reliability in high-pressure oil-free hydrogen compressors for hydrogen refueling stations // International Journal of Hydrogen Energy. 2010. Vol. 35 (15). Р. 8063–8070. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2010.01.089.

24. Oliva A., Held S. Numerical multiphase simulation and validation of the flow in the piston ring pack of an internal combustion engine // Tribology International. 2016. Vol. 101. Р. 98–109. DOI: 10.1016/j.triboint.2016.04.003.

25. Wolff A. Simulation based study of the system pistonringcylinder of a marine two-stroke engine // Tribology Transactions. 2014. Vol. 57 (4). Р. 653–667. DOI: 10.1080/10402004.2014.895886.

26. Xiaohan J., Qingqing Z., Jianmei F. [et al.]. Numerical simulation and experimental study on temperature distribution of self-lubricating packing rings in reciprocating compressors // Mathematical Problems in Engineering. 2016. Vol. 2016 (14). DOI: 10.1155/2016/4029806.

27. Yang B., Bradshaw C. R., Groll E. A. Modeling of a semi-hermetic CO₂ reciprocating compressor including lubrication submodels for piston rings and bearings // International Journal of Refrigeration. 2013. Vol. 36 (7). Р. 1925–1937. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2012.10.017.

28. Shcherba V. E., Shalai V. V., Pustovoy N. V., Pavlyuchenko E. A., Gribanov S. V., Dorofeev E. A. Calculation of the Incompressible Viscous Fluid Flow in Piston Seals of Piston Hybrid Power Machines // Machines. 2020. Vol. 8 (2). Р. 1–28. DOI: 10.3390/machines8020021.

ПАВЛЮЧЕНКО Евгений Александрович, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск.

SPIN-код: 6223-7909

AuthorID (РИНЦ): 644122

AuthorID (SCOPUS): 55956907000

ResearcherID: N-4395-2013

Адрес для переписки: hystonru@mail.ru

ТЕГЖАНОВ Аблай Хан Савитович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины» ОмГТУ, г. Омск.

ЩЕРБА Виктор Евгеньевич, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Гидромеханика и транспортные машины» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 6637-4059

AuthorID (РИНЦ): 518325

ORCID: 0000-0002-5262-008X

AuthorID (SCOPUS): 57191240901

ResearcherID: D-5093-2014

ЛЫСЕНКО Евгений Алексеевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 4506-1197

AuthorID (РИНЦ): 686387

КУЖБАНОВ Акан Каербиевич, кандидат технических наук, доцент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 5843-8008

AuthorID (РИНЦ): 667735

Для цитирования

Павлюченко Е. А., Тегжанов А. С., Щерба В. Е., Лысенко Е. А., Кужбанов А. К. Анализ методов расчета уплотнений гибридных энергетических машин // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 1. С. 40–46. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-1-40-46.

Статья поступила в редакцию 16.01.2023 г.

© Е. А. Павлюченко, А. С. Тегжанов, В. Е. Щерба, Е. А. Лысенко, А. К. Кужбанов

THE ANALYSIS OF METHODS FOR CALCULATING SEALS OF HYBRID POWER MACHINES

E. A. Pavlyuchenko, A. S. Tegzhanov, V. E. Shcherba,
E. A. Lysenko, A. K. Kuzhbanov

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

The article discusses the main methods for calculating seals of hybrid power machines. The analysis of works on the designs of hybrid power machines is carried out. The main types of piston seals of pumps, compressors and hybrid power machines are considered, with an emphasis on the main advantages and disadvantages of each type of seal, as well as recommendations on the choice of seals for hybrid power machines. Based on the analysis of the work on the research of piston seals, the main methods for calculating the seals of hybrid power machines are considered and the most suitable one is determined.

Keywords: seals, hybrid machines, power machines, step seals, slot seals, seal in the form of a hydrodiode.

Acknowledgements

The study is supported by grant MK-4256.2022.4.

References

1. Mousavi S., Kara S., Kornfeld B. Energy Efficiency of Compressed Air Systems // *Procedia CIRP*. 2014. Vol. 15. P. 313–318. DOI: 0.1016/j.procir.2014.06.026. (In Engl.).
2. Patil V. C., Acharya P., Ro P. I. Experimental investigation of heat transfer in liquid piston compressor // *Applied Thermal Engineering*. 2019. Vol. 146. P. 169–179. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2018.09.121. (In Engl.).
3. Shcherba V. E., Pavlyuchenko E. A., Nosov E. Yu., Bulgakova I. Yu. Approximation of the compression process to isothermal in a reciprocating compressor with a liquid piston // *Applied Thermal Engineering*. 2022. Vol. 207. 118151. P. 1–12. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2022.118151. (In Engl.).
4. Mousavi S., Kara S., Kornfeld B. Energy efficiency of compressed air systems // *Procedia CIRP*. 2014. Vol. 15 (4). P. 313–318. DOI: 10.1016/j.procir.2014.06.026. (In Engl.).
5. Shcherba V. E. *Rabochiye protsessy kompressorov ob'yemnogo deystviya* [Working processes of volumetric compressors]. Moscow, 2008. 319 p. (In Russ.).
6. Scherba V. E., Bolshtyanskiy A. P., Kaygorodov S. Yu., Kuzeyeva D. A. Analiz osnovnykh preimushchestv ob'yedineniya kompressorov i nasosov ob'yemnogo deystviya v edinyy agregat [Analysis of advantages of integration of displacement compressors and pumps into single unit] // *Vestnik mashinostroyeniya. Vestnik Mashinostroyeniya*. 2015. No. 12. P. 15–19. (In Russ.).
7. Shcherba V. E., Bolshtyanskiy A. P., Shalay V. V., Khodoreva A. V. *Nasos-kompressor. Rabochiye protsessy i osnovy proyektirovaniya* [Pump-compressors. Workflows and design basics]. Moscow, 2013. 388 p. ISBN 978-5-94275-670-3. (In Russ.).
8. Shcherba V. E., Nosov E. Yu., Tegzhanov A. S., Paramonov A. M., Blinov V. N., Surikov V. I. Eksperimental'noye issledovaniye beskreytskopfnoy porshnevoy gibridnoy energeticheskoy mashiny ob'yemnogo deystviya s intensivnym okhlazhdeniyem komprimiruyemogo gaza [An experimental study of a crossheadless piston hybrid power positive displacement machine with intensive cooling of the compressed gas] // *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroyeniye. BMSTU Journal of Mechanical Engineering*. 2019. No. 10. P. 78–85. DOI: 10.18698/0536-1044-2019-10-78-85. (In Russ.).
9. Shcherba V. E., Shalay V. V., Trukhanova D. A., Nosov E. Yu., Pavlyuchenko E. A. Razrabotka i eksperimental'noye issledovaniye porshnevoy gibridnoy energeticheskoy mashiny s gazovym ob'yemom na vsasyvanii [Development and experimental study of a piston hybrid energy machine with gas intake volume] // *Vestnik mashinostroyeniya. Vestnik Mashinostroyeniya*. 2019. No. 4. P. 18–22. (In Russ.).
10. Shcherba V. E., Tegzhanov A. S., Nosov E. Yu., Paramonov A. M., Blinov V. N., Khrapskiy S. F. Sravnitel'nyy analiz massogabaritnykh pokazateley beskreytskopfnoy i kreytskopfnoy porshnevnykh energeticheskikh mashin ob'yemnogo deystviya [Comparative analysis of mass-dimensional a comparative analysis of mass-dimensional indicators of crossheadless and crosshead piston hybrid energy positive displacement machines] // *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroyeniye. BMSTU Journal of Mechanical Engineering*. 2019. No. 9. P. 88–95. DOI: 10.18698/0536-1044-2019-9-88-95. (In Russ.).
11. Scherba V. E., Bolshtyanskiy A. P., Rybak A. T., Nosov E. Yu., Tegzhanov A. S. Konstrukivnyye komponenty gibridnykh mashin ob'yemnogo deystviya [Constructive schemes of hybrid machines of volumetric action] // *Omskiy nauchnyy vestnik. Omsk Scientific Bulletin*. 2018. No. 1 (157). P. 10–18. DOI: 10.25206/1813-8225-2018-157-10-18. (In Russ.).
12. Shcherba V. E., Tegzhanov A.-Kh.S. Mathematical model of working processes of a positive displacement piston hybrid power machine with a gas cap and two suction valves // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2022. Vol. 58, no. 5-6. P. 388–397. DOI: 10.1007/s10556-022-01104-1. (In Engl.).
13. Kondakov L. A., Golubev A. I., Ovander V. B. [et al.]. *Uplotneniya i uplotnitel'naya tekhnika: cprav. [Seals and sealing technology: Handbook]* // ed. by Kondakova L. A., Golubeva A. I. Moscow, 1986. 464 p. (In Russ.).
14. Orlov Yu. M. *Ob'yemnyye gidravlicheskiye mashiny. Konstruktsiya, proyektirovaniye, raschet [Volumetric hydraulic machines. Construction, design, calculation]*. Moscow, 2006. 222 p. (In Russ.).
15. Bolshtyanskiy A. P., Shcherba V. E., Lysenko E. A., Ivakhnenko T. A. *Porshnevyye kompressory s beskonnaktnym uplotneniyem [Piston compressors with non-contact seal]*. Omsk, 2010. 416 p. (In Russ.).
16. Busarov S. S., Busarov I. S., Titov D. S. Eksperimental'noye opredeleniye usloynykh zazorov tsilindroporshnevnykh uplotneniy kompressornykh agregatov [Experimental determination of conditional clearances for cylinder piston seals of compressor units] // *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatsonno-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.).
17. Zakharenko V. P. Osnovy teorii uplotneniy i sozdaniye porshnevykh kompressorov bez smazki [Basic sealing theory and the development of non-lubricated piston compressors]. St. Petersburg, 2001. 159 p. (In Russ.).
18. Kondyurin A. Yu., Shcherba V. E., Lysenko E. A., Nesterenko I. S., Zimnitskiy A. N. K voprosu o poluchenii profilya shchelevogo uplotneniya dlya porshnevoy gibridnoy energeticheskoy mashiny ob"yemnogo deystviya [To the question making profile of gap seal for piston hybrid energy machine of volumetric action] // *Omskiy nauchnyy vestnik. Omsk Scientific Bulletin*. 2016. No. 2 (146). P. 36–39. (In Russ.).
19. Titov D. S., Busarov S. S., Aistov I. P., Vansovich K. A. Analiz effektivnosti primeneniya porshnevykh uplotneniy v tikhokhodnykh nasosnykh agregatakh na osnove analiza deformirovannogo sostoyaniya tsilindricheskoy chasti kamery szhatiya [Analysis of piston seals efficiency in silent pump units using analysis of deformed state of compression chamber cylindrical part] // *Omskiy nauchnyy vestnik. Ser. Aviatcionno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2020. Vol. 4, no. 2. P. 64–71. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-2-64-71. (In Russ.).
20. Kondyurin A. Yu., Shalay V. V., Shcherba V. E., Lysenko E. A., Nesterenko G. A., Surikov V. I. Rezul'taty eksperimental'nykh issledovaniy shchelevogo uplotneniya vypolnennogo v vide gidroida dlya porshnevoy gibridnoy energeticheskoy mashiny ob"yemnogo deystviya [Experimental results of a hydrostatic slotted seal for a reciprocating hybrid displacement power machine] // *Tekhnika i tekhnologiya neftekhimicheskogo i neftegazovogo proizvodstva. Petrochemical and Oil and Gas Engineering and Technology*. Omsk, 2016. P. 72–73. (In Russ.).
21. Platinin P. I. Porshnevyye kompressory. V 2 t. T. 1. Teoriya i raschet [Piston compressors. In 2 vol. Vol. 1. Theory and calculation]. 3rd ed., Moscow, 2006. 456 p. ISBN 5-9532-0428-0.2000. (In Russ.).
22. Xin D., Feng J., Ding L. [et al.]. Experimental investigation of pressure distribution between the piston rings and its formation in reciprocating compressors // *ARCHIVE Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C. Journal of Mechanical Engineering Science*. 2012. Vol. 226 (11). P. 2701–2712. DOI: 10.1177/0954406212438151. (In Engl.).
23. Yu W., Dianbo X., Jianmei F. [et al.]. Research on sealing performance and self-acting valve reliability in high- pressure oil-free hydrogen compressors for hydrogen refueling stations // *International Journal of Hydrogen Energy*. 2010. Vol. 35 (15). P. 8063–8070. DOI: 10.1016/j.ijhydene.2010.01.089. (In Engl.).
24. Oliva A., Held S. Numerical multiphase simulation and validation of the flow in the piston ring pack of an internal combustion engine // *Tribology International*. 2016. Vol. 101. P. 98–109. DOI: 10.1016/j.triboint.2016.04.003. (In Engl.).
25. Wolff A. Simulation Based Study of the System Piston–Ring–Cylinder of a Marine Two-Stroke Engine // *Tribology Transactions*. 2014. Vol. 57 (4). P. 653–667. DOI: 10.1080/10402004.2014.895886. (In Engl.).
26. Xiaohan J., Qingqing Z., Jianmei F. [et al.]. Numerical simulation and experimental study on temperature distribution

of self-lubricating packing rings in reciprocating compressors // *Mathematical Problems in Engineering*. 2016. Vol. 2016 (14). DOI: 10.1155/2016/4029806. (In Engl.).

27. Yang B., Bradshaw C. R., Groll E. A. Modeling of a semi-hermetic CO2 reciprocating compressor including lubrication submodels for piston rings and bearings // *International Journal of Refrigeration*. 2013. Vol. 36 (7). P. 1925–1937. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2012.10.017. (In Engl.).

28. Shcherba V. E., Shalai V. V., Pustovoy N. V., Pavlyuchenko E. A., Gribanov S. V., Dorofeev E. A. Calculation of the Incompressible Viscous Fluid Flow in Piston Seals of Piston Hybrid Power Machines // *Machines*. 2020. Vol. 8 (2). 21. P. 1–28. DOI: 10.3390/machines8020021. (In Engl.).

PAVLYUCHENKO Evgeniy Aleksandrovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Hydromechanics and Transport Machines Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk.

SPIN-code: 6223-7909

AuthorID (RSCI): 644122

AuthorID (SCOPUS): 55956907000

ResearcherID: N-4395-2013

Correspondence address: hystonru@mail.ru

TEGZHANOV Ablaj Han Savitovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Hydromechanics and Transport Machines Department, OmSTU, Omsk.

SHCHERBA Viktor Evgenyevich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Hydromechanics and Transport Machines Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 6637-4059

AuthorID (RSCI): 518325

AuthorID (SCOPUS): 57191240901

ResearcherID: D-5093-2014

LYSENKO Evgeniy Alekseyevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Hydromechanics and Transport Machines Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 4506-1197

AuthorID (RSCI): 686387

KUZHBANOV Akan Kaerbaevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Hydromechanics and Transport Machines Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 5843-8008

AuthorID (RSCI): 667735

For citations

Pavlyuchenko E. A., Tegzhanov A. S., Shcherba V. E., Lysenko E. A., Kuzhbanov A. K. The analysis of methods for calculating seals of hybrid power machines // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2023. Vol. 7, no. 1. P. 40–46. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-1-40-46.

Received January 16, 2023.

© E. A. Pavlyuchenko, A. S. Tegzhanov, V. E. Shcherba, E. A. Lysenko, A. K. Kuzhbanov

МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ОПТИМИЗАЦИИ ЛОПАСТНОЙ СИСТЕМЫ РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ГИДРОТУРБИНЫ

М. Омран, А. А. Жарковский, В. А. Щур, Д. Г. Свобода

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого,
Россия, 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, 29

Предложена методика проектирования и оптимизации лопастной системы радиально-осевой гидротурбины начиная с определения основных параметров всей проточной части. Также определяется диаметр рабочего колеса, необходимый для выработки номинальной мощности. Затем с помощью программы, реализующей квазитрехмерный подход, получается форма лопасти в первом приближении. Далее проводится серия расчетов трехмерного однофазного и двухфазного вязкого течения с целью определения КПД и кавитационных качеств гидротурбины при различных режимах работы. Критические значения коэффициента кавитации определены для трех режимов работы гидротурбины. С использованием многоцелевого генетического алгоритма (MOGA) по созданной поверхности отклика и суррогатной модели, ее описывающей, проведена оптимизация энергетических и кавитационных качеств гидротурбины на трех режимах ее работы. В результате оптимизации получено значительное повышение КПД гидротурбины, особенно при частичных нагрузках.

Ключевые слова: радиально-осевая гидротурбина, лопастная система, многоцелевой генетический алгоритм, математическая модель, кавитация.

Введение

Разрабатываемые и поставляемые на рынок гидротурбины (ГТ) должны обеспечивать высокие технико-экономические показатели, отвечать требованиям по надежности и долговечности. Это возможно только в случае существенного улучшения энергетических и кавитационных характеристик ГТ, прежде всего, на расчетных режимах работы. Проектирование лопастной системы ГТ должно быть направлено на достижение этих показателей.

В работе [1] разработанный комплекс программ позволяет спроектировать, рассчитать и спрогнозировать энергокавитационные характеристики радиально-осевой гидротурбины. В работе [2] аналитический расчет и численное моделирование были выполнены для проектирования лопасти рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины. Лопасть ГТ была разработана с использованием подхода Bovef, который позволяет рассчитать рабочее колесо, эффективность которого отличается от заявленного КПД на 1 %. В работе [3] базовая конструкция всех компонентов турбины Фрэнсиса производится на основе основных принципов гидродинамики турбомашин и базы данных опыта. Трехмерный однофазный CFD анализ проводится для всех элементов (рабочее колесо, спиральная камера, статор, направляющий аппарат, отсасывающая труба) турбины Фрэнсиса, рассчитываются и анализируются кавитационные параметры. В работе [4] описан прямой метод проектирования радиально-осевой ГТ начиная с расчета основных размеров рабочего колеса и до получения трехмерной (3D) модели лопасти рабочего колеса. В работе [5] была спроектирована высоконапорная радиально-осевая гидротурбина РО 500. Проектирование начинается с определения формы меридионального потока для

профилирования лопастной системы РК. На следующем шаге выполняется расчет обтекания решётки профилей с помощью САПР лопастных систем [9] для трёх линий тока. В завершение рассчитывается и строится прогнозная универсальная характеристика ГТ. Основная цель работы [6] заключается в том, чтобы спроектировать радиально-осевую гидротурбину с использованием известных методов проектирования, а затем использовать методы глобальной и локальной оптимизации. Рабочее колесо и отсасывающая труба в работе [6] спроектированы с использованием цикла глобальной оптимизации, управляемого генетическим алгоритмом.

Постановка задачи

Требовалось разработать методику проектирования радиально-осевой гидротурбины высокой быстроходности и провести ее апробацию на базе высоконапорной гидротурбины РО75, спроектированной на параметры: $H_p = 59,2$ м, $H_{\text{макс}} = 61,05$ м, $H_{\text{мин}} = 58,35$ м, $N_p = 30$ МВт. Методика должна производить выбор параметров и оптимизировать лопастную систему радиально-осевой гидротурбины (АС РО ГТ) с целью удовлетворения требований ТЗ. На рис. 1 представлена схема алгоритма проектирования.

Выбор основных параметров

Опираясь на универсальную характеристику по методу, изложенному в работе [7], для достижения мощности 30 МВт при расчетном напоре, получаем, что необходимый диаметр рабочего колеса 2,5 м и частота вращения 250 об/мин для натурной гидротурбины. Поправки КПД $\Delta\eta$ и частоты вращения Δn , определенные на основе учета чис-

Меридианный поток в проточной части и проектирование лопасти

Для получения формы лопасти в первом приближении была использована система САПР ЛС ЦКТИ [9]. Сначала была определена форма проточной части. По определению формы проточной части имеется множество рекомендаций, по которым определяются его размеры в зависимости от коэффициента быстроходности или напора гидротурбины (А. И. Бусырев [7], Обретенков В. [10], Bovet [2] и т.д.).

На основании изложенного были определены форма и размеры проточной части, форма входной и выходной кромок лопасти в меридиональной проекции, количество лопастей, углы входа и выхода лопасти на трех линиях тока, угол охвата лопасти и распределение толщины лопасти. Максимальная толщина лопасти определялась на основании рекомендаций, представленных в [11]. По результатам расчета в программе САПР ЛС [9] были получены данные для построения трехмерной формы лопасти.

На следующем этапе были построены характеристики гидротурбины путем расчета трехмерного вязкого течения с использованием программы ANSYS CFX. Расчет трехмерного вязкого течения для проточной части включал спиральную камеру, статор, направляющий аппарат, рабочее колесо и отсасывающую трубу. Полная энергия потока на входе в спиральную камеру задавалась по формуле (1), полная энергия потока в выходном сечении отсасывающей трубы определялась по формуле (2)

$$E_{\text{ск}} = E_{\text{от}} + H; \quad (1)$$

$$E_{\text{от}} = \sigma H + \frac{P_v}{\rho g} - Z_r; \quad (2)$$

где Z_r — опорный уровень, P_v — абсолютное давление насыщенного водяного пара при данной температуре воды, σ — коэффициент кавитации, H — напор.

Серия расчетов была проведена для построения энергетических характеристик спроектированной гидротурбины. Расчеты были выполнены для семи



Рис. 1. Схема алгоритма проектирования РО ГТ
Fig. 1. Flowchart of the design algorithm Francis turbine

ла Рейнольдса, имели значение $\Delta\eta=2,8\%$, $\Delta n=1,19 \text{ мин}^{-1}$. Рассчитанная зона работы гидротурбины и ожидаемая эксплуатационная характеристика турбины показаны на рис. 2.

Расчет спиральной камеры проводился в соответствии с [7]. В результате расчетов было установлено, что угол потока на выходе из спирали составляет $29,7^\circ$. [8]. Угол потока в районе статора $56,28^\circ$ для 19 колонн статора. Для 20 лопаток направляющего аппарата был выбран симметричный профиль. Отсасывающая труба бралась по отраслевому стандарту ОСТ 108.122.01-76.

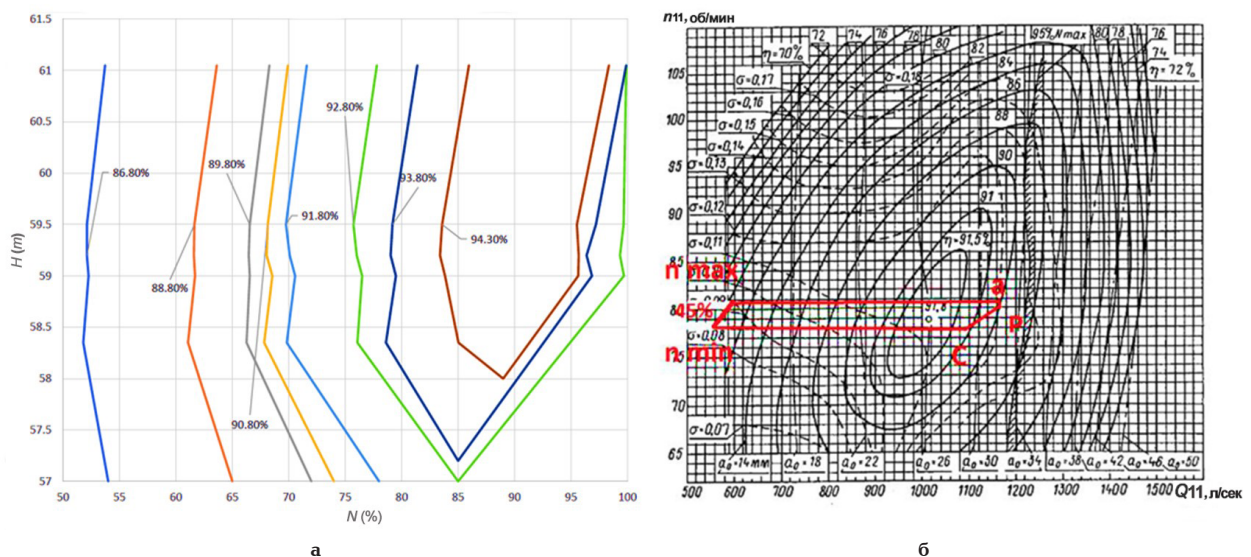


Рис. 2. Характеристики РО75: а — эксплуатационная характеристика; б — границы зоны работы ГТ
Fig. 2. Francis turbine PO75 characteristics: а — operational characteristic; б — boundaries of the operation zone

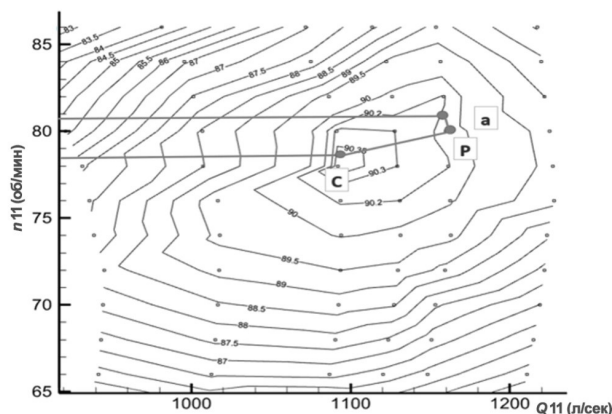


Рис. 3. Расчетная универсальная характеристика PO75
Fig. 3. Calculated universal characteristic of Francis turbine PO75

открытый направляющего аппарата при 10 значениях величины частоты вращения.

Из рис. 3 можно видеть, что максимальный КПД = 90,4 % получен при расходе $Q = 1100$ л/с. КПД гидротурбины в расчётной точке равен 90,1 % при приведенном расходе $Q_{11} = 1160$ л/с и приведенной частоте вращения $n_{11} = 80$ об/мин. Используя уравнения подобия, можно сосчитать, что турбина при натурных размерах достигнет мощности 30,15 МВт. Анализируя полученный график, можно отметить значительное снижение КПД турбины при частичных нагрузках. Кавитационная характеристика спроектированной гидротурбины была найдена путем серии расчетов течения двухфазной жидкости — смеси жидкость-пар, с использованием различных значений коэффициента кавитации σ , выполнено 15 расчетов при изменении σ от 1 до 0,05. Установлено, что критический коэффициент кавитации для трех исследованных режимов работы P, A, C составил соответственно 0,178; 0,175; 0,135.

Оптимизационное проектирование лопастной системы гидротурбины

Из вышеизложенного следует, что разработанная лопастная система нуждается в оптимизации для достижения оптимальной конструкции, обеспечивающей высокий КПД турбины, особенно при частичных нагрузках. Также было обнаружено, что необходимо улучшить кавитационные характери-

стики, что будет способствовать стабильности и надежности работы турбины.

Параметризация лопасти и выбор целевых функционалов и ограничений

При параметризации лопастной системы использовались 23 параметра, описывающие меридиональное сечение проточной части (рис. 4), включая пять параметров на входной кромке, четыре параметра на выходной кромке, два параметра на периферии и втулке. Лопасть была построена в среде ANSYS DesignModeler с использованием пяти линий тока (сечений). Углы лопасти вдоль линий тока определялись с помощью 12 параметров.

Целевые функции:

- 1) максимум КПД, в точке оптимума

$$\eta_{\text{оп}} = \frac{M\omega}{\rho g Q H};$$

- 2) минимум относительной характерной площади A на лопасти, где давление меньше давления парообразования $P_{\text{кав}}$

$$S = \frac{A(p < p_{\text{кав}})}{A_{\text{лопасть}}}.$$

Ограничения:

- 1) по расходу в точке оптимума, согласно рекомендациям [12]:

$$Q_{\text{оп}} \rightarrow 1000 \text{ л/с};$$

- 2) по напору

$$H \approx 1 \text{ м};$$

- 3) по КПД при расчетном режиме

$$\eta_p \geq 90.$$

Для нахождения расхода и КПД турбины в оптимальной точке расчеты проводились при трех открытиях направляющего аппарата в каждом цикле оптимизации. По уравнению параболы определялись координаты оптимальной точки. С целью уменьшения расчетного времени выполнены трехмерные расчеты вязкого течения для трех доменов — направляющий аппарат, рабочее колесо и отсасыва-

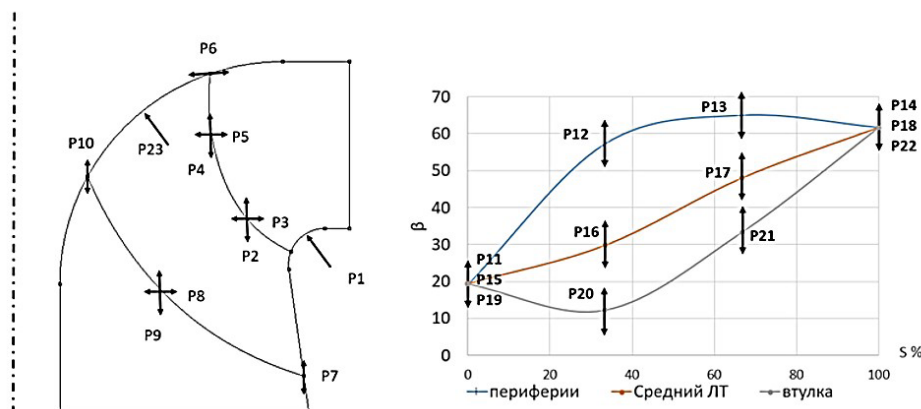


Рис. 4. Параметризация геометрии рабочего колеса
Fig. 4. Parameterization of the impeller geometry

ющая труба, с учетом потерь напора в спиральной камере и статоре.

Матрица планирования эксперимента

Растущая мощность компьютеров позволила методы, созданные для проектирования и анализа результатов моделирования, применять к широкому кругу задач. Такие методы охватывают набор подходов для создания суррогатной модели (также известной как мета-модель или аппроксимационная модель поверхности отклика) [13], которая используется для замены многократных затратных по времени вычислений с использованием ANSYS CFX [14]. Это важно при расчётах в гидротурбинах, которые требуют значительных ресурсов и большого количества времени. Метод латинского гиперкуба (LHS) стал особенно популярным среди стратегий для планирования эксперимента, который использовался в данной работе.

Для использования методов оптимизации в ANSYS CFX требуется ограниченное количество параметров, описывающих геометрию модели гидротурбины (менее 20), поэтому был проведен корреляционный анализ для определения наименее значимых параметров. В результате анализа корреляционной матрицы было обнаружено, что количество параметров можно уменьшить до 18. Было установлено, что параметры P5, P12, P16, P19, P21 (рис. 4) являются наименее значимыми.

Матрица планирования эксперимента (Design of experiments, DOE) была создана с помощью стратегии Латинского гиперкуба (LHS) [15]. Диапазон изменения параметров в матрице планирования эксперимента — 5 %, число элементов матрицы (вариантов проточной части) — 100.

Поверхность отклика

Для полученной матрицы планирования эксперимента DOE для описания поверхности отклика (Response Surface Optimization RSO) были использованы подходы генетической агрегации, Kriging, непараметрической регрессии и нейронной сети. Метод непараметрической регрессии дал лучший результат — погрешность для расхода не более 1,5 % и для КПД — не более 0,05 %.

Прямая оптимизация на основе полученной поверхности отклика

После получения математической модели для поверхности отклика для поиска оптимума был использован многоцелевой генетический алгоритм MOGA. Целевые функции — максимум КПД и минимум характерной площади кавитации, которая рассчитывалась в оптимальной точке. Ограничения по расходу $Q = 1000 \pm 2,5$ %, по напору $H = 1 \pm 0,5$ %. Общее количество изучаемых точек $1,8 \times 10^4$ (рис. 5). В результате многоцелевой оптимизации с использованием генетического алгоритма MOGA было установлено, что оптимальное решение находится в точке DP_356: $Q_{\text{оп}} = 1001 \text{ л/с}$, $\text{КПД}_{\text{оп}} = 91,8$ %, $S = 0,003$, $H = 1,001$ м.

Энергетические и кавитационные характеристики оптимального решения

Серия расчетов трехмерного вязкого течения была проведена для всех элементов проточной части, включая спиральную камеру, статор, направляющий аппарат, рабочее колесо (DP_356) и отсасывающую трубу. В результате расчетов была построена универсальная характеристика гидротурбины для 70 режимов работы (10 различных величин по частоте вращения для семи открытий направляющего аппарата) (рис. 6а).

Расчеты кавитационной характеристики были выполнены для трех режимов работы P, C, A, кавитационный коэффициент соответственно в этих точках составил 0,163; 0,05; 0,167 (рис. 6б).

Было выполнено сравнение между гидротурбиной с лопастной системой, полученной в результате оптимизации, и гидротурбиной с лопастной системой нулевого приближения при расчетном напоре (рис. 7). Получено значительное улучшение характеристики гидротурбины, особенно при частичных нагрузках. Натурная гидротурбина достигает мощности 30 МВт при $H_p = 59,2$ м.

Выводы

Представлена методика проектирования радиально-осевой гидротурбины типа PO75 начиная с выбора основных параметров и проведения рас-

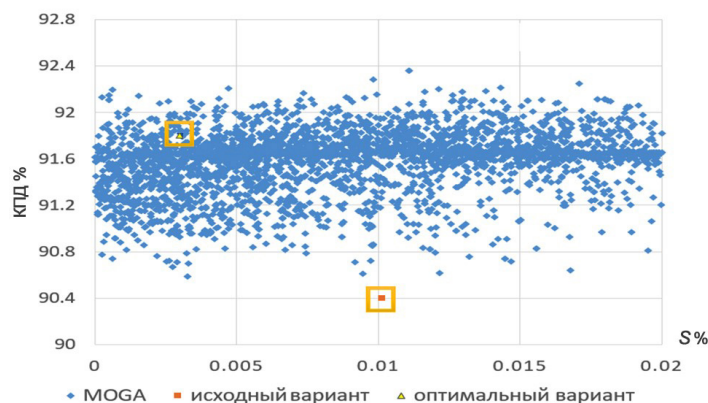


Рис. 5. Проекция фронта Парето на плоскость функционалов КПД и относительной площади S , где давление меньше давления парообразования

Fig. 5. The Pareto front of the efficiency and relative area functionals S , where the pressure is less than the vaporization pressure

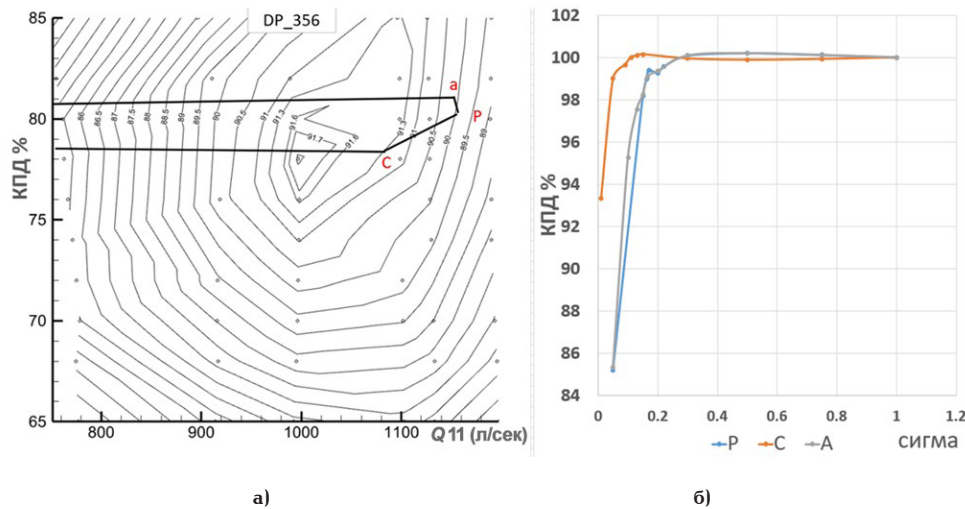


Рис. 6. Расчетные характеристики гидротурбины:
 а — универсальная характеристика; б — зависимость приведенного КПД от σ
 Fig. 6. Calculated characteristics of the hydraulic turbine:
 а — universal characteristic; б — cavitation characteristics of hydraulic turbine

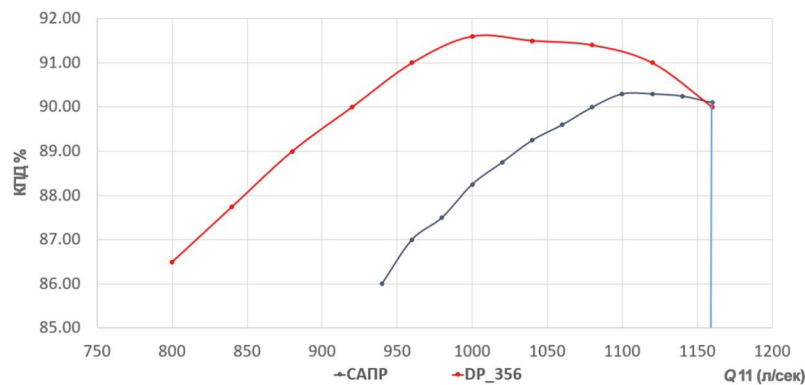


Рис. 7. КПД исходной и оптимизированной ГТ PO75
 при расчетном напоре
 Fig. 7. Efficiency of the original and optimized turbine PO75 at nominal head

четов элементов проточной части. С помощью квазитрехмерного подхода, реализованного в программе САПР ЛС [9], была получена форма лопасти в первом приближении и достигнут максимальный КПД гидротурбины 90,4 % при расходе 1100 л/с и кавитационном коэффициенте для трех исследованных режимов работы P, A, C соответственно 0,178; 0,175; 0,135.

В результате проведенной оптимизации лопастной системы было получено увеличение максимального КПД на 1,5 %. КПД для натурной гидротурбины составил 94,6 % при приведенном расходе $Q_{11} = 1001$ л/с. Увеличен КПД турбины при частичных нагрузках, прирост достигает 5 %. Улучшены кавитационные характеристики на режиме C ($\sigma = 0,05$) и, незначительно, на режимах P, A (0,163; 0,167). В дальнейшем оптимизация будет проведена для кавитационных характеристик в точке P и увеличен общий КПД турбины.

Список источников

1. Миронов К. А., Яковлева Л. К., Гулахмадов А. А. Совершенствование проточных частей радиально-осевых гидротур-

бин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси та устаткування. 2014. № 1 (1044). С. 146–151.

2. Kocaka E., Karaaslana S., Yucela N. [et al.]. A numerical case study: Bovet approach to design a Francis turbine runner // Energy Procedia. 2017. Vol. 111. P. 885–894. DOI: 10.1016/j.egypro.2017.03.251.

3. Patel K., Desai J. Development of Francis Turbine using Computational Fluid Dynamics // The 11th Asian International Conference on Fluid Machinery, India. 2011. DOI: 10.13140/2.1.2177.4402.

4. Biswakarma I. B., Shrestha R. Mathematical Modeling for the Design of Francis Runner // Proceedings of IOE Graduate Conference. 2017. № 5. 8 p.

5. Миронов К. А., Тынянова И. И., Гулахмадов А. А. Создание высокоэффективных проточных частей высоконапорных радиально-осевых гидротурбин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Нові рішення у сучасних технологіях. 2012. № 50 (956). С. 127–133.

6. Flores E., Bornard L., Tomas L. Design of large Francis turbine using optimal methods // IOP Conference Series Earth and Environmental Science. 2012. Vol. 15 (2). DOI: 10.1088/1755-1315/15/2/022023.

7. Топаж Г. И. Лопастные гидромашини и гидродинамические передачи. Основы рабочего процесса и расчета гидро-

турбин. Санкт-Петербург: Изд-во Политехн ун-та, 2011. С. 109. ISBN 978-5-7422-2610-9.

8. Жарковский А., Щур В. А., Омран М., Стасеев А. А. Автоматизация проектирования рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 4 (50). С. 18–26. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-50-4-18-26.

9. Федоров А. В., Струментова Н. С., Шумилин С. А. Автоматизированное проектирование лопастных систем рабочих колес насос-турбин на напоры 90–150 м // Труды ЦКТИ. 1988. Вып. 244. С. 28–35.

10. Обретенков В. Руководство за курсово проектиране на хидравлични турбомашини. София: ТУ – София, 1993. С. 169.

11. Барлит В. В. Гидравлические турбины. Киев: Вища школа, 1977. С. 176.

12. Nechleba M. Hydraulic Turbines. Their Design and Equipment / Trans. from Czech; ed. by C. Mayer, A.G. Evans. Prague, 1957. 631 p.

13. Felipe A. C. Viana. A Tutorial on Latin Hypercube Design of Experiments // Quality and Reliability Engineering. 2015. № 32 (5). P. 1975–1985. DOI: 10.1002/qre.1924.

14. Chen Z., Baek S. H., Cho H. [et al.]. Optimal design of J-groove shape on the suppression of unsteady flow in the Francis turbine draft tube // Journal of Mechanical Science and Technology. 2019. Vol. 33 (3). DOI: 10.1007/s12206-019-0423-x.

15. Ghimire A., Gautam S., Chitrakar S. [et al.]. Optimization of Francis Turbine Runner for Variable Speed Operations with minimization of sediment erosion // IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science. 2022. Vol. 1079. DOI: 10.1088/1755-1315/1079/1/012029.

ОМРАН Мохаммад, аспирант Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого (СПбПУ), г. Санкт-Петербург. SPIN-код: 5292-5533
AuthorID (РИНЦ): 1161680
ORCID: 0000-0001-9284-171X
ResearcherID: GZG-2431-2022
Адрес для переписки: omranmohmmd58@gmail.com

ЖАРКОВСКИЙ Александр Аркадьевич, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики СПбПУ, г. Санкт-Петербург. SPIN-код: 3637-7853

AuthorID (РИНЦ) 320919

ORCID: 0000-0002-3044-8768

AuthorID (SCOPUS): 7004534701

ResearcherID: T-3278-2018

Адрес для переписки: azharkovsky@gmail.com

ЩУР Василий Алексеевич, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики СПбПУ, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 3626-5109

AuthorID (РИНЦ): 1053584

ORCID: 0000-0002-9816-4323

Адрес для переписки: tshur_va@spbstu.ru

СВОБОДА Дмитрий Геннадьевич, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент Высшей школы энергетического машиностроения Института энергетики СПбПУ, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 7818-6325

AuthorID (РИНЦ): 651622

AuthorID (SCOPUS): 57205464117

ORCID: 0000-0003-4671-0596

ResearcherID: AAI-8147-2020

Адрес для переписки: svoboda.dmitry@gmail.com

Для цитирования

Омран М., Жарковский А. А., Щур В. А., Свобода Д. Г. Методика проектирования и оптимизации лопастной системы радиально-осевой гидротурбины // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 1. С. 47–54. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-1-47-54.

Статья поступила в редакцию 06.12.2022 г.

© М. Омран, А. А. Жарковский,

В. А. Щур, Д. Г. Свобода

TECHNIQUE FOR DESIGNING AND OPTIMIZATION OF THE FRANCIS TURBINE BLADE SYSTEM

M. Omran, A. A. Zharkovskiy, V. A. Schur, D. G. Svoboda

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University,
Russia, Saint Petersburg, Politechnicheskaya str., 29, 195251

A technique for designing the blade systems of Francis turbine is proposed. Starting with the determination of the main parameters of the turbine components, where it is compatible with the operation of a hydraulic turbine at a given head. Also, the diameter of the impeller required to generate the nominal power. Then, using the realizing of the quasi-three-dimensional approach, the shape of the blade is obtained as a first approximation for a given blade, a series of calculations of three-dimensional single-phase and two-phase viscous flow is performed to determine the efficiency of the turbine at different operating modes, the cavitation properties of the turbine, respectively. The critical cavitation coefficient is determined for three operating points of hydraulic turbines. Using Multi-objective Genetic Algorithm (MOGA), the optimization of energy and cavitation properties is carried out for three operations points. The mathematical model is based on the Latin hypercube method. As a result of the optimization, a significant improvement in the efficiency of the hydraulic turbine has been obtained, especially at partial loads.

Keywords: Francis turbine, blade system, multi-objective genetic algorithm, mathematical model, cavitation.

References

1. Mironov K. A., Yakovleva L. K., Gulakhmadov A. A. Sovershenstvovaniye protochnykh chastey radial'no-osevykh gidroturbin [Improvement of flow parts of radial-axial hydraulic turbines] // Visnik NTU «KhPI». Seriya: Energetichni ta teplotekhnichni protsesi ta ustatkuvannya. *Bulletin of NTU «KhPI». Subject Issue: New Solutions in Modern Technology*. 2014. No. 1 (1044). P. 146–151. (In Russ.).
2. Kocaka E., Karaaslana S., Yucela N. [et al.]. A numerical case study: Bovet approach to design a Francis turbine runner // *Energy Procedia*. 2017. Vol. 111. P. 885–894. DOI: 10.1016/j.egypro.2017.03.251. (In Engl.).
3. Patel K., Desai J. Development of Francis Turbine using Computational Fluid Dynamics // The 11th Asian International Conference on Fluid Machinery, India. 2011. DOI: 10.13140/2.1.2177.4402. (In Engl.).
4. Biswakarma I. B., Shrestha R. Mathematical Modeling for the Design of Francis Runner // *Proceedings of IOE Graduate Conference*. 2017. No. 5. 8 p. (In Engl.).
5. Mironov K. A., Tynyanova I. I., Gulakhmadov A. A. Development of highly efficient flow parts for high-pressure radial-axial hydraulic turbines [Highly effective flow space creation of high-head Francis turbines] // Visnik NTU «KhPI». Seriya: Novirishennya u suchasnikh tekhnologiyakh. *Bulletin of NTU «KhPI». Subject Issue: New Decisions of Modern Technologies*. 2012. No. 50 (956). P. 127–133. (In Russ.).
6. Flores E., Bornard L., Tomas L. Design of large Francis turbine using optimal methods // *IOP Conference Series Earth and Environmental Science*. 2012. Vol. 15 (2). DOI: 10.1088/1755-1315/15/2/022023. (In Engl.).
7. Topazh G. I. Lopastnyye gidromashiny i gidrodinamicheskiye peredachi. Osnovy rabochego protsessa i rascheta gidroturbin [Vane hydraulic machines and hydrodynamic transmissions. Fundamentals of hydraulic turbine operation and calculation]. St. Petersburg, 2011. P. 109. ISBN 978-5-7422-2610-9. (In Russ.).
8. Zharkovskiy A., Shchur V. A., Omran M., Staseyev A. A. Avtomatizatsiya proyektirovaniya rabochego kolea radial'no-osevoy gidroturbiny [Automation of the design of the impeller of a radial-axial hydraulic turbine] / *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2021. No. 4 (50). P. 18–26. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-50-4-18-26. (In Russ.).
9. Fedorov A. V., Strumentova N. S., Shumilin S. A. Avtomatizirovannoye proyektirovaniye lopastnykh sistem rabochikh koles nasos-turbin na napory 90-150 m [Automated design of pump-turbine impeller vane systems for 90-150 m head] // *Trudy TsKTI*. 1988. Issue. 244. P. 28–35. (In Russ.).
10. Obretenov V. R"kovodstvo za kursovo proyektirane na khidravlichni turbomashini. Sofiya [Course design manual for hydraulic turbomachinery]. Sofia, 1993. P. 169. (In Bulg.).
11. Barlit V. V. Gidravlicheskiye turbiny [Hydraulic turbines]. Kiev, 1977. P. 176. (In Russ.).
12. Nechleba M. Hydraulic Turbines. Their Design and Equipment / Trans. from Czech; ed. by C. Mayer, A.G. Evans. Prague, 1957. 631 p. (In Engl.).
13. Felipe A. C. Viana. A Tutorial on Latin Hypercube Design of Experiments // *Quality and Reliability Engineering*. 2015. № 32 (5). P. 1975–1985. DOI: 10.1002/qre.1924. (In Engl.).
14. Chen Z., Baek S. H., Cho H. [et al.]. Optimal design of J-groove shape on the suppression of unsteady flow in the Francis turbine draft tube // *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2019. Vol. 33 (3). DOI: 10.1007/s12206-019-0423-x. (In Engl.).
15. Ghimire A., Gautam S., Chitrakar S. [et al.]. Optimization of Francis Turbine Runner for Variable Speed Operations with minimization of sediment erosion // *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*. 2022. Vol. 1079. DOI: 10.1088/1755-1315/1079/1/012029. (In Engl.).

OMRAN Mohammad, Graduate Student of Higher School of Power Engineering, Institute of Energy, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (SPbPU), Saint Petersburg.
SPIN-code: 5292-5533
AuthorID (RSCI): 1161680
ORCID: 0000-0001-9284-171X
ResearcherID: GZG-2431-2022
Correspondence address: omranmohmmd58@gmail.com



ZHARKOVSKIY Alexander Arkadyevich, Doctor of Technical Sciences, Professor of Higher School of Power Engineering, Institute of Energy, SPbPU, Saint Petersburg.

SPIN-code: 3637-7853

AuthorID (RSCI) 320919

ORCID: 0000-0002-3044-8768

AuthorID (SCOPUS): 7004534701

ResearcherID: T-3278-2018

Correspondence address: azharkovsky@gmail.com

SCHUR Vasily Alekseyevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Higher School of Power Engineering, Institute of Energy, SPbPU, Saint Petersburg.

SPIN-code: 3626-5109

AuthorID (RSCI): 1053584

ORCID: 0000-0002-9816-4323

Correspondence address: tshur_va@spbstu.ru

SVOBODA Dmitry Gennadyevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Higher

School of Power Engineering, Institute of Energy, SPbPU, Saint Petersburg.

SPIN-code: 7818-6325

AuthorID (RCSI): 651622

AuthorID (SCOPUS): 57205464117

ORCID: 0000-0003-4671-0596

ResearcherID: AAI-8147-2020

Correspondence address: svoboda.dmitry@gmail.com

For citations

Omran M., Zharkovskiy A. A., Schur V. A., Svoboda D. G. Technique for designing and optimization of the Francis turbine blade system // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2023. Vol. 7, no. 1. P. 47–54. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-1-47-54.

Received December 06, 2022.

© M. Omran, A. A. Zharkovskiy, V. A. Schur,
D. G. Svoboda

ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЕКТНОГО ОБЛИКА ЭЛЕКТРОТЕРМИЧЕСКОГО МИКРОДВИГАТЕЛЯ С ПОРИСТОЙ СТРУКТУРОЙ ДЛЯ ДВИГАТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК МАЛЫХ КОСМИЧЕСКИХ АППАРАТОВ

В. Н. Блинов, В. В. Косицын, А. И. Лукьянчик

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

Представлены результаты экспериментальных исследований на азоте с избыточным давлением 0,02 МПа электротермического микродвигателя двигательной установки малого космического аппарата с пористой структурой массой 45 г и автономным нагревательным элементом радиусом 3 мм с потребляемой мощностью до 60 Вт для времени прогрева до 300 с. Экспериментально доказана возможность использования пористой структуры в качестве объемного газоваода топлива с увеличением интенсивности теплоотдачи и определена фактическая удельная теплоемкость пористой структуры. С учетом фактической удельной теплоемкости проведены теоретические исследования массы и геометрии пористой структуры в составе микродвигателя, оптимальные в отношении используемого автономного нагревательного элемента мощностью и величины нагрева топлива в диапазоне [573–1273] К. С учетом радиуса нагревательного элемента определен диапазон температур топлива [573–973] К, соответствующий оптимальным массам и радиусам пористой структуры для формирования проектного облика микродвигателя.

Ключевые слова: автономный нагревательный элемент, двигательная установка, малый космический аппарат, пористая структура, проектный облик, удельная теплоемкость, электротермический микродвигатель.

Введение

Создание орбитальных группировок маневрирующих малых космических аппаратов (МКА) для решения широкого круга научных и прикладных задач ставит актуальную задачу повышения эффективности двигательной установки (ДУ) с электротермическим микродвигателем (ЭТМД) с автономным нагревательным элементом (АНЭ), используемым в целом ряде МКА различной размерности [1–6].

Проектный облик ЭТМД формируется на основе конструктивных решений по увеличению удельного импульса тяги микродвигателя для заданной мощности АНЭ, зависящего от величины нагрева газообразного топлива на входе в критическое сечение сопла (аммиак, изобутан, фреон R134-A и др.). Основными из таких решений являются: снижение массы корпуса ЭТМД и увеличение теплообмена рабочего тела ЭТМД с нагретыми поверхностями газоваода [7].

Снижение массы корпуса ЭТМД с АНЭ на 8–9 % достигается изготовлением его по аддитивной технологии из стали. Увеличение теплообмена рабочего тела с конструкцией обеспечивается выполнением газоваода в виде винтовых полостей, представленным в соответствии с рис. 1 [3, 4, 7].

Дальнейшее повышение эффективности ЭТМД с АНЭ за счет стабилизации процесса нагрева топлива и интенсификации теплообмена рабочего тела ЭТМД с нагретыми поверхностями газоваода достигается использованием объемного газоваода в виде пористой структуры в соответствии с рис. 2 [8–12].

Проведение теоретических исследований проектного облика ЭТМД основано на использовании

фактической удельной теплоемкости и массы газоваода в виде пористой структуры, оптимальной по отношению к температуре нагрева топлива при входе в критическое сечение сопла и геометрическим ограничениям АНЭ.

Пористый объемный газоваод является нестабильной структурой, поэтому удельная теплоемкость газоваода в составе ЭТМД с АНЭ заданной мощности определяется экспериментальным путем в составе опытного образца ЭТМД.

Оптимизация массы газоваода в виде пористой структуры для АНЭ заданной мощности и габаритов может быть определена расчетным путем с использованием результатов экспериментальных исследований фактической удельной теплоемкости газоваода.

В этой связи актуальной является задача исследования оптимального проектного облика ЭТМД на основе экспериментальных исследований удельной теплоемкости объемного газоваода в виде пористой структуры и теоретических исследований массовых и геометрических характеристик газоваода.

Постановка задачи

Основными проектными параметрами ЭТМД, определяющими его оптимальный облик при фиксированной мощности и габаритов АНЭ, являются:

- температура рабочего тела на входе в критическое сечение сопла;
- масса объемного газоваода в виде пористой структуры.

Рассмотрен «горячий» запуск ЭТМД, при котором конструкция ЭТМД перед подачей газообраз-

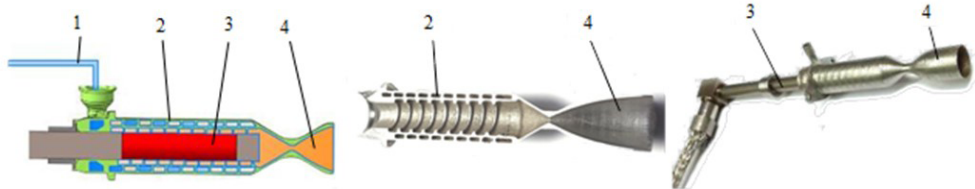


Рис. 1. ЭТМД с АНЭ с винтовыми газовадами:

1 — подвод топлива; 2 — газовады в виде винтовых полостей; 3 — АНЭ; 4 — сопло

Fig. 1. Resistojet with automation elements with screw gas ducts:

1 — fuel supply; 2 — gas carriers in the form of screw cavities; 3 — automation elements; 4 — nozzle

ного топлива разогревается электрической мощностью.

В качестве АНЭ использован цилиндрический электронагреватель с характеристиками: номинальная мощность 60 Вт, рабочее напряжение 12 В, диаметр 6 мм, длина 80 мм, общая масса 0,03 кг.

Ставится задача формирования оптимального проектного облика ЭТМД с пористой структурой.

Для решения поставленной задачи:

— разработана принципиальная 3D модель ЭТМД с пористой структурой в соответствии с рис. 2;

— изготовлен опытный образец ЭТМД с пористой структурой и массой 45 г, превышающей массу корпуса аналога с металлическими винтовыми газовадами (20 г).

Задачами исследований для формирования оптимального проектного облика ЭТМД приняты:

— экспериментальные исследования на азоте удельной теплоемкости объемного газовада в виде пористой структуры в составе опытного образца ЭТМД;

— теоретические исследования оптимальной массы газовада в отношении АНЭ заданной мощности;

— исследования оптимального облика ЭТМД с пористой структурой с учетом габаритов АНЭ.

Экспериментальные исследования на азоте проведены на опытном ЭТМД в соответствии с рис. 3.

Теория

Для рассматриваемого ЭТМД с АНЭ и объемным газовадом в виде пористой структуры количество теплоты Q при нагреве АНЭ определяется мощностью и временем работы микродвигателя $N_{\text{ЭТМД}}$, $\tau_{\text{ЭТМД}}$, удельными теплоемкостями и массами входящими в состав ЭТМД элементов, а также требуемой температурой нагрева топлива dT_n :

$$Q = N_{\text{ЭТМД}} \cdot \tau_{\text{ЭТМД}} \quad (1)$$

$$Q = \left(c_{\text{зас}}^{\text{АНЭ}} m_{\text{зас}}^{\text{АНЭ}} + c_{\text{к}}^{\text{АНЭ}} m_{\text{к}}^{\text{АНЭ}} + c_{\text{пс}}^{\text{г}} m_{\text{пс}}^{\text{г}} + c_{\text{к}}^{\text{ЭТМД}} m_{\text{к}}^{\text{ЭТМД}} + c_{\text{рт}}^{\text{а}} m_{\text{рт}}^{\text{а}} \right) dT_n \quad (2)$$

где $c_{\text{зас}}^{\text{АНЭ}}$, $c_{\text{к}}^{\text{АНЭ}}$, $c_{\text{пс}}^{\text{г}}$, $c_{\text{к}}^{\text{ЭТМД}}$, $c_{\text{рт}}^{\text{а}}$ — удельные теплоемкости материала засыпки корпуса АНЭ, корпуса АНЭ, пористой структуры объемного газовада, внешнего корпуса ЭТМД в виде термостойкого герметика, рабочего тела в виде азота;

$m_{\text{зас}}^{\text{АНЭ}}$, $m_{\text{к}}^{\text{АНЭ}}$, $m_{\text{пс}}^{\text{г}}$, $m_{\text{к}}^{\text{ЭТМД}}$, $m_{\text{рт}}^{\text{а}}$ — масса засыпки корпуса АНЭ, корпуса АНЭ, пористой структуры объемного газовада, внешнего корпуса ЭТМД в виде термостойкого герметика, рабочего тела в виде азота; dT_n — температура нагрева топлива

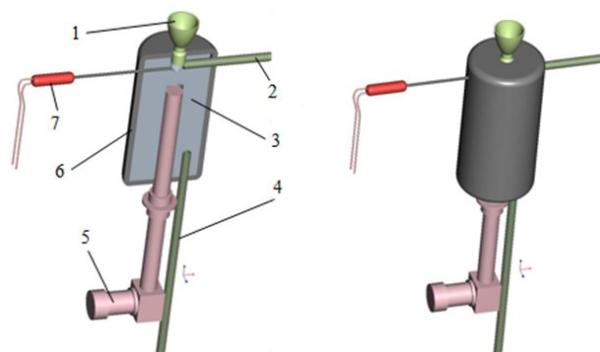


Рис. 2. Схема ЭТМД с АНЭ и газовадом в виде пористой структуры:

1 — сопло; 2 — трубопровод замера давления; 3 — объемный газовад в виде пористой структуры; 4 — трубопровод подачи топлива; 5 — АНЭ; 6 — корпус ЭТМД; 7 — термопара

Fig. 2. Resistojet circuit with automation elements and a gas pipeline in the form of a porous structure:

1 — nozzle; 2 — pressure measuring pipeline; 3 — volumetric gas pipeline in the form of a porous structure; 4 — fuel supply pipeline; 5 — automation elements; 6 — corpus resistojet; 7 — thermocouple

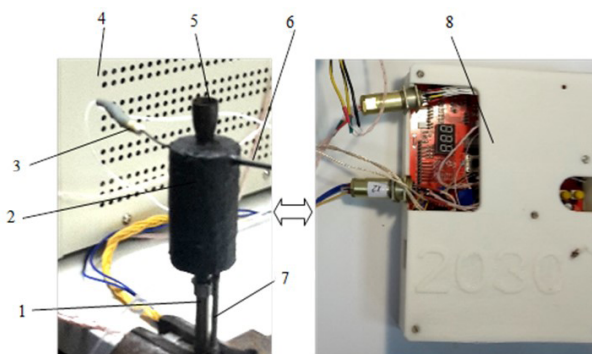


Рис. 3. Опытный образец ЭТМД с объемным газовадом в виде пористой структуры:

1 — АНЭ; 2 — корпус ЭТМД в виде пористой структуры с корпусом из высокотемпературного герметика; 3 — термопара для замера температуры азота на входе в критическое сечение сопла (принята соответствующей температуре пористой структуры при «горячем» запуске ЭТМД); 4 — источник питания; 5 — реактивное сопло; 6 — трубопровод замера давления; 7 — трубопровод подачи азота с избыточным давлением 0,02 МПа; 8 — блок управления

Fig. 3. A prototype of resistojet with a volumetric gas duct in the form of a porous structure: 1 — automation elements; 2 — corpus resistojet in the form of a porous structure; 3 — thermocouple for measuring the temperature of nitrogen at the entrance to the critical section of the nozzle (adopted by the corresponding temperature of the porous structure at the "hot" start of the resistojet); 4 — power supply; 5 — nozzle; 6 — pressure measuring pipeline; 7 — nitrogen supply pipeline with an overpressure of 0,02MPa; 8 — control unit

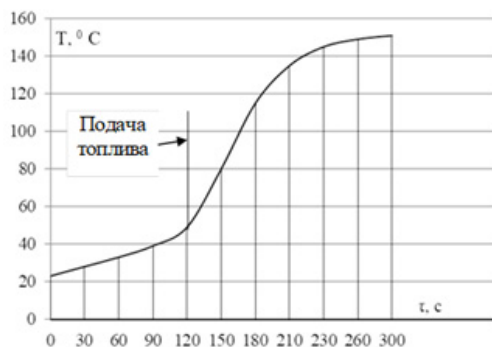


Рис. 4. Изменение параметров ЭТМД при запуске
Fig. 4. Changing resistojet parameters at startup

ЭТМД (как разница между конечной и начальной температурой: $dT_n = T_k - T_0$).

Масса расходуемого азота при включении ЭТМД определяется с учетом «горячей» схемы включения с предварительным нагревом ЭТМД по выражению:

$$m_{pt}^a = \frac{P_{\text{ЭТМД}}^b}{P_{\text{YA}}^b} \tau_b + \frac{P_{\text{ЭТМД}}^p}{P_{\text{YA}}^p} \tau_p, \quad (3)$$

где $P_{\text{ЭТМД}}^b, P_{\text{ЭТМД}}^p$ — тяга ЭТМД на участках выхода на режим и на режиме;

$P_{\text{YA}}^b, P_{\text{YA}}^p$ — удельный импульс тяги ЭТМД на участках выхода на режим и на режиме;

τ_b, τ_p — время выхода на режим и работы на режиме.

Тяга и удельный импульс тяги ЭТМД определяются по параметрическим зависимостям на основе газодинамических функций газового потока [6].

Время выхода на режим и работы на режиме ЭТМД определены на основе результатов экспериментальных исследований в соответствии с рис. 4.

Для известных значений удельных теплоемкостей и масс, входящих в состав элементов ЭТМД, а также массы пористой структуры объемного газоваода находится его удельная теплоемкость c_{nc}^r .

В соответствии с рис. 5 приведен алгоритм исследования проектного облика ЭТМД с АНЭ и объемным газоваодом в виде пористой структуры с учетом выражений (1) — (3).

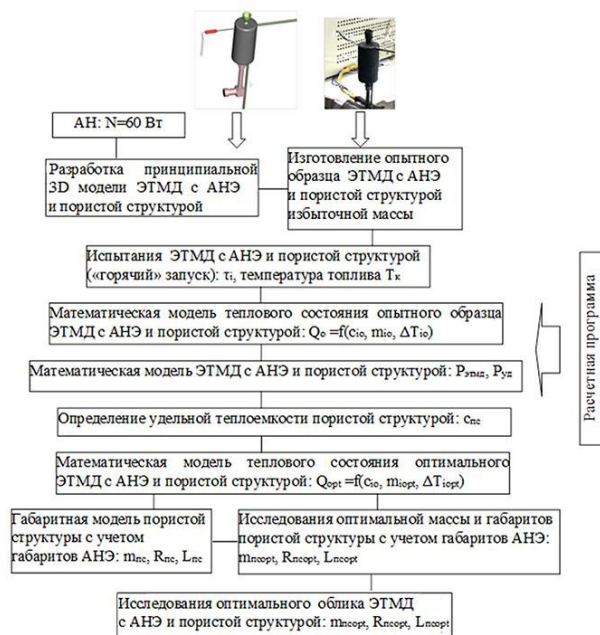


Рис. 5. Алгоритм исследования проектного облика ЭТМД

Fig. 5. Algorithm for the study of the resistojet design layout

Результаты и обсуждения

В результате экспериментальных исследований ЭТМД с объемным газоваодом в виде пористой структуры длиной 50 мм, диаметром 6 мм и массой 45 г получены следующие результаты: время нагрева — 300 с, температура нагрева 424 К.

Для экспериментально-теоретических исследований ЭТМД приняты следующие исходные данные: $c_{\text{зас}}^{\text{АНЭ}} = 1000 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$, $m_{\text{зас}}^{\text{АНЭ}} = 0,008 \text{ кг}$, $c_{\text{к}}^{\text{АНЭ}} = 500 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$, $m_{\text{к}}^{\text{АНЭ}} = 0,008 \text{ кг}$, $c_{\text{к}}^{\text{ЭТМД}} = 1300 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$, $m_{\text{к}}^{\text{ЭТМД}} = 0,016 \text{ кг}$, $c_{\text{пт}}^a = 1042 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$, расход прогреваемого топлива 53 мг/с.

С учетом экспериментальных и исходных данных и выражения (2) получено значение удельной теплоемкости объемного газоваода в виде пористой структуры $c_{nc}^r = 2531 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

Исследования оптимальных значений массы и радиуса объемного газоваода в виде пористой

Таблица 1. Параметры ЭТМД, оптимальные для температуры нагрева (573–1073) К
Table 1. Resistojet parameters optimal for heating temperature (573–1073) K

№	Оптимальные параметры ЭТМД	Температура азота на входе в критическое сечение сопла ЭТМД, К					
		573	673	773	873	973	1073
1	Масса газоваода, г	15,8	9,99	6,69	4,58	3,1	2,1
2	Радиус газоваода, мм	8,3	6,8	5,8	5,1	4,6	4,1

Таблица 2. Оптимальные параметры ЭТМД с объемным газоваодом из пористой структуры
Table 2. Optimal parameters of a resistojet with a volumetric gas duct made of a porous structure

№	Параметры	Температура топлива на входе в критическое сечение сопла ЭТМД, К				
		573	673	773	873	973
1	Масса газоваода, г	15,8	9,99	6,69	4,58	3,1
2	Радиус газоваода, мм	8,3	6,8	5,8	5,1	4,6

структуры длиной 50 мм с учетом радиуса АНЭ 3 мм, оптимальных для температуры нагрева в диапазоне $dT_n = (573 - 1273)$ К, приведен в табл. 1.

Анализ полученных данных показывает, что полученные массовые и геометрические значения объемного газовада в виде пористой структуры имеют ограничения по радиусу АНЭ 3 мм и могут являться основой для формирования оптимального облика рассматриваемого ЭТМД только до температуры 973 К (табл. 2).

Выводы

1. Определена экспериментальным путем на опытном образце ЭТМД с АНЭ фактическая удельная теплоемкость объемного газовада в виде пористой структуры массой 45 г, которая составила $c_{nc}^r = 2531$ Дж/(кг·К).

2. Оптимальные масса и радиус объемного газовада в виде пористой структуры в составе ЭТМД с АНЭ диаметром 6 мм для температуры азота на входе в критическое сечение сопла в диапазоне (573–1073) К находятся в диапазоне: масса пористого газовада — (15,8–2,1) г, радиус пористого газовада — (8,3–4,1) мм.

3. Полученные оптимальные радиусы объемного газовада из пористой структуры в диапазоне температур (1073–1273) К имеют близкие значения к радиусу АНЭ 3 мм и не могут являться основой для формирования оптимального облика рассматриваемого ЭТМД.

4. Массы и радиусы объемного газовада из пористой структуры в диапазоне температур (573–973) К соответствуют ограничениям со стороны используемого АНЭ с радиусом 3 мм и мощностью 60 Вт и могут быть использованы при разработке оптимального ЭТМД для ДУ МКА.

Список источников

1. Белоконов И. В., Ивлиев А. В., Богатырев А. М. [и др.]. Выбор проектного облика двигательной установки наноспутника // Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение. 2019. Т. 18, № 3. С. 29–37. DOI: 10.18287/2541-7533-2019-18-3-29-37.
2. Leslabay P., Lauretta R., Pedreira P. The ResistoJet as a simple and cost-effective propulsion system for nano- and microsatellites // 1st IAA Latin American Symposium on Small Satellites: Advanced Technologies and Distributed Systems. March 7–10, 2017.
3. Romei F., Grubišić A. N. Numerical study of a novel monolithic heat exchanger for electrothermal space propulsion // Acta Astronautica. 2019. Vol. 159. P. 8–16. DOI: 10.1016/j.actaastro.2019.03.025.
4. Romei F., Grubišić A. N. Validation of an additively manufactured resistojet through experimental and computational analysis // Acta Astronautica. 2020. Vol. 167. P. 14–22. DOI: 10.1016/j.actaastro.2019.10.046.
5. Makled A., Othman M. Theoretical and experimental investigation of resisto-jet thruster // 17th International Conference on Applied Mechanics and Mechanical Engineering. 19–21 April, 2016. 15 p. URL: http://www.mtc.edu.eg/pub/Issues/IssuesPaper/20170111_111606.pdf (дата обращения: 11.09.2022).
6. Blinov V. N., Vavilov I. S., Kositsin V. V. [et al.]. Design features and research of Electrothermal Microthrusters with Autonomous Heating Elements for the Purposes of Small

Space Vehicle Orbital Manoeuvring // Indian Journal of Science and Technology. 2015. Vol. 8 (27). DOI: 10.17485/ijst/2015/v8i27/82937.

7. Блинов В. Н., Косицын В. В., Лукьянчик А. И. [и др.]. Исследования основных проектных параметров импульсной электротермической двигательной установки наноспутников // Космонавтика и ракетостроение. 2022. Т. 2 (125). С. 75–88.

8. Литвиненко В. В. Влияние капиллярно-пористых структур на интенсификацию процессов теплообмена при кипении жидкостей // Молодой ученый. 2019. № 7 (245). С. 113–116.

9. Овсяник А. В., Макеева Е. Н. Определение параметров теплообмена при парообразовании смесевых хладагентов на высокотеплопроводных порошковых спеченных капиллярно-пористых покрытиях // Энергетика. Известия высших учебных заведений и энергетических объединений СНГ. 2018. Т. 61, № 1. С. 70–79. DOI: 10.21122/1029-7448-2018-61-1-70-79.

10. Володин О. А., Печеркин Н. И., Павленко А. Н. Интенсификация теплообмена при кипении и испарении жидкостей на модифицированных поверхностях // Теплофизика высоких температур. 2021. Т. 59, № 2. С. 280–312. DOI: 10.31857/S0040364421020149.

11. Макеева Е. Н., Кныш О. А. Интенсивные теплообменные поверхности для испарителей холодильных и теплонасосных установок на смесевых озонобезопасных гидрофторуглеродах // Вестник ГТТУ имени П. О. Сухого: научно-практический журнал. 2019. № 3. С. 71–76.

12. Hu H., Xu C., Zhao Y. [et al.]. Boiling and quenching heat transfer advancement by nanoscale surface modification // Sci. Rep. 2017. Vol. 7. P. 6117. DOI: 10.1038/s41598-017-06050-0.

БЛИНОВ Виктор Николаевич, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Авиа- и ракетостроение» Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск. SPIN-код: 8934-4313

AuthorID (РИНЦ): 530029

AuthorID (SCOPUS): 56503115200

ORCID: 0000-0002-9309-4610

Адрес для переписки: blinovviktork@yandex.ru

КОСИЦЫН Валерий Владимирович, кандидат технических наук, доцент кафедры «Авиа- и ракетостроение» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 8766-8891

AuthorID (РИНЦ): 723680

AuthorID (SCOPUS): 56503934600

Адрес для переписки: valera_kositsin@mail.ru

ЛУКЬЯНЧИК Антон Игоревич, старший преподаватель кафедры «Авиа- и ракетостроение» ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 2378-9723

ORCID: 0000-0002-3309-4125

AuthorID (SCOPUS): 57189506536

ResearcherID: O-8722-2016

Адрес для переписки: lukyanchik1991@mail.ru

Для цитирования

Блинов В. Н., Косицын В. В., Лукьянчик А. И. Исследования проектного облика электротермического микродвигателя с пористой структурой для двигательных установок малых космических аппаратов // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 1. С. 55–60. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-1-55-60.

Статья поступила в редакцию 09.12.2022 г.

© В. Н. Блинов, В. В. Косицын, А. И. Лукьянчик

STUDIES OF THE DESIGN LAYOUT OF RESISTOJET WITH POROUS STRUCTURE FOR PROPULSION SYSTEMS OF SMALL SPACECRAFT

V. N. Blinov, V. V. Kositsin, A. I. Lukyanchik

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

The results of experimental studies on nitrogen with an overpressure of 0.02 MPa resistojet propulsion system of a small spacecraft with a porous structure weighing 45 g and an autonomous heating element with a radius of 3 mm with a power consumption of up to 60 watts for a warm-up time of up to 300 s are presented. The possibility of using a porous structure as a volumetric fuel gas pipeline with an increase in heat transfer intensity has been experimentally proved and the actual specific heat capacity of the porous structure has been determined. Taking into account the actual specific heat capacity, theoretical studies of the mass and geometry of the porous structure in the resistojet composition are carried out, optimal with respect to the autonomous heating element used by the power and the amount of fuel heating in the range [573–1273] K. Taking into account the radius of the heating element, the fuel temperature range [573–973] K corresponding to the optimal masses and radii of the porous structure for the formation of the resistojet design layout is determined.

Keywords: autonomous heating element, propulsion system, small spacecraft, porous structure, design layout, specific heat capacity, resistojet.

References

1. Belokonov I. V., Ivliev A. B., Bogatyrev A. M. [et al.]. Vybór proyektного oblika dvigatel'noy ustanovki nanosputnika [Selection of project structure for nanosatellite propulsion system] // Vestnik Samarskogo Universiteta. Aerokosmicheskaya tekhnika, tekhnologii i mashinostroyeniye. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*. 2019. Vol. 18, no. 3. P. 29–37. (In Russ.).
2. Leslabay P., Lauretta R., Pedreira P. The ResistoJet as a simple and cost-effective propulsion system for nano- and microsatellites // 1st IAA Latin American Symposium on Small Satellites: Advanced Technologies and Distributed Systems. March 7–10, 2017. (In Engl.).
3. Romei F., Grubišić A. N. Numerical study of a novel monolithic heat exchanger for electrothermal space propulsion // Acta Astronautica. 2019. Vol. 159. P. 8–16. DOI: 10.1016/j.actaastro.2019.03.025. (In Engl.).
4. Romei F., Grubišić A. N. Validation of an additively manufactured resistojet through experimental and computational analysis // Acta Astronautica. 2020. Vol. 167. P. 14–22. DOI: 10.1016/j.actaastro.2019.10.046. (In Engl.).
5. Makled A., Othman M. Theoretical and experimental investigation of resisto-jet thruster // 17th International Conference on Applied Mechanics and Mechanical Engineering. 19–21 April, 2016. 15 p. URL: http://www.mtc.edu.eg/pub/Issues/IssuesPaper/20170111_111606.pdf (accessed: 11.09.2022). (In Engl.).
6. Blinov V. N., Vavilov I. S., Kositsin V. V. [et al.]. Design features and research of Electrothermal Microthrusters with Autonomous Heating Elements for the Purposes of Small Space Vehicle Orbital Manoeuvring // Indian Journal of Science and Technology. 2015. Vol. 8 (27). DOI: 10.17485/ijst/2015/v8i27/82937. (In Engl.).
7. Blinov V. N., Kositsyn V. V., Luk'yanchik A. I. [et al.]. Issledovaniya osnovnykh proyektnykh parametrov impul'snoy elektrottermicheskoy dvigatel'noy ustanovki nanosputnikov [Studies of the main design parameters of the pulsed electrothermal propulsion system of nanosatellites] // Kosmonavtika i raketostroyeniye. *Cosmonautics and Rocket Science*. 2022. Vol. 2 (125). P. 75–88. (In Russ.).
8. Litvinenko V. V. Vliyaniye kapillyarno-poristykh struktur na intensivatsiyu protsessov teploobmena pri kipenii zhidkostey [The effect of capillary-porous structures on the intensification of heat exchange processes during boiling of liquids] // Molodoyucheny. *Young Scientist*. 2019. No. 7 (245). P. 113–116. (In Russ.).
9. Ovsyanik A. V., Makeyeva E. N. Opredeleniye parametrov teploobmena pri paroobrazovanii smesevykh khladogentov na vysokoteploprovodnykh poroshkovykh spechennykh kapillyarno-poristykh pokrytiyakh [Determination of parameters of exchange for vaporization of the mixed refrigerant on the high thermal conductivity sintered powder capillary-porous coatings] // Energetika. Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy i energeticheskikh ob'yedineniy SNG. *Energy. Proceedings CIS Higher Educational Institutions and Power Energy Associations*. 2018. Vol. 61, no. 1. P. 70–79. DOI: 10.21122/1029-7448-2018-61-1-70-79. (In Russ.).
10. Volodin O. A., Pecherkin N. I., Pavlenko A. N. Intensifikatsiya teploobmena pri kipenii i isparenii zhidkostey na modifitsirovannykh poverkhnostyakh [Heat transfer enhancement at boiling and evaporation of liquids on modified surfaces-a review] // Teplofizika vysokikh temperature. *High Temperature*. 2021. Vol. 59, no. 2. P. 280–312. DOI: 10.31857/S0040364421020149. (In Russ.).
11. Makeyeva E. N., Knysh O. A. Intensivnyye teploobmennyye poverkhnosti dlya ispariteley kholodil'nykh i teplonasosnykh ustanovok na smesevykh ozonobezopasnykh gidrofluoroglerodakh [Intensive heat transfer surfaces for evaporators in refrigeration and heat pump systems using mixed ozone-safe hydrofluorocarbons] // Vestnik GGTU imeni P. O. Sukhogo: nauchno-prakticheskiy zhurnal. *Vestnik GGTU imeni P. O. Sukhogo: Nauchno-Prakticheskiy Zhurnal*. 2019. No. 3. P. 71–76. (In Russ.).
12. Hu H., Xu C., Zhao Y. [et al.]. Boiling and quenching heat transfer advancement by nanoscale surface modification //

BLINOV Viktor Nikolayevich, Doctor of Technical Sciences, Professor of Aircraft and Rocket Building Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk.

SPIN-code: 8934-4313

AuthorID (RSCI): 530029

AuthorID (SCOPUS): 56503115200

ORCID: 0000-0002-9309-4610

Correspondence address: blinovviktor@yandex.ru

KOSITSIN Valeriy Vladimirovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Aircraft and Rocket Building Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 8766-8891

AuthorID (RSCI): 723680

AuthorID (SCOPUS): 56503934600

Correspondence address: valera_kositsin@mail.ru

LUKYANCHIK Anton Igorevich, Senior Lecturer of Aircraft and Rocket Building Department, OmSTU, Omsk.

SPIN-code: 2378-9723

ORCID: 0000-0002-3309-4125

AuthorID (SCOPUS): 57189506536

ResearcherID: O-8722-2016

Correspondence address: lukyanchik1991@mail.ru

For citations

Blinov V. N., Kositsin V. V., Lukyanchik A. I. Studies of the design layout of resistojet with porous structure for propulsion systems of small spacecraft // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2023. Vol. 7, no. 1. P. 55–60. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-1-55-60.

Received December 09, 2022.

© V. N. Blinov, V. V. Kositsin, A. I. Lukyanchik

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОЗАЩИТНОЙ СИСТЕМЫ СИДЕНЬЯ С КВАЗИНУЛЕВОЙ ЖЕСТКОСТЬЮ ПРИ СТОХАСТИЧЕСКИХ ВОЗДЕЙСТВИЯХ НА ЭЛЕМЕНТЫ ХОДОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ АВТОГРЕЙДЕРА

М. С. Корытов, В. С. Щербаков, И. Е. Кашапова

Сибирский государственный автомобильно-дорожный университет,
Россия, 644080, г. Омск, пр. Мира, 5

При помощи разработанной в среде Matlab комплексной имитационной математической модели автогрейдера, включающей подсистемы виброзащитных опор кабины, виброзащитного механизма сиденья оператора, задания стохастических воздействий на элементы ходового оборудования при движении по микрорельефу, проведен вычислительный эксперимент, при обработке результатов которого установлено влияние ряда параметров системы на среднеквадратичное отклонение ускорения сиденья в вертикальном направлении. В качестве варьируемых параметров выступали среднеквадратичное отклонение вертикальных координат микропрофиля опорной поверхности; скорость перемещения автогрейдера; величина зоны квазинулевой жесткости виброзащитного механизма сиденья оператора; величина прибавки коэффициента жесткости пружины виброзащитного механизма, задающая наклон среднего участка статической силовой характеристики виброзащитного механизма. Увеличение величины зоны квазинулевой жесткости позволяет в несколько раз снизить среднее значение среднеквадратичного отклонения ускорения сиденья для совокупности перемещений при различных высотах профиля и скорости. Придание средней части статической характеристики небольшого наклона также позволяет незначительно уменьшить среднее значение среднеквадратичного отклонения сиденья.

Ключевые слова: виброзащита, вибрация, сиденье, квазинулевая жесткость, моделирование.

Введение

Операторы наземных транспортно-технологических машин зачастую подвергаются воздействию существенных вибрационных нагрузок [1]. Вибрации, возникающие в процессе работы машин, обусловлены взаимодействием их рабочих органов с внешней средой [2], а также могут вызываться вращением двигателя или других подвижных звеньев самой машины [3]. Существенные вибрационные воздействия отмечаются у операторов таких наземных транспортно-технологических машин, как автогрейдеры [4], бульдозеры [5], гидравлические молоты [6].

Необходимость защиты операторов наземных транспортно-технологических машин, как правило оснащенных кабиной с сиденьем [7], от вредного воздействия вибраций, обусловила два основных пути их снижения. Это применение систем виброизоляции кабины оператора [8] и сиденья оператора [9]. Указанные пути снижения вибраций могут применяться совместно, что увеличивает общую эффективность виброзащиты. В то же время наиболее существенно снизить уровень вибрационного воздействия на оператора машины способны именно системы виброзащиты сиденья, применение которых является необходимым условием.

Одним из перспективных подходов к совершенствованию систем виброзащиты является применение эффекта квазинулевой жесткости [10]. Необходимость подвода и использования внешней энергии в активных виброзащитных системах [11] обуславливает ограниченное применение активных систем

при виброизоляции сидений и кабин операторов наземных транспортно-технологических машин.

В этой связи представляет интерес разработка пассивной виброзащитной системы сиденья оператора наземной транспортно-технологической машины с эффектом квазинулевой жесткости, механизм которой характеризуется относительной простотой конструкции и невысокой стоимостью. С участием авторов была разработана конструкция подобной системы на основе параллелограммного механизма, упругого элемента, роликов и троса (рис. 1а) [12].

Цель исследования

В математической среде Matlab/Simulink [13] была разработана комплексная имитационная модель автогрейдера (рис. 1б), включающая в себя собственно механическую систему автогрейдера, виброзащитную подвеску сиденья (рис. 1в), виброзащитные опоры кабины (рис. 1г) и подсистему задания стохастических воздействий на элементы ходового оборудования, реализованную в виде программного кода [14, 15].

Конечной целью разработки комплексной имитационной модели являлось подтверждение гипотезы о большей эффективности предложенной виброзащитной системы сиденья оператора с участком квазинулевой жесткости по сравнению с традиционной пружинно-амортизационной виброзащитной системой, не имеющей в статической силовой характеристике участка квазинулевой жесткости. Для этого, после разработки в верификации комплексной имитационной модели, необходимо было про-

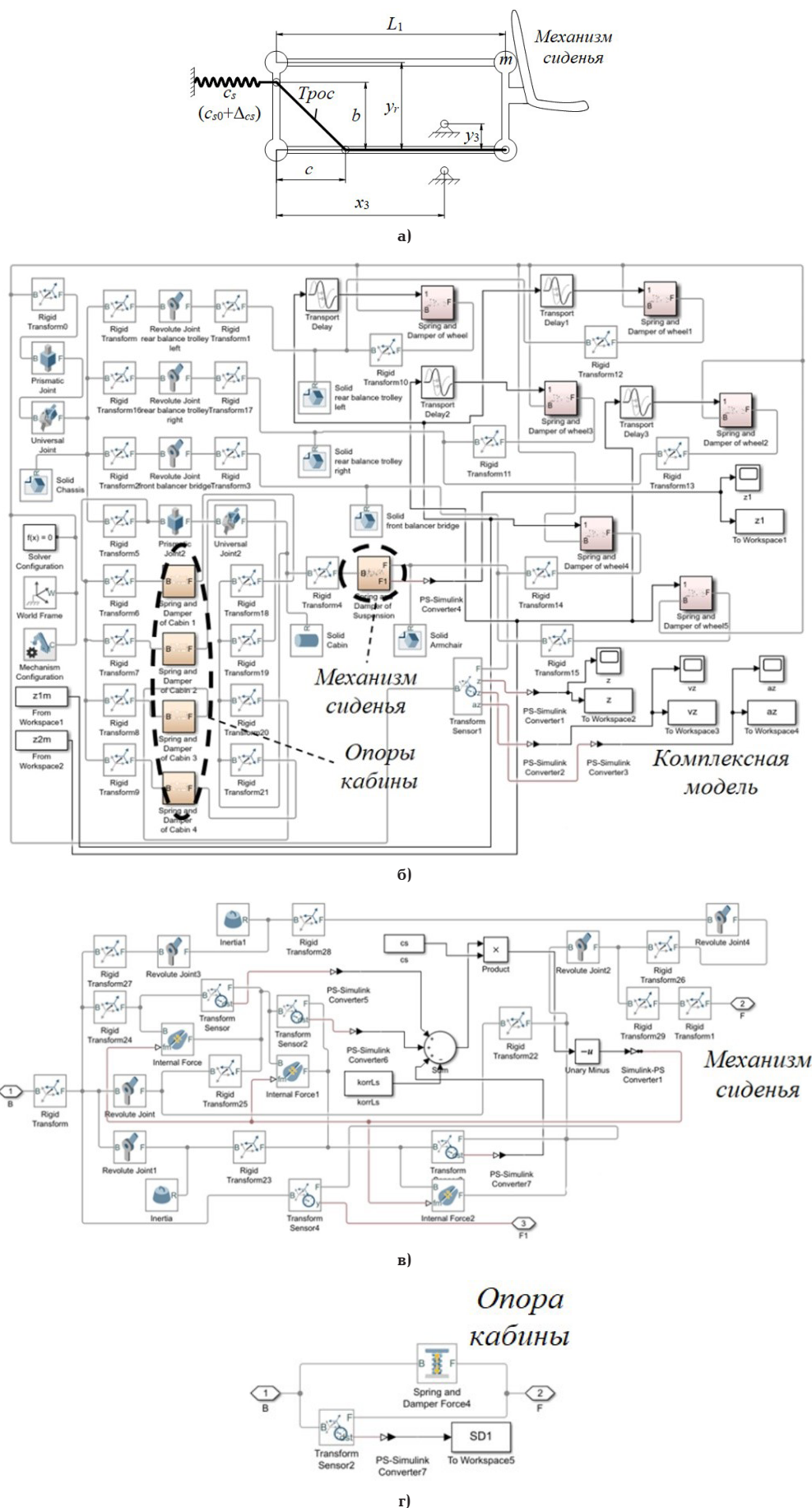


Рис. 1. Разработанная конструкция виброзащитного механизма сиденья (а), комплексная имитационная модель автогрейдера (б), имитационная модель-подсистема виброзащитной опоры кабины (в), имитационная модель-подсистема виброзащитного механизма сиденья (г) в обозначениях Matlab Simscape
 Fig. 1. Developed seat vibration protection mechanism design (a), complex simulation model of motor grader (б), simulation model-system of vibration protection cab support (в), simulation model-system of seat vibration protection mechanism (г) in terms of Matlab Simscape

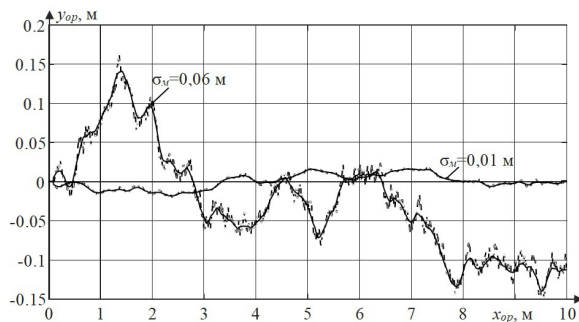


Рис. 2. Стохастические профили микрорельефа опорной поверхности при $\sigma_m = 0,01$ м и $\sigma_m = 0,06$ м: - - - неосредненные профили; — осредненные по пятну контакта шины профили (примеры)

Fig. 2. Stochastic profiles of bearing surface microrelief at $\sigma_m = 0,01$ m and $\sigma_m = 0,06$ m: - - - non-averaged profiles; — tire contact patch averaged profiles (examples)

вести с ее помощью вычислительный эксперимент, моделирующий перемещения автогрейдера в транспортном режиме по стохастическим неровностям микрорельефа опорной поверхности.

Основная часть

В качестве варьируемых параметров комплексной имитационной модели при проведении вычислительного эксперимента выступали: среднеквадратичное отклонение вертикальных координат микропрофиля опорной поверхности σ_m , скорость перемещения автогрейдера в горизонтальном направлении v , величина зоны квазиулевой жесткости виброзащитной подвески сиденья оператора h_{qz} , величина прибавки Δ_{cs} к значению c_{s0} коэффициента жесткости пружины виброзащитного механизма сиденья, соответствующему горизонтальности среднего участка статической силовой характеристики виброзащитной системы сиденья.

Перечисленные параметры варьировались в следующих пределах и со следующими шагами дискретизации:

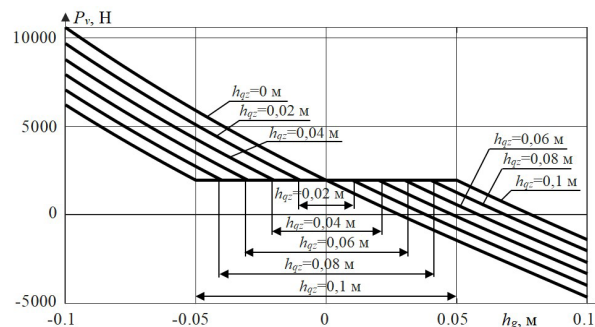
$$\sigma_m = [0,01; 0,02; 0,03; 0,04; 0,05; 0,06] \text{ м};$$

$$v = [1; 2; 3; 4; 5; 6] \text{ м/с} \\ ([3,6; 7,2; 10,8; 14,4; 18,0; 21,6] \text{ км/час});$$

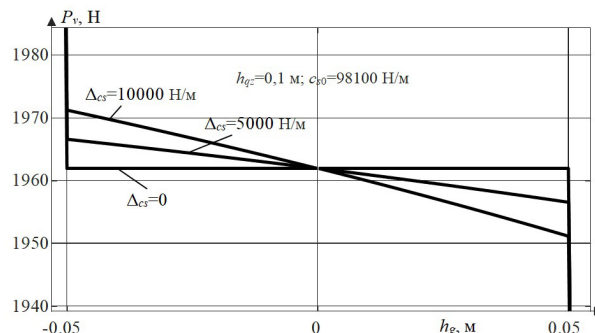
$$h_{qz} = [0; 0,02; 0,04; 0,06; 0,08; 0,1] \text{ м};$$

$$\Delta_{cs} = [0; 5000; 10000] \text{ Н/м}.$$

Ниже поясняется физический смысл трех из четырех варьируемых параметров комплексной имитационной модели (кроме скорости горизонтального перемещения автогрейдера, физический смысл которой не требует дополнительных пояснений). Параметр σ_m определяет величину отклонений вертикальных координат микрорельефа опорной поверхности под правыми и левыми колесами автогрейдера от нулевого уровня. На рис. 2 приведены в качестве иллюстрации два стохастических профиля микрорельефа опорной поверхности при граничных значениях в рассматриваемом диапазоне изменения σ_m : 0,01 и 0,06 м. Размах изменения вертикальной координаты опорной поверхности y_{op} при наибольшем среднеквадратичном отклонении про-



а)



б)

Рис. 3. Исследуемые статические силовые характеристики виброзащитной системы сиденья оператора:

а) с шестью различными значениями h_{qz} ;

б) увеличенный фрагмент среднего участка трех характеристик с тремя различными значениями Δ_{cs} (при $h_{qz} = 0,1$ м)

Fig. 3. Investigated static force characteristics of the vibration protection system of the operator's seat:

а) with 6 different values of h_{qz} ; б) enlarged fragment

of the average section of three characteristics with 3 different values of Δ_{cs} (at $h_{qz} = 0,1$ m)

филя $\sigma_m = 0,06$ м в рассматриваемом примере достигает 0,3 м при горизонтальной длине участка 10 м, в то время как при наименьшем среднеквадратичном отклонении профиля $\sigma_m = 0,01$ м размах изменений вертикальной координаты не превышает 0,05 м.

На рис. 3а приведены 6 статических силовых характеристик с варьируемыми значениями зоны квазиулевой жесткости виброзащитной подвески сиденья оператора h_{qz} , от 0 до 0,1 м. Средний участок всех характеристик на рис. 3а строго горизонтален, т.е. в приведенных характеристиках величина прибавки к коэффициенту жесткости пружины равна нулю: $\Delta_{cs} = 0$ Н/м. При ненулевых исследуемых значениях Δ_{cs} , на общем графике статические силовые характеристики визуально не будут отличаться от приведенных на рис. 3а, т.е. средний участок будет выглядеть как близкий к горизонтальному. Наклон среднего участка статических характеристик с $h_{qz} = 0,1$ м может быть визуально оценен лишь при значительном увеличении вертикального масштаба фрагментов характеристик (рис. 3б).

В частном случае нулевой длины среднего участка (отсутствия зоны квазиулевой жесткости, $h_{qz} = 0$), статическая силовая характеристика виброзащитного механизма аналогична характеристике упругого элемента с демпфером, т.е. традиционного, наиболее распространенного виброзащитного механизма. Максимальные значения параметра h_{qz} ограничивались 0,1 м, исходя из эргономических соображений (ограничение высоты кабины, расстояний от сиденья до педалей и руля).

Фиксированные параметры модели соответствовали автогрейдеру марки ДЗ-98. Коэффициент жесткости отдельной виброзащитной опоры кабины (каждой из 4-х) принимал значение 10000 Н/м, коэффициент вязкого трения — 1000 Н/(м/с). Конструктивные параметры параллелограммного виброзащитного механизма сиденья принимали значения: $b=0,1$ м, $c=0,1$ м, $L_1=0,5$ м, $x_3=0,35$ м, $y_3=0,1$ м, что соответствовало параллелограмму с боковыми вертикальными звеньями длиной 0,1 м и с горизонтальными звеньями длиной 0,5 м. Ограничивающие трос ролики располагались на горизонтальном расстоянии 0,35 м от левой стороны параллелограмма. Угловой коэффициент сопротивления отдельного шарнира параллелограмма составлял 5 Н·м/(рад/с).

Масса m сиденья с человеком-оператором принималась равной 200 кг. Длина пятна контакта каждой из шин принималась равной 0,2 м.

Конечное время моделирования перемещения автогрейдера по неровностям микрорельефа при каждом сочетании варьируемых параметров принималось равным 1000 с.

В качестве критерия оценки эффективности виброзащиты использовалось среднеквадратичное значение вертикального ускорения сиденья в неподвижной системе координат a_s , определяемое для отдельного процесса перемещения в течение 1000 с при шаге дискретизации сохраняемых из модели текущих значений вертикального ускорения 0,1 с:

$$a_s = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (a_i - \bar{a})^2},$$

где a_i — отдельные значения ускорения в дискретные моменты времени динамического процесса;

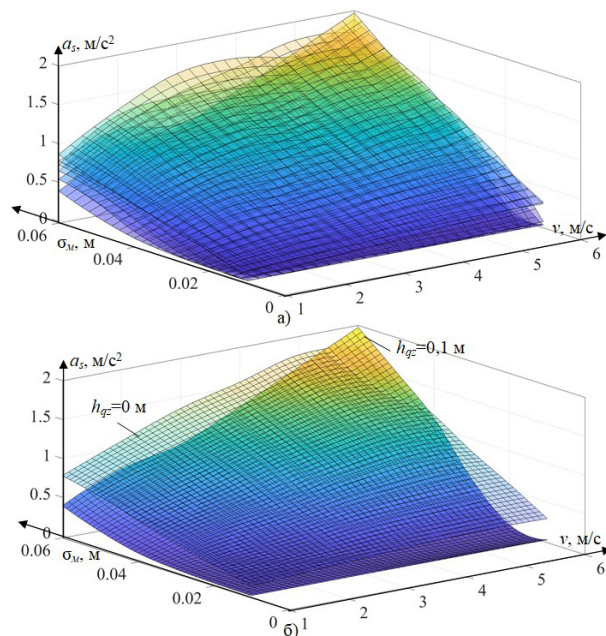


Рис. 4. Зависимости среднеквадратичного ускорения a_s от скорости перемещения автогрейдера v и среднеквадратичного отклонения профиля микрорельефа σ_m : а) шесть поверхностей для всех исследуемых значений величины зоны квазиулевой жесткости h_{qz} ;

б) две поверхности для граничных значений величины зоны квазиулевой жесткости h_{qz}

Fig. 4. Dependences of mean square acceleration a_s on motor grader motion speed v and mean square deviation of microrelief profile σ_m : а) six surfaces for all investigated values of quasi-null stiffness zone h_{qz} ; б) two surfaces for boundary values of quasi-null stiffness zone h_{qz}

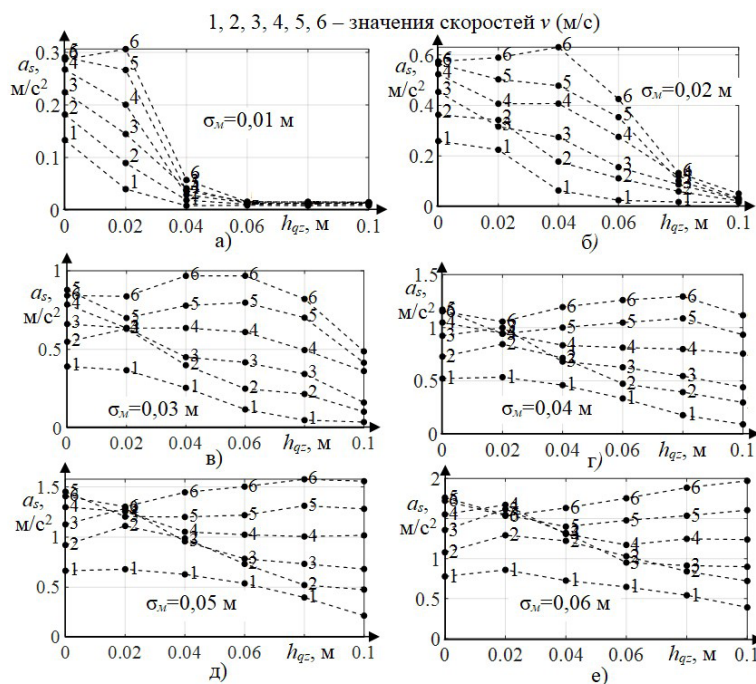


Рис. 5. Зависимости среднеквадратичного ускорения a_s от величины зоны квазиулевой жесткости h_{qz} полученные при значениях среднеквадратичного отклонения профиля σ_m : а) 0,01 м; б) 0,02 м; в) 0,03 м; г) 0,04 м; д) 0,05 м; е) 0,06 м

Fig. 5. Dependences of the mean square acceleration a_s on the value of the quasi-null stiffness zone h_{qz} obtained at the values of the mean square deviation of the profile σ_m : а) 0,01 м; б) 0,02 м; в) 0,03 м; г) 0,04 м; д) 0,05 м; е) 0,06 м

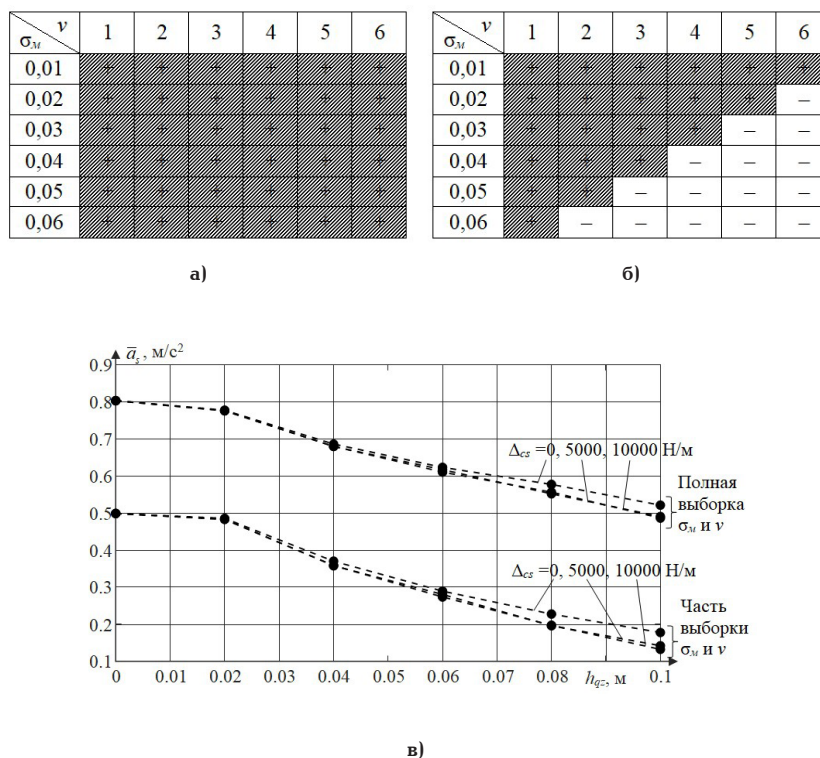


Рис. 6. Сочетания значений σ_m и v : а) полная выборка; б) часть выборки, соответствующая реальным скоростям в транспортном режиме; в) графики функциональных зависимостей средних значений $\bar{a}_s$ среднеквадратического отклонения вертикального ускорения сиденья от величины зоны квазинулевой жесткости h_{qz}

Fig. 6. Combinations of values σ_m and v : а) complete sample; б) part of sample corresponding to real speeds in transport mode; в) plots of functional dependences of mean values $\bar{a}_s$ of mean square deviation of vertical seat acceleration from the value of quasi-zero stiffness zone h_{qz}

$\bar{a}$ — среднее значение ускорения за весь период процесса; $n = 10000$ — количество значений ускорения.

На рис. 4а приведены графики шести поверхностей — зависимостей среднеквадратичного ускорения a_s от скорости перемещения автогрейдера v и среднеквадратичного отклонения профиля микрорельефа σ_m . Графики на рис. 3 получены при фиксированном значении прибавки к жесткости пружины $\Delta_{cs} = 10000$ Н/м.

Шесть поверхностей на рис. 4а соответствуют шести исследуемым значениям величины зоны квазинулевой жесткости h_{qz} . Расположенные на более низком уровне поверхности соответствуют большим значениям h_{qz} .

Поверхности, полученные при различных значениях h_{qz} частично перекрывают друг друга, что иллюстрирует рис. 4б, где приведены только две из шести поверхностей, приведенных на рис. 4а, соответствующие крайним диапазонным значениям $h_{qz} = 0$ м (верхняя поверхность) и $h_{qz} = 0,1$ м (нижняя поверхность).

Аналогичные поверхности $a_s = f(\sigma_m, v)$, которые были построены при значениях прибавки к жесткости пружины Δ_{cs} 0 и 5000 Н/м, отличаются от приведенных на рис. 4 крайне незначительно, поэтому не приводятся.

На рис. 5в в виде совокупностей двумерных графиков приведены функциональные зависимости среднеквадратичного ускорения a_s от величины зоны квазинулевой жесткости h_{qz} . Различным кривым соответствуют различные скорости перемеще-

ния v , значения которых подписаны рядом с каждой кривой. Графики объединены в шесть групп по шести значениям σ_m .

Большой информативностью обладают графики зависимостей средних значений $\bar{a}_s$ среднеквадратичных ускорений сиденья от величины зоны квазинулевой жесткости h_{qz} . Значение функции в каждой точке графиков рассчитано как среднее арифметическое a_s совокупности всех возможных сочетаний σ_m и v (среднее значение 36 значений, рис. 6а).

Поскольку при значительном размахе вертикальных координат профиля микрорельефа, т.е. при больших значениях σ_m , оператор автогрейдера, как правило, всегда ограничивает скорость перемещения, чтобы не допустить значительных колебаний машины или даже выхода ее из строя, часть сочетаний значений σ_m и v целесообразно исключить из рассмотрения. На рис. 6б заштрихована часть выборки, в которой в основном происходят перемещения автогрейдера в транспортном режиме. Наибольшим значениям среднеквадратичного отклонения профиля микрорельефа σ_m соответствуют перемещения машины с наименьшей скоростью v . И, напротив, наименьшим значениям среднеквадратичного отклонения профиля микрорельефа σ_m соответствуют перемещения машины с наибольшей скоростью. Из частичной выборки, соответствующей реальным условиям эксплуатации, исключены все сочетания σ_m и v , расположенные ниже побочной диагонали матрицы сочетаний σ_m и v (см. рис. 6б).

Анализ графиков, приведенных на рис. 4, 5 и 6в, позволяет сделать следующие выводы.

1. При прочих равных условиях наибольших значений среднеквадратичное ускорение сиденья в вертикальном направлении достигает при сочетании максимальных скоростей перемещения машины и максимальных среднеквадратичных отклонений профиля микрорельефа. Минимальные среднеквадратичные ускорения сиденья достигаются при сочетании минимальных среднеквадратичных отклонений профиля и скоростей. Максимальные значения среднеквадратичного ускорения сиденья превышают минимальные в несколько сотен раз в рассматриваемых диапазонах изменения среднеквадратичного отклонения профиля микрорельефа (0,01...0,06 м) и скорости (1...6 м/с). Например, при фиксированном значении прибавки к жесткости пружины $\Delta_{cs} = 10000$ Н/м, максимальное значение среднеквадратичного ускорения сиденья в 240 раз больше минимального (1,97107 и 0,00821 м/с² соответственно).

2. Увеличение величины зоны квазиулевого жесткости с нулевого значения до 0,1 м снижает среднеквадратичное ускорение сиденья. Наиболее существенное снижение (в 30 раз и более) достигается при минимальных значениях среднеквадратичного отклонения профиля микрорельефа. В то же время при максимальных среднеквадратичных отклонениях профиля и максимальных скоростях увеличение величины зоны квазиулевого жесткости приводит к незначительному возрастанию среднеквадратичного ускорения сиденья.

3. Учитывая неоднозначность влияния величины зоны квазиулевого жесткости на ускорение, целесообразно использовать для оценки интегральный критерий — среднее значение среднеквадратичных вертикальных ускорений сиденья для совокупности сочетаний среднеквадратичных отклонений профиля и скоростей. Увеличение величины зоны квазиулевого жесткости с нулевого значения до 0,1 м снижает при этом среднее по выборке среднеквадратичное ускорение сиденья примерно в 1,5 раза — с 0,8 м/с² до 0,5 м/с².

4. Учитывая, что при больших среднеквадратичных отклонениях профиля оператор ограничивает скорость перемещения, оценку эффективности увеличения зоны квазиулевого жесткости целесообразно проводить на части выборки, ограниченной половиной матрицы сочетаний среднеквадратичных отклонений профиля и скоростей над побочной диагональю матрицы, включая саму побочную диагональ. Данная часть выборки соответствует реальным условиям эксплуатации машины в транспортном режиме. На описанной части выборки увеличение величины зоны квазиулевого жесткости с нулевого значения до 0,1 м снижает среднее среднеквадратичное ускорение в 3 раза и более.

5. Придание средней части статической силовой характеристики виброзащитного механизма сиденья небольшого наклона позволяет еще больше повысить эффективность виброзащиты (снизив среднее среднеквадратичное ускорение не в 3, а в 3,5 раза). Наклон средней части статической силовой характеристики задавался при этом величиной прибавки к значению коэффициента жесткости пружины виброзащитного механизма.

6. Поводя итог, можно сделать вывод о значительной эффективности применения виброзащит-

ного механизма сиденья с участком квазиулевого жесткости по сравнению с механизмом, не имеющим подобного участка. Причем наибольший эффект дает применение наиболее протяженного участка квазиулевого жесткости, максимальная величина которого ограничивается 0,1 м исходя из эргономических соображений.

Список источников

1. Mian J., Shoushi L., Yong G., Jigang W. The improvement on vibration isolation performance of hydraulic excavators based on the optimization of powertrain mounting system // *Advances in mechanical engineering*. 2019. Vol. 11, no. 5. DOI: 10.1177/1687814019849988.
2. Chi F, Zhou J, Zhang Q, Wang Y, Huang P. Avoiding the health hazard of people from construction vehicles: a strategy for controlling the vibration of a wheel loader // *International Journal of Environmental Research and Public Health*. 2017. Vol. 14, no. 3. P. 275. DOI: 10.3390/ijerph14030275.
3. Korchagin P. A., Teterina I. A., Rahuba L. F. Improvement of human operator vibroprotection system in the utility machine // *Journal of Physics: Conference Series*. 2018. Vol. 944. P. 012059. DOI: 10.1088/1742-6596/944/1/012059.
4. Dhanjee K. C., Sanjay K. P., Vivekanand K., Netai C. K. Whole-body vibration exposure of heavy earthmoving machinery operators in surface coal mines: a comparative assessment of transport and non-transport earthmoving equipment operators // *International Journal of Occupational Safety and Ergonomics*: JOSE. 2020. P. 1–10. DOI: 10.1080/10803548.2020.1785154.
5. Lynas D., Burgess-Limerick R. Whole-body vibration associated with dozer operation at an Australian surface coal mine // *Annals of Work Exposures and Health*. 2019. Vol. 63, no. 8. P. 881–889. DOI: 10.1093/annweh/wxz054.
6. Galdin N. S., Semenova I. A., Galdin V. N. Analysis of the striker stroke impact on the hydropneumatic impact devices energy performance // *Journal of Physics: Conference Series*. 2019. Vol. 1260, no. 11. P. 112010. DOI: 10.1088/1742-6596/1260/11/112010.
7. Wieckowski J., Rafajlowicz W., Moczko P., Rafajlowicz E. Data from vibration measurement in a bucket wheel excavator operator's cabin with the aim of vibrations damping // *Data in Brief*. 2021. Vol. 35. P. 106836. DOI: 10.1016/j.dib.2021.106836.
8. Lyashenko M. V., Pobedin A. V., Potapov P. V. Analysis of possible dynamic vibration dampers uses in tractor cabins suspensions // *Procedia Engineering*. 2016. Vol. 150. P. 1245–1251. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.132.
9. Kim S.-H., D.-S. Yoon, G.-W. Kim [et al.]. Road traveling test for vibration control of a wheel loader cabin installed with magnetorheological mounts // *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*. 2020. P. 1045389X20953900. DOI: 10.1177/1045389X20953900.
10. Burian Yu. A., Silkov V. M., Sitnikov V. D. Quasi-zero stiffness vibration isolation support with stiffness corrector based on a rubber-cord air spring // *AIP Conference Proceedings*. 2020. Vol. 2285. P. 030007. DOI: 10.1063/5.0027543.
11. Burian Y. A., Sitnikov D. V., Silkov M. V., Belkov V. N. The active system of vibration isolation with digital twin and control by acceleration // *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. Vol. 1791, no. 1. P. 012007. DOI: 10.1088/1742-6596/1791/1/012007.
12. Корытов М. С., Кашапова И. Е., Щербakov В. С. Условие квазиулевого жесткости статической силовой характеристики параллелограммного механизма виброзащитной системы сиденья // *Вестник СибАДИ*. 2022. Т. 19, № 2 (84). С. 144–155. DOI: 10.26518/2071-7296-2021-19-2-144-155.
13. Лукутин Б. В., Муравьев Д. И. Имитационная модель фотодизельной системы электроснабжения с интеллектуальным управлением в Matlab/Simulink // *Омский научный вестник*. 2021. № 4 (178). С. 52–62. DOI: 10.25206/1813-8225-2021-178-52-62.

14. Korytov M. S., Shcherbakov V. S., Titenko V. V., Ots D. A. Simulation model for the determination of energy losses during vibrations of the working equipment of a earth-moving machine in the transport mode // Journal of Physics: Conference Series. 2019. Vol. 1260. P. 112015. DOI: 10.1088/1742-6596/1260/11/112015.

15. Корытов М. С., Щербаков В. С., Почекуева И. Е. Имитационная модель виброзащитного механизма кресла с участком квазилинейной жесткости оператора строительно-дорожной машины // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2020. № 4. С. 486–496. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-04-486-496.

КОРЫТОВ Михаил Сергеевич, доктор технических наук, доцент (Россия), профессор кафедры «Автомобильный транспорт» Сибирского государственного автомобильно-дорожного университета (СибАДИ), г. Омск.

SPIN-код: 2921-4760

AuthorID (РИНЦ): 352677

ORCID: 0000-0002-5104-7568

AuthorID (SCOPUS): 57035238500

ResearcherID: B-5667-2015

Адрес для переписки: kms142@mail.ru

ЩЕРБАКОВ Виталий Сергеевич, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры

«Автоматизация и энергетическое машиностроение» СибАДИ, г. Омск.

SPIN-код: 6171-2320

AuthorID (РИНЦ): 485687

ORCID: 0000-0002-3084-2271

AuthorID (SCOPUS): 57034922100

ResearcherID: N-1716-2017

КАШАПОВА Ирина Евгеньевна, аспирант кафедры «Автоматизация и энергетическое машиностроение» СибАДИ, г. Омск.

SPIN-код: 8011-6829

AuthorID (РИНЦ): 1053624

ORCID: 0000-0002-0631-564X

AuthorID (SCOPUS): 57563069600

Для цитирования

Корытов М. С., Щербаков В. С., Кашапова И. Е. Исследование виброзащитной системы сиденья с квазилинейной жесткостью при стохастических воздействиях на элементы ходового оборудования автогрейдера // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 1. С. 61–69. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-1-61-69.

Статья поступила в редакцию 20.12.2022 г.

© М. С. Корытов, В. С. Щербаков, И. Е. Кашапова



INVESTIGATION OF VIBRATION PROTECTION SYSTEM OF A SEAT WITH QUASI-ZERO STIFFNESS UNDER STOCHASTIC EFFECTS ON THE ELEMENTS OF RUNNING EQUIPMENT OF A MOTOR GRADER

M. S. Korytov, V. S. Shcherbakov, I. E. Kashapova

Siberian State Automobile and Highway University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 5, 644080

With the help of a complex simulation mathematical model of a motor grader developed in the Matlab environment, including subsystems of vibration-protective cab supports, a vibration-protective mechanism of the operator's seat, setting stochastic effects on the elements of running equipment when moving along a microrelief, a computational experiment is carried out, when processing the results of which, the influence of a number of system parameters on the root-mean-square seat acceleration deviation in the vertical direction. The variable parameters are the root mean square deviation of the vertical coordinates of the microprofile of the supporting surface, the speed of motion of the motor grader, the size of the zone of quasi-zero stiffness of the vibration protection mechanism of the operator's seat, the value of the increase in the spring stiffness coefficient of the vibration protection mechanism, which sets the slope of the average section of the static power characteristic of the vibration protection mechanism. An increase in the size of the zone of quasi-zero stiffness allows several times to reduce the average value of the root-mean-square deviation of the seat acceleration for a set of movements at various profile heights and speeds. Giving the middle part of the static characteristic a small slope also allows a slight decrease in the average value of the standard deviation of the seat.

Keywords: vibration protection, vibration, seat, quasi-zero stiffness, modeling.

References

1. Mian J., Shoushi L., Yong G., Jigang W. The improvement on vibration isolation performance of hydraulic excavators based on the optimization of powertrain mounting system // *Advances in mechanical engineering*. 2019. Vol. 11, no. 5. DOI: 10.1177/1687814019849988. (In Engl.).
2. Chi F., Zhou J., Zhang Q., Wang Y., Huang P. Avoiding the health hazard of people from construction vehicles: a strategy for controlling the vibration of a wheel loader // *International Journal of Environmental Research and Public Health*. 2017. Vol. 14, no. 3. P. 275. DOI: 10.3390/ijerph14030275. (In Engl.).
3. Korchagin P. A., Teterina I. A., Rahuba L. F. Improvement of human operator vibroprotection system in the utility machine // *Journal of Physics: Conference Series*. 2018. Vol. 944. P. 012059. DOI: 10.1088/1742-6596/944/1/012059. (In Engl.).
4. Dhanjee K. C., Sanjay K. P., Vivekanand K., Netai C. K. Whole-body vibration exposure of heavy earthmoving machinery operators in surface coal mines: a comparative assessment of transport and non-transport earthmoving equipment operators // *International Journal of Occupational Safety and Ergonomics: JOSE*. 2020. P. 1–10. DOI: 10.1080/10803548.2020.1785154. (In Engl.).
5. Lynas D., Burgess-Limerick R. Whole-body vibration associated with dozer operation at an Australian surface coal mine // *Annals of Work Exposures and Health*. 2019. Vol. 63, no. 8. P. 881–889. DOI: 10.1093/annweh/wxz054. (In Engl.).
6. Galdin N. S., Semenova I. A., Galdin V. N. Analysis of the striker stroke impact on the hydropneumatic impact devices energy performance // *Journal of Physics: Conference Series*. 2019. Vol. 1260, no. 11. P. 112010. DOI: 10.1088/1742-6596/1260/11/112010. (In Engl.).
7. Wieckowski J., Rafajlowicz W., Moczko P., Rafajlowicz E. Data from vibration measurement in a bucket wheel excavator operator's cabin with the aim of vibrations damping // *Data in Brief*. 2021. Vol. 35. P. 106836. DOI: 10.1016/j.dib.2021.106836. (In Engl.).
8. Lyashenko M. V., Pobedin A. V., Potapov P. V. Analysis of possible dynamic vibration dampers uses in tractor cabins suspensions // *Procedia Engineering*. 2016. Vol. 150. P. 1245–1251. DOI: 10.1016/j.proeng.2016.07.132. (In Engl.).
9. Kim S.-H., D.-S. Yoon, G.-W. Kim [et al.]. Road traveling test for vibration control of a wheel loader cabin installed with magnetorheological mounts // *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*. 2020. P. 1045389X20953900. DOI: 10.1177/1045389X20953900. (In Engl.).
10. Burian Yu. A., Silkov V. M., Sitnikov V. D. Quasi-zero stiffness vibration isolation support with stiffness corrector based on a rubber-cord air spring // *AIP Conference Proceedings*. 2020. Vol. 2285. P. 030007. DOI: 10.1063/5.0027543. (In Engl.).
11. Burian Y. A., Sitnikov D. V., Silkov M. V., Belkov V. N. The active system of vibration isolation with digital twin and control by acceleration // *Journal of Physics: Conference Series*. 2021. Vol. 1791, no. 1. P. 012007. DOI: 10.1088/1742-6596/1791/1/012007. (In Engl.).
12. Korytov M. S., Kashapova I. E., Shcherbakov V. S. Usloviye kvazinulevoy zhestkosti staticheskoy silovoy kharakteristiki parallelogrammnogo mekhanizma vibrozashchitnoy sistemy siden'ya [The condition of quasi-zero stiffness of the static power characteristic of the parallelogram mechanism of the vibration protection system of the seat] // *Vestnik SibADI. The Russian Automobile and Highway Industry Journal*. 2022. Vol. 19, no. 2 (84). P. 144–155. DOI: 10.26518/2071-7296-2021-19-2-144-155. (In Russ.).

13. Lukutin B. V., Murav'yev D. I. Imitatsionnaya model' fotodizel'noy sistemy elektrosnabzheniya s intellektual'nym upravleniyem v Matlab/Simulink [Matlab/Simulink simulation model of photo-diesel power supply system with intelligent control] // Omskiy nauchnyy vestnik. *Omsk Scientific Bulletin*. 2021. No. 4 (178). P. 52–62. DOI: 10.25206/1813-8225-2021-178-52-62. (In Russ.).

14. Korytov M. S., Shcherbakov V. S., Titenko V. V., Ots D. A. Simulation model for the determination of energy losses during vibrations of the working equipment of a earth-moving machine in the transport mode // *Journal of Physics: Conference Series*. 2019. Vol. 1260. P. 112015. DOI: 10.1088/1742-6596/1260/11/112015. (In Engl.).

15. Korytov M. S., Shcherbakov V. S., Pohekuyeva I. E. Imitatsionnaya model' vibrozashchitnogo mekhanizma kresla s uchastkom kvazinulevoy zhestkosti operatora stroitel'no-dorozhnoy mashiny [Simulation model of a chair vibration protective mechanism with a part of quasi-zero-stiffness for the operator of a road-building machine] // *Nauchno-tekhnicheskii Vestnik Bryanskogo Gosudarstvennogo Universiteta. Scientific and Technical Journal of Bryansk State University*. 2020. No. 4. P. 486–496. DOI: 10.22281/2413-9920-2020-06-04-486-496. (In Russ.).

KORYTOV Mikhail Sergeyevich, Doctor of Technical Sciences, Associate Professor, Professor of Road Transport Department, Siberian State Automobile and Highway University (SibADI), Omsk.
SPIN-code: 2921-4760
AuthorID (RSCI): 352677

ORCID: 0000-0002-5104-7568

AuthorID (SCOPUS): 57035238500

ResearcherID: B-5667-2015

Correspondence address: kms142@mail.ru

SHCHERBAKOV Vitaliy Sergeyevich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Professor of Automation and Power Engineering Department, SibADI, Omsk.

SPIN-code: 6171-2320

AuthorID (RSCI): 485687

ORCID: 0000-0002-3084-2271

AuthorID (SCOPUS): 57034922100

ResearcherID: N-1716-2017

KASHAPOVA Irina Evgen'yevna, Graduate Student of Automation and Power Engineering Department, SibADI, Omsk.

SPIN-code: 8011-6829

AuthorID (RSCI): 1053624

ORCID: 0000-0002-0631-564X

AuthorID (SCOPUS): 57563069600

For citations

Korytov M. S., Shcherbakov V. S., Kashapova I. E. Investigation of vibration protection system of a seat with quasi-zero stiffness under stochastic effects on the elements of running equipment of a motor grader // *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2023. Vol. 7, no. 1. P. 61–69. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-1-61-69.

Received December 20, 2022.

© M. S. Korytov, V. S. Shcherbakov, I. E. Kashapova

**Международная научно-техническая конференция
«Техника и технология нефтехимического
и нефтегазового производства»
15 – 18 марта 2023 г., г. Омск**



ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ОМСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»



ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
БЮДЖЕТНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ НАУКИ
«ФЕДЕРАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ ЦЕНТР
«ИНСТИТУТ КАТАЛИЗА ИМ. Г. К. БОРЕСКОВА
СИБИРСКОГО ОТДЕЛЕНИЯ РОССИЙСКОЙ АКАДЕМИИ НАУК»

Общая информация

Основными целями проведения конференции «Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства» являются:

- развитие научно-технических связей между ведущими научными школами и группами, занимающимися проблемами нефтепереработки, нефтехимии и проблемами смежных областей науки и техники;
- укрепление связей между университетскими научно-техническими разработками и предприятиями реального сектора экономики;
- повышение уровня подготовки молодых ученых, студентов, старшеклассников, привлечение их к решению научно-технических проблем нефтехимической отрасли.

Научные секции конференции

- **Фундаментальные и прикладные проблемы химической технологии**
- **Химическое и нефтегазовое машиностроение**
 - Машины и аппараты химических производств
 - Низкотемпературные технологии в нефтегазовой отрасли
- **Материаловедение и конструкционные материалы**
- **Цифровые решения и технологии анализа, моделирования и трансформации процессов и систем**
 - Мониторинг, диагностика и автоматизация
 - Биотехнологические задачи нефтехимического и энергетического кластера
 - Тонкий органический синтез
 - Научные работы старшеклассников в области техники и технологии нефтехимического и нефтегазового производства

Участники конференции

Ученые и исследователи, специализирующиеся в области техники и технологии нефтехимического и нефтегазового производства и других смежных направлений, сотрудники нефтехимических и нефтегазовых предприятий, а также аспиранты, студенты и учащиеся старших классов.

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